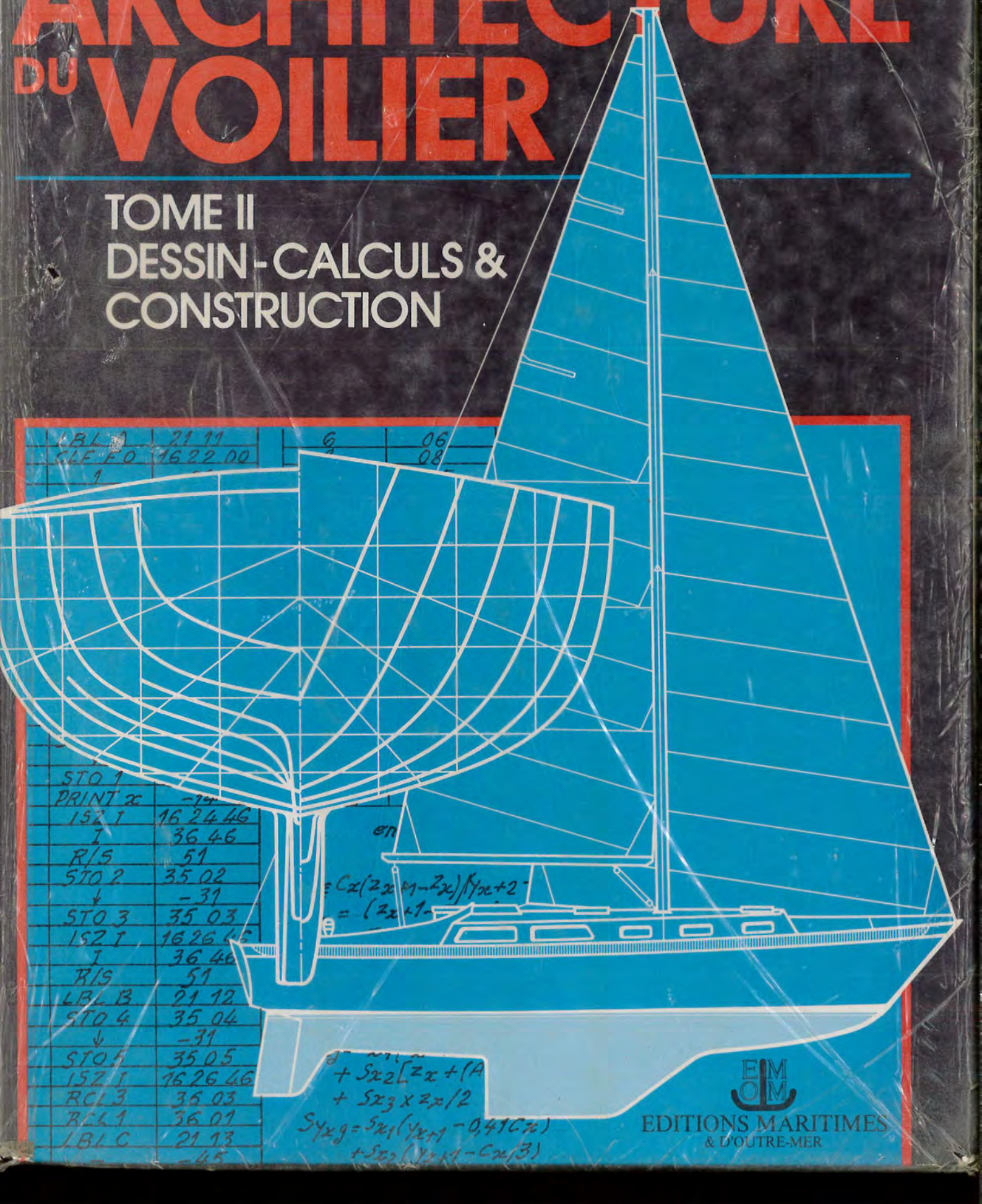
Pierre GUTELLE

ARCHITECTURE DU VOILIER

TOME II
DESSIN - CALCULS & CONSTRUCTION



EDITIONS MARITIMES
& D'OUTRE-MER

AUTRES OUVRAGES D'ARCHITECTURE NAVALE
CHEZ LE MÊME ÉDITEUR

Construction amateur d'un bateau en acier. S. KERNILIS
Construction amateur en plastique. O. LE CARRER
Construction des bateaux en ciment. D. et D. BERRUYER
Structure et construction du voilier. J.P. AUBRY

DU MÊME AUTEUR CHEZ LE MÊME ÉDITEUR

Construire son bateau en bois
Voiles et Gréments
Architecture du voilier – Tome 1

Mise en pages d'Alain Ventour

© 1987, éditions Jean-Claude Lattès

Les Ateliers de l'Ile
Centre de Formation
29100 DOUARNENEZ - Tél. 98 92 94 22
FEDERATION REGIONALE

Pierre GUTELLE

ARCHITECTURE DU VOILIER

TOME II
DESSIN - CALCULS & CONSTRUCTION

EDITIONS MARITIMES
& D'OUTRE-MER

La loi du 11 mars 1957 n'autorisant, aux termes des alinéas 2 et 3 de l'article 41, d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction, intégrale ou partielle, faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause, est illicite » (alinéa 1er de l'article 40).
Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles 425 et suivants du Code pénal.

INTRODUCTION

Enfin ! diront certains qui depuis la parution du premier tome de l'Architecture du voilier n'ont cessé de piaffer dans l'attente du second. Je pense que l'épaisseur et la densité de celui-ci leur feront comprendre le temps nécessaire à son élaboration. La rédaction et l'illustration de ce second tome représentent au total à peu près trois années de travail à temps complet.

Avec celui-ci nous quittons les éléments théoriques à la base du fonctionnement du voilier pour aborder la partie pratique et concrète du travail de l'architecte.

Les différents chapitres de ce livre correspondent chacun à des connaissances spécifiques nécessaires aux multiples étapes de la conception du voilier : dessin, calculs, construction, etc. qui se concrétisent par la réalisation d'un certain nombre de plans qui vont traduire dans un langage compréhensible pour le constructeur les désirs de l'architecte.

Le langage du dessin technique est universel et immédiatement compréhensible par tous ceux qui ont acquis la formation nécessaire.

Celui qui désire, pour son plaisir ou sa profession, exercer une activité impliquant une création technique doit avant toute chose acquérir cette formation de dessinateur industriel. S'il ne se donne pas cette peine il ira au-devant de toutes sortes de déboires car il ne possédera pas les moyens de communication nécessaires pour comprendre et se faire comprendre.

Malheureusement j'ai chaque jour l'occasion de me rendre compte que les bases de cette formation sont absentes ou trop sommaires chez beaucoup de ceux qui veulent exercer le métier d'architecte, et cela même dans certains bureaux d'études de grands chantiers.

Cette formation ne peut être acquise que dans le cadre d'études techniques de mécanique ou d'architecture et celui qui envisage de pratiquer l'architecture navale devra considérer ce passage obligé. Elle permettra de plus de découvrir le domaine si important de la résistance des matériaux. Le but de cet ouvrage n'est pas de suppléer à une quelconque lacune dans ces domaines qui seront considérés comme assimilés mais de fournir les connaissances spécifiques adaptées au dessin et au calcul des différents éléments d'un voilier.

Autre préalable, un minimum de connaissances du vocabulaire maritime et plus particulièrement technique. Il est bien évident que celui qui ne sait pas ce qu'est une lisse, une varangue ou une épontille devra d'abord assimiler ce vocabulaire de même qu'il devra posséder un minimum de sens marin et d'expérience de la navigation. Sans cela il est préférable qu'il se tourne tout de suite vers d'autres activités.

L'objet de ce livre n'est pas non plus de constituer un cours magistral car l'architecture navale recouvre un ensemble tellement complexe et varié de techniques qu'une vie entière ne serait pas suffisante pour les étudier toutes selon les cursus normaux et officiels. L'architecte de plaisance n'a besoin que d'un certain niveau de connaissances dans certains cas particuliers d'une multitude de techniques. Il serait donc parfaitement inutile de vouloir les connaître toutes à fond et c'est, après l'extrême encombrement de la profession, la principale raison de l'absence de toute véritable école d'architecture navale de plaisance et de la quasi-impossibilité de créer un diplôme réellement adapté.

C'est pourquoi j'ai voulu que, mises à part les restrictions émises précédemment, ce livre soit accessible au plus grand nombre d'où une présentation et un langage qui feront sans aucun doute hurler certains en s'écartant résolument des démarches et des langages – pour ne pas dire des jargons obscurs – dans lesquels s'enfoncent de plus en plus les ouvrages techniques.

Néanmoins je tiens à ce qu'il soit bien clair pour le lecteur qu'après l'avoir lu et assimilé il ne peut en aucun cas se considérer comme un architecte naval professionnel car ce métier ne s'acquiert que progressivement, chaque jour apportant sa pierre à l'édifice. Pour celui qui désirerait en faire son métier, le meilleur apprentissage se fera sur le tas, dans les bureaux d'études des chantiers et les cabinets d'architectes. Parallèlement il devra

rechercher tous les moyens de se documenter : revues spécialisées françaises et étrangères, rapports de symposiums, etc.

On pourra se procurer une liste complète de toutes les revues nautiques auprès de International Boat Industry, IPC Business Press Ltd, Oakfield House, Perrymount road, Haywards Heath, Sussex, RH16 3DH – Grande-Bretagne.

Les symposiums et rapports publiés peuvent être obtenus auprès de :

- HISWA, Weesperstraat 93, 1018 VN, Amsterdam – Pays-Bas.
- SNAME (The Society of Naval Architects and Marine Engineers) One World Trade Center, suite 1369, New York, NY10048 – U.S.A.
- RINA (The Royal Institution of Naval Architects) 10, Upper Belgrave street, London SW1X 8BQ – Grande-Bretagne.

Ainsi qu'à l'Université de Southampton et à la Westlawn School of Yacht Design (adresses ci-dessous). A ce sujet il est indispensable d'avoir une bonne connaissance de l'anglais technique, au moins d'être capable de le lire.

Pour ceux-là il faut signaler qu'il existe aux États-Unis deux cours par correspondance dispensés par :

- Yacht Design Institute – PO Box 1236, Blue Hill, Maine 04614 – U.S.A.
- Westlawn School of Yacht Design – 733, Summer St., Suite K2, Stamford, Connecticut 06904 – U.S.A.

Le cycle complet nécessite plusieurs années de travail et l'investissement financier est important.

En Angleterre, l'Université de Southampton prépare sur des cycles de trois ans minimum à différents diplômes d'architecture ou de construction navale :

- College Diploma in Yacht & Naval Architecture – Southampton College of Higher Education, East Park Terrace, Southampton S09 4WW – Hampshire – Grande-Bretagne.

Chez nous le niveau des études des grandes écoles spécialisées se situe beaucoup trop haut puisqu'elles préparent essentiellement à des carrières d'ingénieur des constructions navales.

Par contre on peut rencontrer quelques cours annexes dans le cadre d'autres études comme ceux dispensés par D. Presles à U.P.6 pour une unité de valeur du diplôme d'architecte en bâtiment.

Dans un autre domaine je n'ai pas abordé les questions d'esthétique et de style du dessin des œuvres mortes et des superstructures. En effet en dehors de quelques styles classiques, comme par exemple le style américain illustré par les productions de Herreshoff, pour lesquelles on s'inspirera de la documentation existant dans les recueils de plans édités en particulier par International Marine aux U.S.A., la mode et le goût personnel du dessinateur sont des facteurs trop subjectifs pour reposer sur des constantes.

Les proportions, l'équilibre des volumes, la convergence des lignes relèvent de l'art et non de la technique qui reste la base de cet ouvrage.

Je voudrais enfin attirer l'attention du lecteur sur le fait que les différents chapitres peuvent apparaître comme une sorte de puzzle dont il devra reconstituer l'assemblage. En effet l'ensemble du processus créatif qui conduit à l'élaboration complète du plan d'un voilier est une répétition des mêmes opérations selon un cycle circulaire conduisant à chaque tour à affiner, préciser et compléter les caractéristiques des différents éléments du voilier.

Cette démarche respecte presque obligatoirement le circuit suivant :

1re étape :

- définition des caractéristiques principales du projet ;
- recherche de documentation sur des réalisations analogues.

2e étape :

- réalisation d'un avant-projet concrétisé par des croquis donnant une idée générale des formes de la carène, des emménagements, de la voilure, ce qui implique une première estimation des échantillonnages et du devis de poids et quelques calculs hydrostatiques simples ;
- mise en accord de ces éléments, discussion et modification de l'avant-projet jusqu'au projet définitif entraînant la répétition du cycle précédent.

3e étape :

- mise au point définitive du projet impliquant un état plus précis et plus détaillé des échantillonnages, du devis de poids, des calculs hydrostatiques et éventuellement d'autres calculs ou éléments spécifiques du type de voilier étudié ;
- élaboration de tous les plans et documents nécessaires à la construction du voilier.

A celui qui, grâce à cet ouvrage, abordera l'architecture navale d'abord pour son plaisir, il est important de lui conseiller de commencer par des projets simples sans chercher à innover. Même si la tentation de l'innovation est souvent d'autant plus forte que l'on est moins écrasé par le poids de l'expérience, il est d'autant plus difficile d'en évaluer les implications et les conséquences.

Il faudra donc commencer par des unités simples et de taille modérée pour lesquelles il sera facile de réunir les éléments de documentation et de comparaison.

Mais lorsque l'on aura pris conscience du poids des différentes contraintes régissant la conception du voilier et de la difficulté des compromis indispensables, il sera plus facile de mesurer les conséquences de toute idée nouvelle.

Un mot enfin sur l'informatique et l'architecture de plaisance. Certains pensent que son développement va entraîner un bouleversement total du métier. Personnellement, pour l'instant, je ne le crois pas pour des raisons que j'expose plus loin, ce qui ne veut pas dire qu'elle n'apporte pas une aide et procure un gain de temps très appréciable dans un certain nombre d'étapes de la mise au point de l'étude. Mais il n'y a pas de complexe à faire sur ce point.

En revanche il est un domaine dont elle concourra au développement : celui de la recherche en général et en particulier celle concernant la simulation des écoulements aéro et hydrodynamiques ainsi que les contraintes mécaniques dans les différents éléments du voilier, coque, mâture, gréement et les conséquences qui doivent en être tirées pour leur échantillonnage.

Deux organismes œuvrent actuellement dans ce sens, l'INERN (Institut national d'études et de recherches nautiques) et le CRAIN (Centre de recherche pour l'architecture et l'industrie nautiques) dont on peut espérer qu'ils apporteront rapidement une information applicable aux cas généraux et une aide à la solution de problèmes particuliers.

C'est dans ce domaine que l'on peut attendre les améliorations les plus profondes.

L'architecture navale de plaisance peut être un passe-temps enrichissant comme toute activité de création, pour quelques-uns elle pourra devenir un métier.

A tous j'espère que cet ouvrage apportera les moyens de réaliser leurs aspirations ou leur rêve.

I

LE DESSIN

Dès l'instant où vous désirerez entreprendre le dessin d'un bateau il sera nécessaire de vous munir d'un certain matériel. La base de celui-ci sera proche de celle utilisée pour n'importe quel dessin technique mais il faudra lui adjoindre certains instruments spécifiques.

De ce fait il y aura peu de différences entre le matériel dont devra se munir l'amateur et celui de l'architecte professionnel.

Il est bien certain que celui dont la profession l'a conduit à apprendre ou seulement à utiliser le dessin technique possédera un avantage certain.

Il ne faut cependant pas que les autres se découragent, le dessin technique ne demande pas un don particulier et repose sur des bases simples qu'il est facile d'acquérir pour peu que l'on soit soigneux, que l'on ait une vue normale et surtout, et c'est peut-être le plus difficile parce que le plus instinctif, que l'on possède la faculté de s'imaginer « dans la tête » les volumes et leur représentation selon les principes du dessin technique*.

L'essentiel de ce travail intellectuel est constitué par la géométrie descriptive dont on aura intérêt à s'imprégner avant toute chose par l'étude de quelques ouvrages spécialisés.

Ces bases acquises on pourra entreprendre la réalisation d'un plan en n'oubliant jamais que la première qualité qui doit être exigée de l'architecte naval est la précision. Travaillant toujours à échelle réduite, la moindre différence aura des répercussions importantes. Par ailleurs, si la précision, exigence intellectuelle avant tout, ne peut être responsable d'une perte de temps au niveau du tracé, elle peut représenter un gain considérable au niveau de la construction.

J'estime personnellement qu'un bon dessinateur doit se tenir dans une précision de 2/10 de millimètre. Cela correspondra à des écarts, en vraie grandeur, de ± 1 mm pour une échelle de 1/10 (soit des bateaux allant jusqu'à 12 m environ), et ± 2 mm pour une échelle de 1/20 correspondant à des bateaux de 10 à 20 m. Cette précision n'est pas inférieure à celle à laquelle peut prétendre un bon traceur en grandeur et dans ces conditions je prétends, même si certains de mes confrères s'y refusent, que l'on peut parfaitement se passer alors du tracé grandeur à la salle, ce qui représente une économie considérable de temps.

Ceci implique bien sûr que l'architecte fournisse des plans parfaitement cotés permettant l'exécution directe de toutes les pièces. Beaucoup rechignent à s'imposer cette corvée qui leur semble une perte de temps alors qu'elle constitue un gain considérable au moment de la réalisation et évite bien des erreurs d'interprétation ou de mesures d'autant qu'il existe de moins en moins de traceurs qualifiés.

I-I - LE MATÉRIEL

Il est certain que pour obtenir la précision requise le dessinateur doit disposer d'un matériel parfaitement adapté tant en ce qui concerne les supports que les instruments.

I-I-1. LES SUPPORTS

Les supports seront de deux sortes selon qu'il s'agira d'établir les plans de tracé des formes ou les plans destinés à la reproduction, au crayon ou à l'encre.

Pour les premiers, qui seuls nécessiteront une grande précision, il sera nécessaire de disposer d'un support aussi stable que possible.

* Pour connaître les conventions de représentation, la cotation, les normes les plus courantes et les problèmes graphiques, on pourra se reporter aux trois tomes du *Mémento de dessin industriel* de LENORMAND et TINEL. Ed. Foucher. Paris.

Il existe des supports à peu près invariables constitués de films polyester ou acétate genre Astralon, Kodatrace, etc. Ils ont en commun l'inconvénient d'être chers, de nécessiter un traitement avant emploi et des encres spéciales ; le crayon y « prend » mal, s'efface sous les frottements. Leurs seuls avantages sont de permettre la reproduction et leur résistance mécanique.

Personnellement je n'apprécie guère ces supports (question de goût ou d'école ?) et j'utilise pour le tracé des formes au crayon des feuilles de bristol que je conserve, longtemps avant l'usage, à plat dans un meuble à plans pour qu'elles se stabilisent.

Si l'atmosphère de la pièce est suffisamment constante et que l'on évite le soleil direct sur la planche à dessin, les variations dimensionnelles restent extrêmement faibles.

Par ailleurs la surface du bristol de bonne qualité est parfaite pour le tracé au crayon, assez dure pour obtenir un trait fin et noir tout en permettant des gommages successifs.

Tous les tracés de formes et les relevés seront effectués sur ce même plan qui constituera la référence unique et ne sortira jamais du bureau d'études.

Tous les plans destinés au constructeur seront exécutés sur calque à partir du tracé de référence.

Plans des formes ou de construction devront être **entièrement** cotés afin que l'ouvrier n'ait **aucune** cote à relever sur le tirage ozalid dont il disposera.

Le papier calque utilisé devra être suffisamment résistant pour supporter les grattages, les contraintes thermiques et les radiations des machines à tirer.

Il ne devra donc pas être d'un grammage inférieur à 90 g/m² et mieux de 110 g/m². On l'achètera en rouleau de 20 m et en largeur correspondant à la hauteur de la planche à dessin. On gagnera ainsi énormément sur le prix d'achat et les pertes par rapport à un papier en feuilles.

Bien qu'il existe une normalisation des formats des plans, les fabricants de papier s'obstinent à fournir des largeurs qui ne correspondent pas à celle-ci, augmentant ainsi les pertes !

La qualité de surface des calques actuels est relativement granuleuse et abrasive ce qui est très désagréable pour le dessin au crayon et use les instruments à encre. On devra donc toujours procéder à un ponçage avant de commencer le travail. Celui-ci se fera avec un tampon de laine métallique (genre tampon Jex, **sans savon**).

On procédera ensuite à un balayage et un essuyage avec un chiffon de coton propre.

Lorsqu'on arrive vers la fin du rouleau, le calque devient difficile à maintenir étalé à plat, aussi il est bon, lorsqu'on atteint le milieu d'un rouleau, d'enrouler le papier à l'envers pour en casser le nerf. Il sera bien sûr toujours conservé dans son tube de carton d'origine.

I-I-2. LA PLANCHE À DESSIN

La planche à dessin est le support indispensable du papier. Son format sera au minimum de 80 x 120 cm ou mieux de 100 x 150 cm. Des formats plus grands peuvent être intéressants pour des tracés particuliers à grande échelle mais des plans d'exécution supérieurs au format A1 sont difficilement utilisables en atelier.

Le bâti réglable que l'on utilise habituellement dans les bureaux d'études offre une grande facilité de variation de l'inclinaison et de la hauteur et, surtout, par son poids, une bonne stabilité, mais la hauteur minimum de la planche placée à plat est généralement trop élevée. Comme, par ailleurs, l'architecte naval doit travailler presque toujours à plat, le bâti réglable présente en fait assez peu d'intérêt d'autant qu'il coûte cher.

On utilisera donc généralement des tréteaux spéciaux en bois ou en métal, comportant une traverse supérieure réglable en inclinaison. Pour leur assurer le maximum de stabilité on vissera leur traverse supérieure fixe sur une feuille de contre-plaqué de 10 mm (ce qui offrira de plus un rangement pour des plans en cours) et on les réunira à la base par une traverse qui servira de repose-pieds (fig. I-1).

La planche sera recouverte d'un revêtement plastique directement déposé sur la planche ou rapporté. S'il n'est pas autocollant il ne faudra surtout pas essayer de le coller car il en résulterait des inégalités de surface sur lesquelles le frottement des instruments ferait rapidement apparaître une usure.

Ces revêtements sont faciles à entretenir avec de l'eau et un détergent doux et ils constituent un excellent substrat pour le tracé au crayon et les pointes de compas. Le papier y sera fixé par des bandes de papier crêpé adhésif de 19 mm. La référence Tesa 5260 très peu crêpée est particulièrement adhérente et résistante. On excluera bien sûr toute punaise.

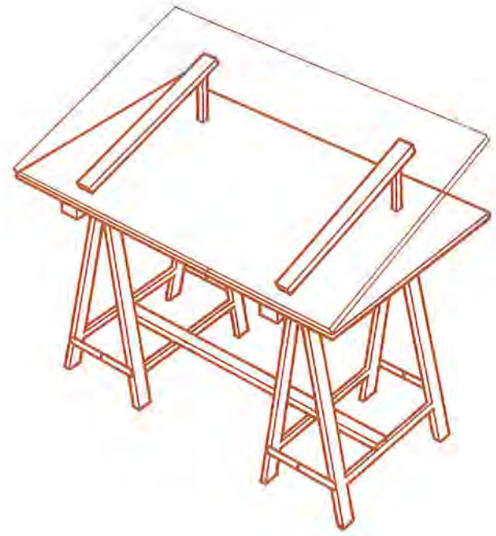


Fig. I-1. Installation de table à dessin sur tréteaux réglables. L'ensemble est rigidifié par une planche de contre-plaqué fixée sur le dessus de ceux-ci et une barre repose pieds.

Les planches recouvertes de lamifié offrent un revêtement trop dur, d'où un trait écrasé et un manque de tenue des pointes de compas.

Pour pouvoir travailler correctement il est indispensable que la planche à dessin bénéficie d'un environnement et d'un éclairage convenables.

En particulier, il est très agréable de pouvoir disposer autour de la planche d'un passage suffisant pour travailler à partir de l'un quelconque des quatre côtés. Cette condition est malheureusement souvent difficile à remplir aujourd'hui et c'est généralement l'espace dont on dispose plutôt que tout autre critère qui limitera la dimension de la planche à dessin.

On bénéficiera du meilleur éclairage en disposant la planche face à une fenêtre. Si cela n'est pas possible, un éclairage à gauche pour les droitiers (à droite pour les gauchers) pourra convenir en disposant, face à la planche, une surface blanche et nue reflétant la lumière. Dans tous les cas, les murs et plafond seront aussi clairs que possible.

L'éclairage artificiel sera fourni par un dispositif général d'ambiance et une lampe orientable équipée d'une ampoule de 100 W avec diffuseur. Si cela est possible on la fixera sur un mur voisin de la planche, mais non sur celle-ci, afin d'en conserver toute la surface libre. Si cela n'est pas possible on fixera la lampe sur un support dégagé de quelques centimètres.

Comme on travaillera pendant une bonne partie du temps assis, on aura intérêt à se munir d'un bon siège réglable avec appui-dos. Sa hauteur maximum ne devra pas venir à plus de 20 cm du dessous de la planche. Éviter les revêtements en matière plastique qui font transpirer et lustrent les pantalons ; l'idéal est un tissu de laine.

L'appareil à dessiner n'est à mon avis absolument pas nécessaire à l'architecte naval. Même si aujourd'hui il a perdu l'inconvénient de l'encombrement des anciens parallélogrammes, remplacés par des rails, il reste lourd à déplacer et surtout coûte très cher. Comme il n'y a en fait que très peu de traits inclinés parallèles, le choix d'une règle parallèle est plus judicieux.

Il en existe de deux types. Dans le premier, le plus courant, le circuit du câble (unique) et les poulies sont entièrement extérieurs. Dans le second qui avait disparu des catalogues depuis nombre d'années mais dont j'ai revu un modèle à un dernier SICOB, les poulies sont placées à l'intérieur de la règle creuse dans laquelle se croisent les deux câbles fixes. Ceux-ci sont attachés aux quatre coins de la planche et deux des points comportent un réglage de tension.

Ces fixations étant à quelques millimètres au-dessus de la planche il est possible de laisser dépasser le papier sur les côtés. Par ailleurs, les câbles étant plus courts, leur allongement est plus faible et la stabilité de la règle meilleure.

Dans tous les cas on choisira une règle munie d'un bord de Plexiglas transparent, dégagé de un millimètre environ du papier, pour éviter les taches d'encre.

I-I-3. LES INSTRUMENTS DE TRACÉ

Ils comprennent diverses équerres, lattes et courbes.

On devra disposer d'une grande équerre à 30° en Plexiglas de 30 cm minimum de grand côté et d'une équerre réglable de 25 cm environ de côté.

L'épaisseur des bords ne sera pas supérieure à 2,5 mm pour s'adapter à tous les porte-mines et

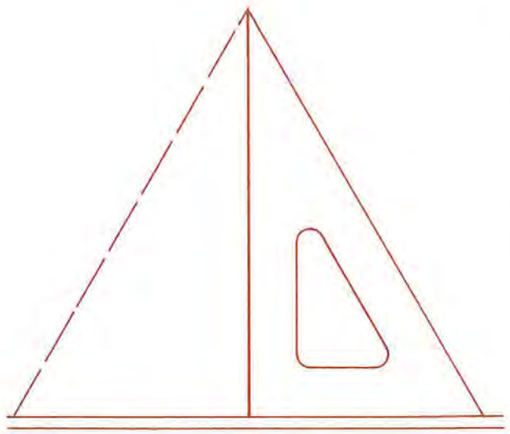


Fig. I-2. Pour contrôler une équerre on trace un trait vertical puis on retourne l'équerre dont le bord doit correspondre exactement avec le trait précédent. La règle aura été vérifiée au préalable par la même méthode de retournement.

stylos actuels. On ne choisira que des instruments usinés et non découpés ou moulés dont les bords ne sont jamais réguliers.

La rectitude des règles comme l'équerrage des équerres devra être vérifiée et au besoin retouchée.

Le contrôle se fera par retournement. Après avoir tracé un trait fin à l'encre avec la règle on retourne celle-ci (ou le papier) de 180° et l'on retrace un trait sur le premier. Les deux traits doivent être parfaitement confondus. Très souvent malheureusement la règle présente une courbe assez régulière, concave ou convexe. La flèche de cette courbe est parfaitement visible sur le tracé où sa valeur est multipliée par deux.

On procédera à l'ajustage de la règle en ponçant le chant avec du papier de verre fin collé sur une cale de bois rigide et parfaitement rectiligne. Il faut faire particulièrement attention aux extrémités.

Pour les équerres on procède par rotation autour du grand côté (fig. I-2), le petit étant calé contre la règle, si les deux traits ne sont pas exactement parallèles on ajustera par ponçage du petit côté. Attention surtout à ne pas donner de rond, on aurait alors une équerre à bascule !

Les courbes (fig. I-3) qui ne devront être utilisées que pour des raccordements, des travaux de calque ou des courbes n'ayant pas de rapport direct avec les formes, comprendront un ou deux « perroquets », un ou deux jeux de « poires » ou « gouttes d'eau » de tailles différentes (un jeu comprend cinq ou six courbes) et un ou deux « pistolets » portant des courbes de très petits rayons. Tous ces instruments seront en Plexiglas de 2,5 à 3 mm pour les équerres et de 1,5 à 2,5 mm pour les courbes, ou en Rhodoïd. En les achetant, veillez particulièrement à la régularité de leurs courbes.

Les lattes flexibles sont le principal et le plus important outil de l'architecte naval. Seules celles en Rhodoïd offrent une homogénéité de matière, une souplesse et une résistance convenables. Le Plexiglas comme le bois sont trop cassants et ce dernier n'est jamais homogène.

Elles existent en différentes formes repérées par des lettres.

Le type A dont les bords sont parallèles convient au tracé de courbes de formes paraboliques.

Le type B dont les bords sont convergents d'une extrémité à l'autre convient aux courbes de rayon régulièrement croissant (ex. lignes de flottaison).

Le type C dont la largeur est maximum au centre et dont les bords convergent vers les extrémités convient aux courbes elliptiques (ex. certaines lignes de pont).

Le type D dont la largeur est minimum au centre et les bords divergent vers les extrémités convient aux courbes hyperboliques (ex. sections, lignes de pont des bateaux de jauge IOR).

Personnellement, je n'utilise que les types B et D et accessoirement C, jamais A.

Ces courbes coûtent malheureusement cher et il en faut un certain nombre de jeux de longueurs différentes, par exemple : 30 cm, 50 cm, 80 cm, 1 m et longueur maxi de la planche à dessin.

A ma connaissance, la maison Darnay qui était la seule à fournir ce matériel en France a cessé cette fabrication. Il faut donc aller en Grande-Bretagne pour s'en procurer. A Londres on peut s'adresser à BMDS Flexible Mouldings, 4 Creechurch Lane, London EC3 A5AY, tél. 01 283 0188, qui fabrique lattes, courbes et plombs à bec.

On peut conserver les lattes dans un auget fixé sur un bord de la planche mais le mieux est de les suspendre à un râtelier fixé sur le mur le plus proche, rangées par jeux de même longueur avec les courbes, les équerres et les règles.

Elle sont ainsi plus faciles d'accès et risquent moins de se déformer.

Fig. I-3. Différents types de courbes utilisées. A droite les perroquets, au centre les gouttes d'eau, les autres sont des pistolets.

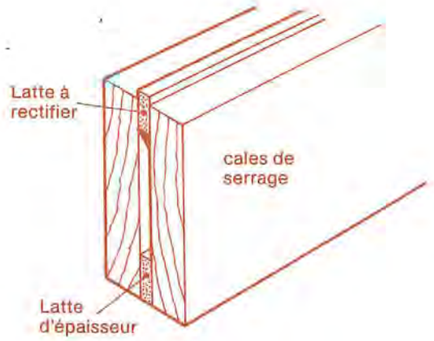


Fig. 1-4. Pour rectifier une latte on la serre entre deux cales de bois rectilignes et on arase ce qui dépasse au papier de verre.

Il arrive souvent que les lattes ne soient pas assez fines dans leur partie la plus étroite. On peut les retoucher mais c'est une opération très délicate. Le meilleur moyen semble être de pincer entre deux lattes métalliques (cornières perforées par exemple) la latte à ajuster, une autre latte servant de cale d'épaisseur (fig. I-4). On ne laisse dépasser que la matière à enlever et on ponce au papier de verre gros, puis fin.

La largeur minimum ne doit jamais être inférieure à l'épaisseur de la latte.

Pour le tracé, les lattes sont maintenues en forme, à plat (et non sur chant comme je l'ai vu parfois) à l'aide de « plombs à bec » qui aujourd'hui ne sont plus en plomb mais en fonte. Leur poids est de 1,5 à 2 kg et leur forme étudiée pour avancer le centre de gravité vers le bec. Celui-ci, constitué d'une sorte de piton vissé dans le corps est coudé à 90°. C'est une grave erreur car cela gêne le passage du porte-mine ou du tire-ligne. On s'empressera donc de démonter ces becs pour les couder et les limer conformément à la figure I-5.

Ensuite on collera sur la semelle une fine feuille de caoutchouc (surtout pas noir) afin d'augmenter l'adhérence et de protéger le papier.

L'amateur pourra bien sûr s'amuser à fondre lui-même ses plombs dans un moule en ciment ; l'économie est certaine si l'on utilise du vieux plomb de récupération et ce peut être un entraînement à petite échelle pour la coulée ultérieure d'un lest de bateau ! Le bec sera constitué par une simple vis à bois de 3 mm vissée directement dans un avant trou, coupée à 1 cm de long et limée au bon angle. Il faudra absolument peindre ces plombs pour des raisons d'hygiène.

Le nombre des plombs dépendra de la longueur de la planche à dessin. Il en faut au moins huit pour une planche de 1,20 m et dix pour 1,50 m.

Lors du tracé des courbes on ne devra jamais forcer une latte entre deux points.

Une bonne technique consiste, après avoir réparti les poids (un peu plus serrés sur la partie la plus mince de la latte) sans rapport avec les points à réunir, à les soulager l'un après l'autre pour laisser la latte prendre sa place.

Dans le cas de courbes correspondant à des plans de coupe proches de la normale aux sections : ligne de pont, lignes d'eau supérieures, longitudinales arrière, on évitera toujours de placer les poids extrêmes au-delà de la limite des formes. Il est préférable en effet, pour la facilité de construction, que la courbure devienne nulle en ces points.

Ceci ne s'applique pas bien sûr à des courbes comme l'arrière de la flottaison dont le plan de coupe est très incliné sur les sections.

Il est souvent difficile d'utiliser les lattes pour le tracé des sections lorsqu'on travaille au 1/10 ou à une échelle inférieure. Il pourra être bon alors d'exécuter un tracé à plus grande échelle car en aucun cas on ne devra utiliser les courbes.

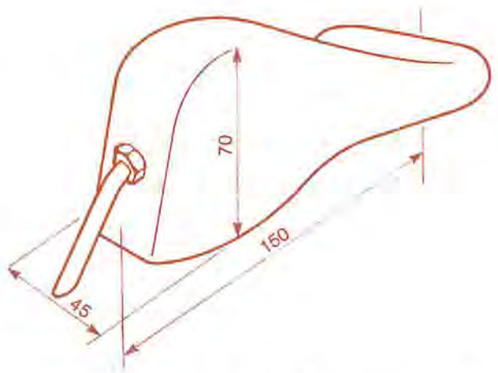


Fig. I-5. Plomb à bec incliné. Les cotes sont celles d'un plomb en fonte.

I-I-4. LES OUTILS DE TRACÉ

Ils se divisent en outils de tracé au crayon et outils de tracé à l'encre.

Certains architectes se contentent de travailler uniquement au crayon. Je trouve cette pratique regrettable car, si elle offre un léger gain de temps, la qualité des tirages ozalid obtenus à partir de calques au crayon est toujours très inférieure, ce qui est néfaste à la bonne compréhension par l'ouvrier.

Le crayon ne doit donc être utilisé que pour les études de formes et les plans de projet alors que tous les plans d'exécution devront être exécutés à l'encre.

Pour le tracé au crayon on utilisera des porte-mine classiques de dessinateur pour mine de 2 mm. Deux seront suffisants. Les porte-mine à mine plate de 0,3 ou 0,5 mm ne peuvent donner une finesse de trait suffisante.

On disposera par contre d'un porte-mine à mine ronde de 0,5 mm pour les calculs, relevés, etc.

Une seule marque de mine possède les qualités nécessaires, finesse de la matière et gras du liant, c'est la marque Stabilo. On ne la trouve malheureusement que dans quelques grandes maisons de matériel de dessin.

La gradation 2 H est parfaite pour le travail sur bristol et sur calque poncé. On utilisera du 3 H ou 4 H pour les esquisses sur calque.

L'affûtage de la mine est très important pour la finesse du trait. La mine doit être affûtée en forme de toit à pans coupés sur une longueur de 8 mm environ et avec une arête de 1 mm. Pour cet affûtage on se fabriquera un affûtoir analogue à celui de la figure I-6 qui possède le gros avantage de recueillir la poussière.

Pour effacer le crayon on utilise une gomme plastique comme la Mars-plastic de Staedtler.

Pour le tracé à l'encre, le tire-ligne est maintenant complètement périmé. On dispose de deux types d'instruments : des stylos comportant en guise de plume un petit conduit tubulaire (Rapidographe Variant ou similaire) et d'autres comportant des plumes amovibles (Graphos). Les premiers sont très chers et, jusqu'à l'apparition de nouvelles marques, les modèles Rotring qui détenaient le quasi-monopole de ce type de stylos, ne démarraient qu'au bout de plusieurs minutes d'une agitation frénétique qui vous laissait le bras tremblotant comme si vous étiez atteint de la maladie de Parkinson.

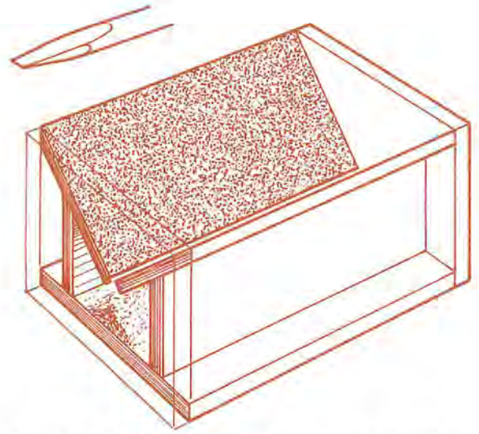


Fig. I-6. Quelques chutes de contre-plaqué vous permettront de réaliser cet affûtoir qui retient la poudre de mine. Sa longueur est d'une dizaine de centimètres ; une des parois extrêmes est percée d'un trou de 18 mm recevant un bouchon en plastique ; la toile émeri, grain 00, est collée avec une colle blanche afin de pouvoir être changée facilement. En haut, forme de la mine taillée.

Depuis, d'autres marques se sont attaquées au problème. Je n'ai pas l'expérience de Mars-Matic, mais j'ai redécouvert la joie du dessin au stylo avec les Grapholex ST2+. Démarrage immédiat, même après six mois d'inutilisation, grande contenance, facilité de remplissage et de nettoyage, contrôle permanent du niveau d'encre... vraiment tout pour plaire, pour le même prix.

Il paraît que les nouveaux Rotring 2000 ont retrouvé des qualités équivalentes.

À noter que pour le travail sur film plastique, il faut utiliser des pointes au carbure qui valent deux à trois fois plus cher que les pointes normales !

Sauf sur ces films plastiques, la qualité du trait de ces stylos n'est cependant pas aussi régulière qu'avec le Graphos, mais il peut être utile d'en disposer de trois ou quatre correspondant aux épaisseurs de traits les plus courantes. (Attention ! ne pas se fier aux épaisseurs données par les fabricants, elles ne correspondent pas.) Ils seront intéressants pour tracer les courbes de faible rayon et surtout pour toutes les écritures.

Le tableau ci-dessous donne quelques correspondances entre Graphos et Graphoplex pour obtenir un trait d'à peu près égale épaisseur.

GRAPHOS	GRAPHOPLEX	GRAPHOS	GRAPHOPLEX
0,1	–	0,4	0,3
0,12	0,1	0,5	0,4
0,16	0,13	0,6	0,7
0,2	0,15	0,8	1
0,25	0,2	1	1,2
0,3	0,25	1,25	1,4

Le seul instrument valable pour le tracé est donc le Graphos. Beaucoup moins cher que les stylos, d'une très grande simplicité (bien que dans les nouvelles fabrications le nombre de pièces ait été inutilement augmenté de même, bien sûr, que le prix alors que la contenance du réservoir d'encre était réduite), il est très facile à entretenir et ne nécessite qu'un seul corps pour toute une variété de plumes (60 différentes). Celles-ci sont constituées d'une partie fixe et d'un bec tournant rendant le nettoyage extrêmement facile. On aura besoin de plumes du type A (pour traits fins) de 0,13, 0,25 et 0,6 et de plumes du type O (pour les titres) largeurs au choix de 0,2 à 5 mm. Pour ceux qui préfèrent l'écriture au trace lettres il existe des plumes de type R de 0,3 à 3 mm.

Pour le tracé aux lattes on utilisera le Graphos à l'envers, c'est-à-dire avec le dessus de la plume contre le bord de la latte afin que le corps ne puisse buter contre les plombs.

On accompagnera d'une rotation du corps du stylo le tracé des courbes surtout lorsqu'elles sont de petit rayon. Le corps devra être tenu parfaitement vertical.

La seule précaution à prendre est de ne pas laisser sécher une plume sur le corps et de prendre soin de la nettoyer après usage. On disposera toujours d'un chiffon de coton fin à portée de main. En cas d'oubli il est toujours possible de récupérer une plume séchée en la laissant tremper dans de l'eau avec du bicarbonate de soude ou dans de l'alcool.

Les compas sont importants car ils servent non seulement au tracé des cercles mais surtout au report des cotes d'une vue sur l'autre lors du tracé des formes. Il est parfaitement inutile d'acheter une boîte de compas classique, car les deux seuls instruments dont on a besoin ne s'y trouvent généralement pas, à savoir un balustre géant à branches de 12 cm environ et un petit compas à verge métallique à réglage micrométrique permettant de tracer des arcs de cercle de rayon jusqu'à 50 cm minimum. Tous deux seront équipés de porte-mine et tire-ligne ou de rotule pour Graphos ou stylo. Les mines seront taillées comme celles des porte-mine normaux et de même graduation. Les reports de cotes se feront au crayon et non à la pointe sèche.

L'encre que l'on trouve actuellement est prévue pour l'utilisation en stylo, sa fluidité est donc très grande et c'est une des raisons pour lesquelles le tire-ligne n'est plus utilisé.

On se procurera l'encre en petits flacons de 25 ml environ avec compte-gouttes. La Staedtler est excellente.

La correction des tracés à l'encre s'effectue au grattoir, jamais à la lame de rasoir ou au cutter qui arrachent les fibres au lieu de les couper.

La qualité du grattoir est très importante. Son acier doit être de premier choix et surtout assez épais (au moins 2 mm sur le dos) pour ne pas vibrer. Certains scalpels de chirurgie conviennent parfaitement à cet usage. Ils doivent être maintenus parfaitement affûtés à la pierre à huile, le morfil étant enlevé à la toile à polir.

Avec un grattoir parfaitement affûté, le grattage s'opère avec légèreté, sans échauffement du papier et en n'enlevant juste que la pellicule dans laquelle l'encre a pénétré. Le grattage doit être suivi d'un ponçage à la gomme à encre douce, sinon le trait suivant bavera.

I-I-5. LES INSTRUMENTS DE MESURE

Ils comprennent les règles et triples décimètres pour les mesures linéaires et les planimètres pour les mesures de surface.

Bien que la France soit dépositaire du mètre étalon, il est étonnant de voir à quel point l'étalonnage des règles peut être variable. J'ai constaté des différences de plus de 0,5 mm sur des triples décimètres. C'est pourquoi il faut être très vigilant dans l'achat des règles. Le mieux est de les acheter toutes en même temps et de préférence dans la même marque afin de pouvoir les comparer. Ici encore Graphoplex vient à mon avis en tête pour la finesse et la précision de sa gravure. Il est seulement malheureux qu'il ne fasse pas de règles métalliques au-dessus de 1 m. Il faut prévoir un triple décimètre dont un côté est divisé en demi-millimètres, une règle plate avec un seul

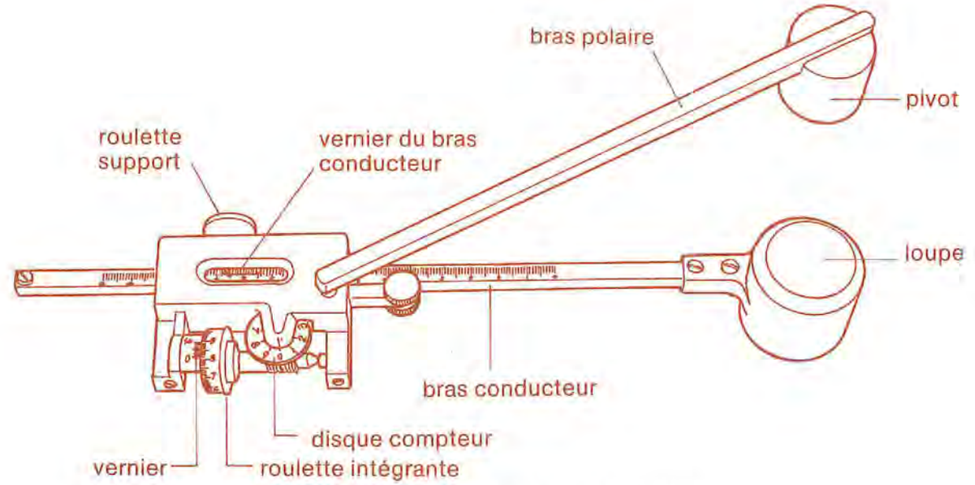


Fig. I-7. Planimètre polaire compensateur.

côté divisé en millimètres et ayant la longueur de la planche et une intermédiaire de 50 ou 60 cm. Bien que dans certains cas il soit commode d'avoir le bord gradué transparent il est préférable pour la lisibilité qu'il soit blanc. Celui-ci sera aussi fin que possible ou mieux gravé sur la face inférieure afin d'éviter toute erreur de parallaxe. Toutes ces règles seront en matière plastique (Plexiglass, Astralon, etc.) et le côté non divisé des deux grandes, servant pour des tracés, sera vérifié et, si besoin est, ajusté.

Bien que d'un prix relativement élevé, le planimètre est un instrument absolument indispensable à l'architecte naval.

Permettant de mesurer les surfaces de contour quelconque (et les volumes par le jeu de la courbe des aires) en quelques instants et avec une très grande précision, il assure un gain de temps considérable et élimine un grand nombre de causes d'erreurs.

Il existe deux types de planimètres, le planimètre polaire compensateur qui mesure uniquement les surfaces et le planimètre intégrateur qui mesure les surfaces et la valeur de leur moment par rapport à un axe de référence, permettant d'obtenir ainsi par deux mesures sur des axes orthogonaux la position de leur centre de gravité. Il en existe même qui fournissent le moment d'inertie de la surface. Ce dernier type, bien que fort utile pour les calculs de stabilité et de certains éléments du devis de poids est d'un encombrement et surtout d'un prix tels que son acquisition n'est guère envisageable.

Le planimètre polaire (fig. I-7) inventé par le physicien Amsler, est constitué essentiellement de trois parties : un cadre enregistreur ou chariot, portant la roulette intégrante et ses compteurs, un bras conducteur et un bras polaire. Le bras conducteur peut être monté sur le cadre enregistreur de façon fixe ou réglable et porte à son extrémité la pointe ou la loupe servant à suivre le contour de la surface. Le bras réglable permet d'obtenir directement la valeur d'une surface représentée à une échelle donnée, mais le réglage devant être effectué avec la plus extrême précision, il est préférable de le faire une fois pour toutes pour l'échelle 1/1 et de ne plus y toucher. On prendra donc un modèle à bras conducteur fixe.

La loupe par contre est très supérieure à la pointe. Elle évite toute erreur de parallaxe et, grâce à son grossissement de 2,5 fois, augmente beaucoup la précision. Elle porte en son centre un point gravé protégé par une pastille d'alumine. Ne jamais poser celle-ci sur de l'aluminium.

Le bras polaire possède à une extrémité un pivot à rotule reposant dans un coussinet du cadre tandis que l'autre extrémité porte un corps cylindrique muni en son centre d'une aiguille réglable en hauteur et venant se piquer très légèrement dans le papier comme une pointe de compas. Il existe des pôles à bille sans intérêt pour

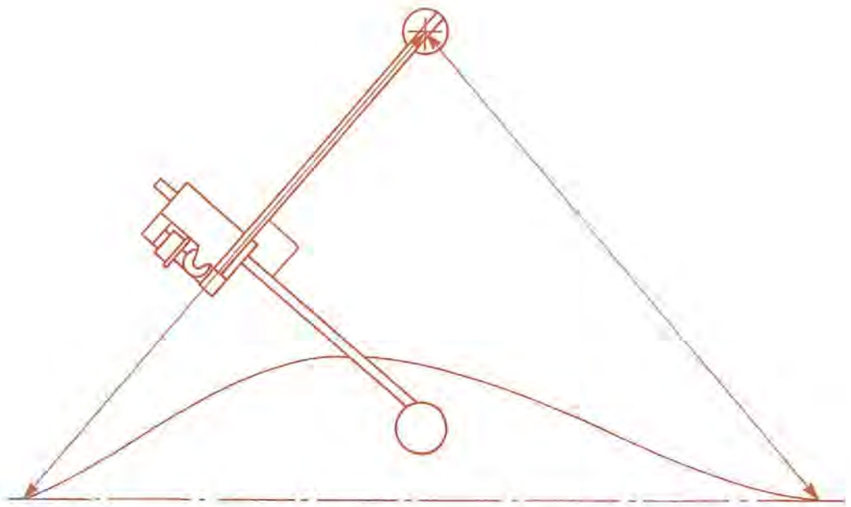


Fig. I-8. Pour planimétrer une surface longue on place le pivot à égale distance des extrémités et le centre de la loupe à mi-hauteur avec les bras à 90°.

nous. Avec une longueur de 194 mm pour le bras polaire et de 166 mm pour le bras conducteur on peut mesurer des surfaces correspondant à un cercle de 700 mm de diamètre ou des rectangles de 400 × 200 à 520 × 50 mm.

Le cadre enregistreur porte une roulette intégrante en acier très dur, revêtant l'aspect de cannelures microscopiques et tournant librement entre deux pointes. Elle porte un tambour gradué en 100 divisions se déplaçant devant un vernier permettant d'apprécier le 1/10 de division. On peut donc lire le 1/1000 de tour de la roulette. L'axe de celle-ci porte une vis sans fin qui entraîne un disque divisé en 10 parties dont chacune correspond à un tour de la roulette. Un tour de tambour correspond donc à 1 000 unités du vernier et à une unité du disque. Avec un bras conducteur donnant le rapport 1/1 la surface correspondant à une unité du vernier est de 10 mm². Une loupe peut être montée pour faciliter la lecture du vernier. L'ensemble du cadre et du bras conducteur repose sur le papier en trois points : la loupe, la roulette intégrante et un galet porteur.

La société Wild qui, depuis fort longtemps, fabrique les meilleurs planimètres a sorti en 1982 un appareil à affichage digital, le Planix. La lecture est bien sûr plus aisée et surtout deux boutons permettent, l'un la remise à zéro, l'autre l'addition et la mémorisation des mesures intermédiaires. Il se fait en trois versions. Les deux premières comportent un bras conducteur réglable (pour les changements d'échelle). L'un est du type polaire décrit ci-dessus, l'autre est du type roulant (le bras polaire est remplacé par un chariot roulant ce qui revient à avoir un bras de longueur infinie et permet de mesurer des surfaces très allongées). Le troisième, du type roulant, possède un affichage à cristaux liquides à 8 chiffres et un calculateur incorporé permettant d'introduire un facteur d'échelle et de calculer des moyennes.

L'alimentation électrique se fait à partir du secteur ou, pour le troisième, sur des batteries rechargeables.

Le planimètre a la propriété de mesurer l'aire limitée par un contour fermé. Il suffit pour cela de parcourir une fois, dans le sens des aiguilles d'une montre, le contour de la surface avec la loupe conductrice. Le point de départ doit être parfaitement repéré.

L'instrument devra être placé au départ de telle façon que les bras fassent entre eux un angle de 90° environ lorsque la loupe est placée au centre de la figure, le bras polaire étant placé au-dessus ou au-dessous ; dans le cas d'une figure allongée, le pôle sera placé à égale distance des extrémités (fig. I-8). Faire un essai pour voir si la surface ne dépasse pas la capacité de l'instrument et si la roulette intégrante ne sort pas des limites du papier. Dans le cas d'un document trop petit, on placera sur celui-ci un calque de surface convenable.

Lors de cette opération préalable on s'apercevra que dans certaines régions du contour la roulette ne tourne pratiquement pas, c'est là que l'on marquera le point d'origine.

La loupe doit être tenue très légèrement entre les trois premiers doigts, les pointes de ceux-ci glissant sur le papier pour éviter tout balancement. Les doigts ne doivent servir que de guide et n'imposer aucune contrainte à l'instrument. Il peut être bon parfois d'utiliser les deux mains, leurs faux mouvements se contrariant.

La lecture peut se faire soit par différence entre les valeurs relevées au départ et à l'arrivée, soit directement en mettant la roulette à zéro au départ, seul le chiffre du disque étant relevé.

Personnellement je préfère de beaucoup cette deuxième solution qui évite bien des erreurs. Pour effectuer cette remise à zéro on bascule très légèrement le bras conducteur avec la main qui tient la loupe, en maintenant le repère de celle-ci exactement sur l'origine, pour soulager la roulette. On tourne celle-ci avec la pointe d'un doigt, en ne touchant que le tambour jusqu'à être à peu près à zéro, le réglage final étant effectué par déplacement du pôle.

Si l'on recherche une très grande précision on fera la moyenne de deux mesures effectuées avec le bras polaire dans deux positions symétriques.

Le planimètre devra être vérifié régulièrement à l'aide de la réglette de contrôle fournie avec l'instrument.

L'entretien se limite à un nettoyage à l'alcool du tambour, de la roulette intégrante et du vernier et à une minuscule goutte d'huile d'horlogerie dans les pivots. Ne jamais démonter la roulette sous peine de fausser tout le réglage de l'instrument.

I-I-6. LES CALCULATRICES

Celles-ci ont, aujourd'hui, fait des progrès considérables tant dans leurs possibilités que dans leur prix d'achat, rendant pratiquement caduque les règles à calculer, bien que celles-ci puissent encore rendre des services en particulier dans l'évaluation des proportions.

Selon ses moyens on pourra aller de la simple calculette technique ou scientifique, c'est-à-dire avec une mémoire et les lignes trigonométriques, jusqu'à des machines programmables par fiche magnétique, module ou cassette, imprimantes ou non. Certaines peuvent offrir pour un prix bien inférieur à celui d'un micro-ordinateur des services suffisants pour un usage courant.

Beaucoup d'architectes sont tentés par l'achat d'un micro-ordinateur et ce ne sont pas les modèles qui manquent, de l'Appel IIc au HP 150. Certains en font même un argument publicitaire. Il ne faut pas oublier que l'investissement que l'on fait lorsqu'on décide de « s'informatiser » est double : achat du matériel (le *hardware*), achat ou établissement des programmes (le *software* ou logiciel) ce qui peut prendre énormément de temps si l'on y ajoute le temps d'apprentissage du langage et de l'ordinateur*. Par ailleurs, le temps pris pour l'entrée des données est pratiquement constant quel que soit le type de matériel. En « récompense » que donne l'ordinateur ?

- Les calculs hydrostatiques ; ils sont presque aussi vite fait par les méthodes graphiques ou avec une calculatrice programmable, tout au moins à gîte 0.
- Le lissage des courbes ; la précision du tracé doit être suffisante pour s'en passer et, dans les cas où il est nécessaire (coque de grandes tailles), nombreuses sections intermédiaires pour découpe directe en atelier), une calculatrice type TI 59 ou HP 41 CV** suffira et, à défaut, il est toujours possible de faire sous-traiter ce travail par une société spécialisée française ou étrangère (moins chère).
- Les calculs de résistance des matériaux ou de gréements ne nécessitent rien de plus qu'une calculatrice programmable, sauf si l'on doit passer au stade de l'analyse par la méthode des éléments finis qui nécessite plus qu'un micro-ordinateur.

Alors ?

Restent les études dans le cadre de la jauge IOR – et, ici encore, je pense qu'une HP 41 CV avec lecteur de micro-cassette doit suffire – et, le grand rêve de certains, la génération mathématique des formes. Si l'on songe au nombre de bateaux qu'un

* A titre indicatif l'investissement total d'un micro-ordinateur avec imprimante et petite table traçante (format A3) avec un logiciel complet était de l'ordre de 150 000 F en 1985.
** On trouvera dans cet ouvrage des programmes pour calculatrices HP. Ceux-ci sont établis pour les modèles 67 et 97 car il en existe un très grand nombre en circulation. Il est facile, aux possesseurs de 41 de les adapter car ils sont compatibles dans ce sens, alors qu'ils ne l'auraient pas été dans l'autre.

architecte peut réaliser dans une année, à la faible proportion de bateaux de jauge parmi ceux-ci, au peu de cas où des calculs hydrostatiques complets (gîte et assiette variables) sont nécessaires, enfin au peu de temps que représente l'établissement du plan des formes par rapport à l'ensemble du dossier, le bilan réel est facile à faire.

Il est vrai que, sur ce dernier point, les prétendus architectes qui se contentent de fournir un plan des formes imprécis (la plupart du temps sans tableau d'ordonnées), un vague plan d'emménagement et de voilure, peuvent arriver à un bilan très différent !

Personnellement j'utilise une simple calculatrice programmable HP 97 et l'on verra au cours de ce livre qu'il est déjà possible d'effectuer de nombreux calculs complexes, en particulier hydrostatiques pour lesquels j'ai établi des programmes originaux.

Une HP 41 CV, avec une capacité de mémoires et de programmes beaucoup plus développée (surtout avec le nouveau lecteur de micro-cassette) constitue un ensemble progressivement extensible qui me semble une formule tout à fait suffisante pour un prix raisonnable et sans nécessiter de connaissances particulières en mathématiques et informatique.

Il est cependant un domaine où un programme tableur sur un micro-ordinateur courant peut apporter un gain de temps appréciable, c'est celui du devis de poids, qu'il devient facile de corriger et d'adapter sans risque d'erreur.

Le bilan d'un ensemble de CAO (conception assistée par ordinateur) avec ses périphériques (table traçante, imprimante, mémoires) doit être très soigneusement pesé dans son rapport coût d'investissement/utilisation réelle.

Il est négatif pour un amateur, et il n'est pas certain qu'il soit positif pour bon nombre de professionnels. Il n'y a en tout cas pas de quoi en faire un complexe et j'espère que l'on comprendra qu'il s'agit là de ma part non pas d'une attitude réactionnaire mais prudente et qui évoluera certainement en fonction de la plus grande disponibilité et du moindre coût du matériel et des logiciels. Néanmoins, pour ceux que cela intéresse, le logiciel le plus complet pour micro-ordinateur actuellement disponible est le CIRCE de la Société Sistre (Marc Pommellet) 13, rue de l'Est – 92100 Boulogne. Il fonctionne sur HP 150. Il existe des logiciels moins sophistiqués, fonctionnant sur Apple IIc ou IBM-PC comme ceux de l'américain Letcher.

I-II - LA PRÉSENTATION DES PLANS

I-II-1. LES FORMATS

Il existe des normes définissant la présentation des plans techniques et en particulier leurs formats. La base de ceux-ci est le format A4 210 × 297 mm et ses multiples. Il est toujours préférable de présenter les plans de construction selon ces normes, une fois pliés ils s'intègrent dans un dossier avec le même format que le papier à lettre.

Personnellement je fais un reproche à cette norme : c'est de ne pas dégager sur les plans pliés une marge du côté gauche permettant leur agrafage ce qui nécessite le collage d'une bande perforée lorsqu'on veut les relier. C'est pourquoi j'utilise une variante de la norme avec une largeur de 190 mm pour tous les multiples du format de base (fig. I-9). Le format est toujours cerné d'une marge de 20 mm sur le côté gauche et de 5 mm sur les trois autres côtés. Une marge supplémentaire d'au moins 1 cm sera réservée autour du format pour la protection des calques qui, autant que possible, seront bordés d'un ruban adhésif.

Les inscriptions : nom du bateau, désignation du plan, échelle, date, numéro, etc. doivent toujours être placées en bas et à droite, si possible dans un cartouche standard, de façon à apparaître lorsque le plan est plié.

L'architecte doit être capable d'écrire correctement en écriture bâton sans l'aide d'un trace lettres qui entraîne toujours une perte de temps importante.

Si une nomenclature est nécessaire, celle-ci sera placée au-dessus du cartouche.

Ainsi que je l'ai déjà dit, les plans doivent être entièrement cotés de façon que l'ouvrier n'ait aucune dimension à relever, sauf pour des petits détails d'exécution où la liberté peut être laissée sans risque.

Tous les échantillonnages devront être repérés en nature et dimensions et autant que possible réunis sur la vue où il est le plus logique de les trouver. Ainsi, lisses, serres, bordés seront indiqués sur une coupe principale du plan de charpente et non pas disséminés au hasard des vues. Il en est de même pour les cotes. Ainsi les

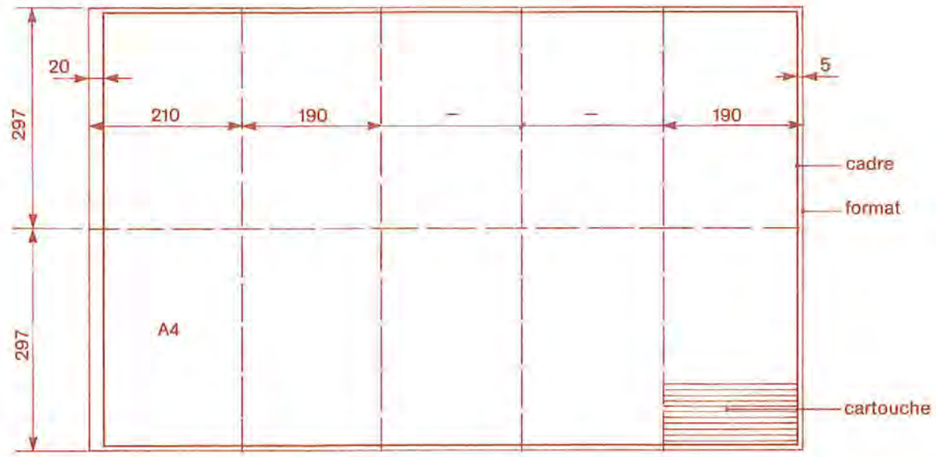


Fig. I-9. Formats des plans à partir du format normalisé A4. Lorsque le multiple est pair, le premier volet est replié au milieu de la largeur utile.

cotes longitudinales et transversales générales se retrouveront sur la vue en plan des emménagements, les cotes verticales sur la vue en élévation et les cotes particulières à chaque cloison sur les sections.

La plus grande clarté et la plus grande logique doivent présider à toutes ces indications.

I-II-2. COMPOSITION DU DOSSIER DE PLANS

Le dossier de plans doit fournir toutes les données et renseignements nécessaires à la réalisation dans le minimum de plans.

L'absence de plan d'ensemble ou la dissémination des vues ou des détails sur une multitude de plans séparés doivent être proscrites.

Les plans de détail ne doivent intéresser que des sous-ensembles ou des pièces dont l'exécution est indépendante de l'ensemble du bateau.

Le dossier d'un voilier doit donc comporter :

a) Soit un **plan des formes** hors bordé comportant un tableau d'ordonnées complet de chaque section et une cotation complète du profil ; soit un **plan de tracé** (en particulier pour la construction en bois moulé, contre-plaqué ou métal) comportant un tableau d'ordonnées des formes **intérieur bordé** de toutes les cloisons, membrures et gabarits transversaux et un profil entièrement coté des pièces d'étrave et de quille, ainsi que des panneaux longitudinaux principaux ; éventuellement les tracés développés des tableaux inclinés ou arrondis et des pièces d'étrave.

b) Un **plan de structure** réunissant une coupe longitudinale, une vue en plan du varangage et du barrotage, une section pour chaque porque ou cloison principale, les détails d'assemblage, renforts de cadènes, carlingues moteur, etc. et tous les renseignements concernant les échantillonnages, les soudures, collages, etc.

Dans le cas de très gros bateaux seulement on pourra admettre que les sections soient représentées sur un plan séparé.

Pour les bateaux en stratifié on indiquera la disposition des tissus et leur grammage et tous les renforts divers, lisses, varangues, etc. intégrés lors du moulage de la coque sur un plan spécial.

c) Un **plan d'emménagement** réunissant une ou plusieurs coupes longitudinales partielles ou complètes, une vue en plan et toutes les sections transversales et détails nécessaires. Le tout coté et avec tous les renseignements indispensables.

d) Un **plan de pont** avec tous les renseignements nécessaires à l'implantation de l'accastillage et la nomenclature.

e) Un **plan du lest** pour la réalisation du modèle, de la pièce de fonderie et son assemblage sur la coque.

f) Un **plan de** l'ensemble du **gouvernail,** safran mèche, presse-étoupe de jaumière, appareil à gouverner, etc. Mais l'aileron précédant le safran et la jaumière doivent être représentés sur le plan de construction.

g) Un **plan de l'installation motrice** avec réservoir, alimentation, échappement, refroidissement, ligne d'arbre, matériel de ventilation, bien que le tube d'étambot et les gaines de ventilation intégrées doivent être représentés sur le plan de construction.

Une nomenclature de toutes les pièces de fourniture extérieure doit être donnée.

h) Un **plan de circuit d'eau** avec nomenclature.

i) Un **plan de circuit électrique** avec nomenclature.

j) Un **plan de mâture et gréement** avec toutes les cotes nécessaires pour la réalisation des espars et deux nomenclatures, une pour l'équipement du mât et une pour les gréements dormant (y compris les ridoirs) et courant avec, pour ce dernier, le pouliage.

k) Un **plan de voilure** avec un tableau réunissant toutes les dimensions des voiles, poids des tissus, détails d'exécution tels que bandes de ris, pantoires, lattes, etc. Pour des petits bateaux on peut admettre que les plans j et k soient réunis.

l) Des **plans de détail** pour toutes les ferrures spéciales telles que les balcons ou la ferrure d'étrave.

Lorsque des plans standards sont utilisés, par exemple pour des montages de capot, des lignes d'arbre, des montages de cadènes, ils doivent être repérés sur le plan d'ensemble auquel ils appartiennent.

I-II-3. L'ÉCHELLE DES PLANS

Elle dépend bien entendu de la taille du bateau. Il ne faut jamais utiliser d'échelles trop grandes car on perd de vue l'ensemble des courbes et on ne peut plus juger de l'équilibre et de la bonne régularité des formes. On ne choisira d'autre part que des échelles multiples de deux ou de cinq : 1/5, 1/10, 1/20, 1/50, à la rigueur 1/25. La conversion peut être facilement effectuée de tête (pour 1/5 on divise par 10 et on multiplie par 2). On évitera les multiples de 3 et toutes les échelles fantaisistes.

De même on évitera d'utiliser des règles de conversion qui représentent toujours un risque d'erreurs, sauf si l'on est amené à travailler sur des plans anglais à l'échelle du 1/12 ou 1/24 par exemple.

On prendra une échelle de 1/5 pour des petits bateaux jusqu'à 4 ou 5 m. Une échelle de 1/10 pourra convenir pour une longueur de coque jusqu'à 12 m tandis qu'à partir de 10 m on prendra une échelle de 1/20.

I-II-4. LA DISPOSITION DES VUES

L'usage est généralement de disposer la vue en élévation au centre, l'étrave étant placée à droite, la vue de dessus en dessous de l'élévation, les sections et coupes de part et d'autre de l'élévation selon le sens de la visée : vue de la droite, c'est-à-dire de l'avant, rabattues à gauche, vue de la gauche, c'est-à-dire de l'arrière, rabattues à droite.

Pour le plan des formes on représentera en général les lignes d'eau sur la moitié supérieure de la vue en plan et les diagonales sur la moitié inférieure. Les sections de la moitié avant seront représentées à droite et les sections arrière à gauche de l'axe d'une vue placée à droite de l'élévation (fig. II-1).

Pour les autres plans, et en particulier les plans de construction, l'étrave sera toujours placée à droite. Dans la vue en plan, le fond de la coque sera placé au-dessus de l'axe et le barrotage au-dessous. Les sections pourront être réparties sur toute la longueur au-dessus de l'élévation ou de chaque côté, les sections de la moitié avant à droite, celles de la moitié arrière à gauche.

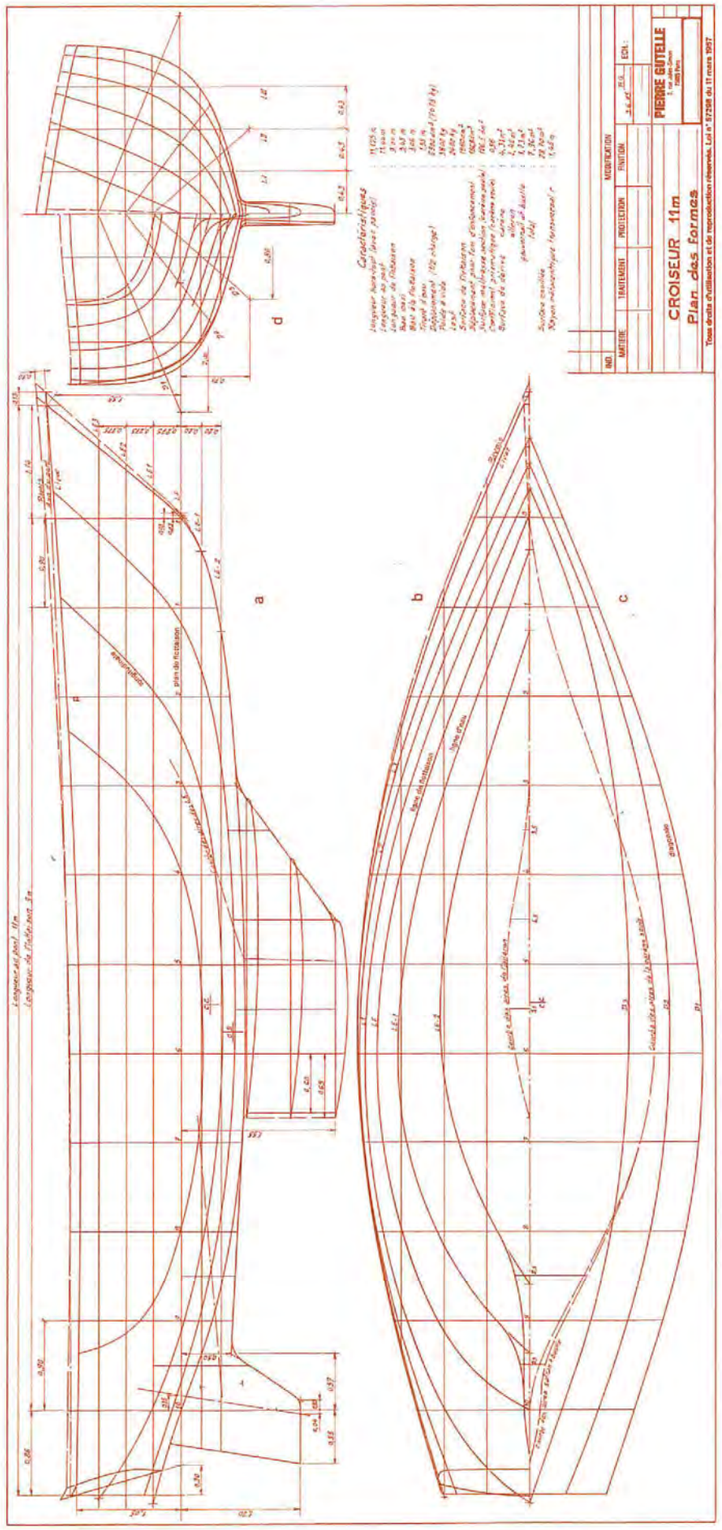


Fig. II-1. Plan des formes complet.

II

TRACÉ DU PLAN DES FORMES

Les principales caractéristiques du voilier ayant été définies et un projet des emménagements établi pour vérifier leur compatibilité on pourra tracer le plan des formes.

II-I - COQUE EN FORME

II-I-1. PRINCIPE DE REPRÉSENTATION

Les formes d'un bateau n'ayant aucune caractéristique géométrique bien définie en dehors de leur symétrie par rapport à un plan vertical axial (encore cela n'existe-t-il pas sur les coques asymétriques telles que les gondoles ou certains multicoques) il est nécessaire, pour en fournir une représentation, de les définir par une succession d'intersections avec des plans donnés. Plus ces plans seront normaux (perpendiculaires) à la surface de la coque, mieux la forme sera définie.

Des plans verticaux parallèles au plan de symétrie axial détermineront les courbes appelées **longitudinales** qui seront représentées sur l'élévation (fig II-1 a). Les longitudinales sont surtout représentatives des formes arrière de la carène immergée.

Des plans horizontaux, perpendiculaires aux précédents et parallèles au plan de flottaison détermineront les **lignes d'eau** représentées sur la moitié supérieure de la vue en plan (fig. II-1 b).

La **ligne de flottaison** est une ligne d'eau particulière correspondant au plan de flottaison et on appellera axe du bateau l'intersection du plan de flottaison et du plan axial. La trace des plans horizontaux se retrouve sous forme de lignes horizontales sur l'élévation de même que la trace des plans verticaux se retrouve, sur la vue en plan, parallèle à l'axe.

Les lignes d'eau sont surtout représentatives des formes de la coque au-dessus de la flottaison et dans la partie avant de la carène immergée.

Des plans inclinés, dont l'intersection avec le plan axial est parallèle à l'axe du bateau, déterminent des **diagonales** qui sont représentées sur la moitié inférieure de la vue en plan (fig. II-1 c). L'intersection des plans inclinés avec le plan axial correspond généralement à celle des plans horizontaux, s'il n'en est pas ainsi elle devra être portée sur l'élévation afin de déterminer l'aboutissement des diagonales.

Les plans inclinés étant choisis aussi perpendiculaires que possible avec la surface de la coque, les diagonales sont particulièrement précises dans leur représentation des formes sur toute leur longueur.

Des plans transversaux perpendiculaires aux précédents déterminent les **sections** représentées sur la vue des sections (fig. II-1 d).

La trace des plans verticaux, horizontaux et inclinés se retrouve sous forme de droites verticales, horizontales et inclinées sur la vue des sections tandis que les traces des sections se retrouvent sur l'élévation et la vue en plan sous forme de traits verticaux.

II-I-2. CHOIX DES PLANS D'INTERSECTION

Le nombre des sections est généralement de onze, numérotées de 0 à 10 divisant la longueur de flottaison en dix parties égales. Des sections intermédiaires peuvent être placées dans des parties où les formes évoluent rapidement comme

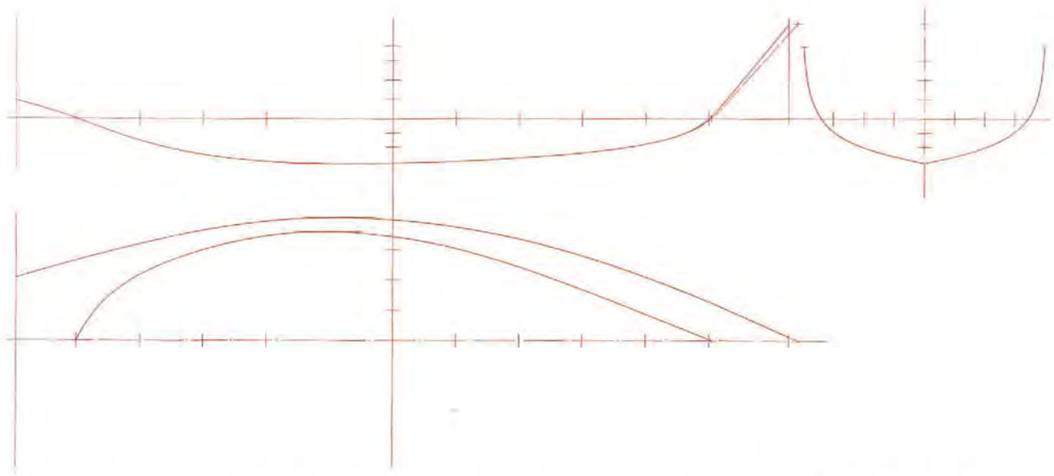


Fig. II-2. Première étape du plan des formes : tracé de la ligne de quille, du couple 5, de la flottaison et du pont.

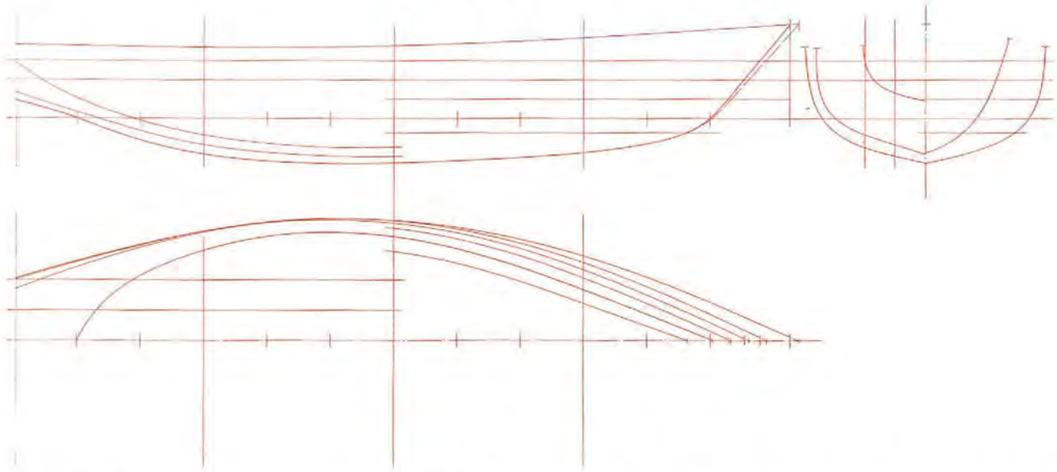


Fig. II-3. Étapes intermédiaires : adjonction des sections 2 et 8, des deux lignes d'eau supérieures, des deux lignes d'eau situées au-dessus et au-dessous de la flottaison dans la partie avant et de deux longitudinales arrière.

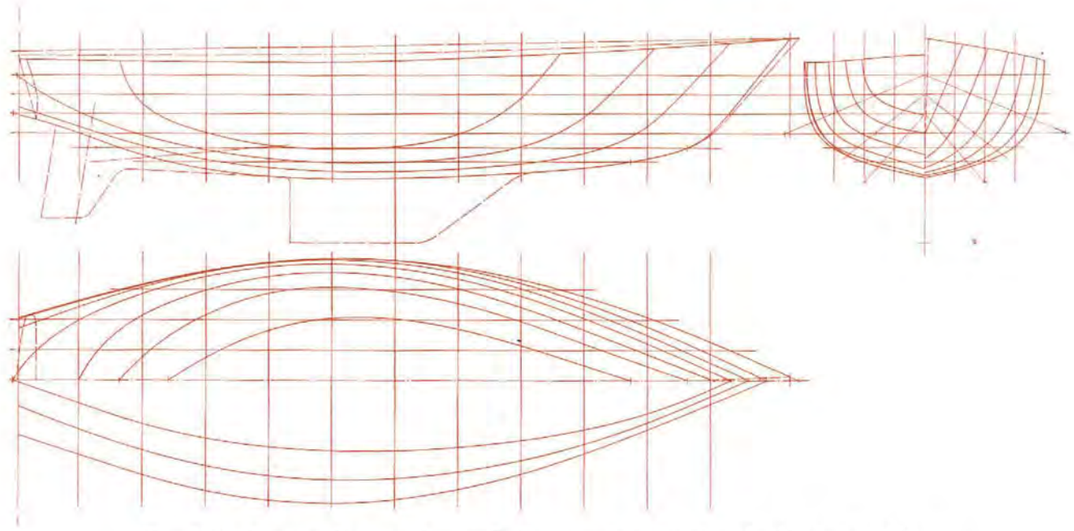


Fig. II-4. Formes de la carène complète, contour du plan de dérive et tableau.

certaines formes arrière par exemple. D'autre part, des sections supplémentaires peuvent être placées dans les élancements avant et arrière.

Le nombre des lignes d'eau dépend du franc-bord et du creux de la carène. Au-dessus du plan de flottaison LF on pourra prévoir de trois à six lignes d'eau numérotées LE 1, LE 2, ..., LE n.

Au-dessous on en trouvera généralement de une pour un dériveur à trois ou quatre pour un croiseur de déplacement normal, plus pour un déplacement lourd, numérotées LE–1, LE–2, ..., LE–n.

Trois longitudinales repérées LI, LII, ...,Ln, écartées d'environ 1/8 de la largeur, seront généralement suffisantes. On pourra cependant être amené à prévoir des longitudinales intermédiaires au voisinage du plan axial.

Le nombre des diagonales dépend des goûts de chacun. Si on ne les considère que comme un moyen de contrôle, il sera suffisant alors d'en disposer trois ou quatre aux endroits les moins bien définis, le retour de galbord par exemple.

Certains architectes par contre définissent les formes longitudinales uniquement à partir de diagonales. La précision est grande, le balancement des lignes plus facile mais l'absence de courbes caractéristiques rend l'étude des formes et la comparaison avec d'autres bateaux difficile. Ce procédé nécessite donc une grande habitude et ne peut être conseillé à l'amateur ou au débutant.

Dans le cas d'un bateau à bouchains vifs, il n'est plus nécessaire d'utiliser autant de courbes pour définir les formes. Le tracé des bouchains suffit à lui seul à remplir cette fonction.

Si le bordé doit être développable, d'autres méthodes de tracé sont nécessaires pour déterminer la forme exacte des sections entre les sommets des bouchains.

Les lignes d'eau et les longitudinales que l'on tracera, la flottaison par exemple, ne seront là que comme référence par rapport aux formes que l'on désire obtenir.

II-I-3. CHRONOLOGIE DU TRACÉ

Chaque architecte possède une méthode personnelle pour mener à bien l'élaboration d'un plan de formes. J'en indiquerai une ni meilleure ni pire que les autres qui constituera simplement une base de départ que chacun pourra adapter à ses goûts propres.

Même au stade du projet, on ne part jamais de rien pour établir les formes d'un voilier. Qu'il s'agisse de l'expérience acquise sur des plans précédents ou que l'on s'inspire de plans existants dont telle ou telle caractéristique vous a plu, on

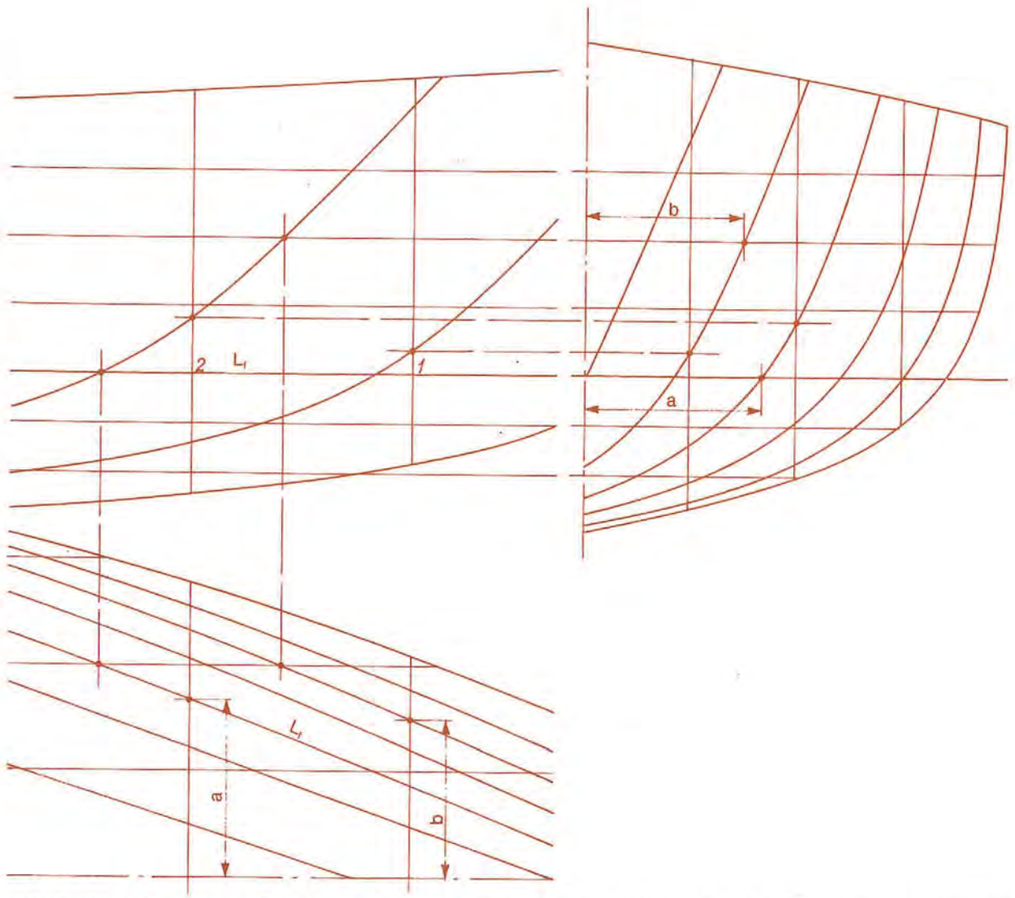


Fig. II-5. Le balancement des formes consiste à obtenir une corrélation exacte entre les intersections des courbes et des plans de coupe.

dispose toujours au départ d'éléments graphiques, de courbes types, que l'on voudra introduire dans le plan projeté.

Ces éléments, qui définissent déjà grossièrement les formes, sont généralement un profil de quille, une section médiane, une ligne de pont et une ligne de flottaison. Toutes quatre incluent les éléments fondamentaux des caractéristiques : longueur de coque, longueur de flottaison, creux maximum sous la flottaison, franc-bord avant et baux au pont et à la flottaison. C'est donc par ces quatre courbes qu'après avoir mis en place le quadrillage correspondant des lignes d'eau, des longitudinales et des sections, l'on débutera le tracé en prenant dans l'ordre : le profil de la quille, la vue en plan du pont et de la flottaison, la section milieu (cette dernière complète) (fig. II-2).

Partant d'un franc-bord milieu et d'un franc-bord arrière on tracera une ligne de tonture au livet provisoire.

On tracera ensuite sur la vue des sections une demi-vue des sections 2 et 8 et du tableau ou de la section voisine qui définissent les formes avant et arrière de la carène.

Il est maintenant possible de progresser rapidement en traçant les lignes d'eau situées au-dessus de la flottaison ainsi que celles situées au-dessous, dans la moitié avant tout au moins.

On peut tracer également les longitudinales arrière les plus proches du plan axial (fig. II-3).

Partant des points déterminés par ces courbes, il devient possible d'achever le plan des sections puis de compléter les lignes d'eau et les longitudinales (fig. II-4).

II-I-4. BALANCEMENT DES FORMES

Il va falloir obtenir maintenant le balancement des formes, c'est-à-dire que chaque intersection d'une courbe avec un plan de ligne d'eau, de longitudinale ou de section doit correspondre dans les trois vues (fig. II-5). C'est là l'opération la plus délicate du tracé car elle ne progresse que par tâtonnements et retouches successives, elle exige beaucoup de précision, une très grande rigueur et de la patience.

On s'apercevra rapidement que certaines portions des courbes ont une influence particulièrement grande sur leur voisine lorsqu'on les modifie.

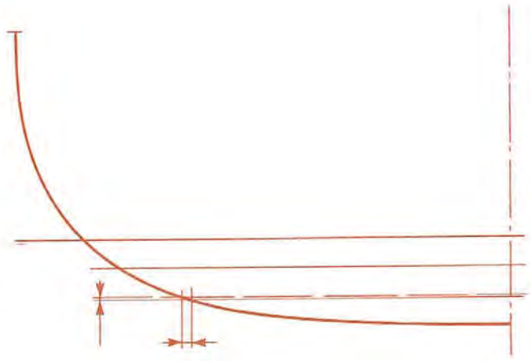


Fig. II-6. Lorsque l'angle entre une courbe et un plan de coupe est très faible, le moindre écart sur la courbe ou dans la position du plan entraîne un décalage très important du point, celui-ci n'est donc pas significatif et l'on s'attachera beaucoup plus au balancement des points correspondant à des intersections aussi proches que possible de la normale.

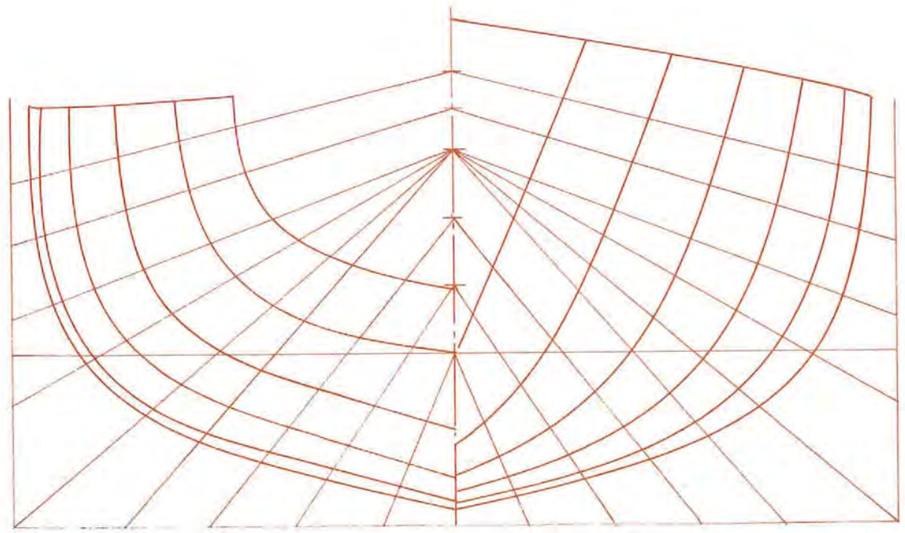


Fig. II-7. Exemple de disposition des diagonales dans un tracé à partir de ces courbes. Les architectes utilisant cette méthode choisissent parfois une échelle inférieure pour les longueurs (espacement des sections réduit) de façon qu'en comprimant les formes la courbure des diagonales soit plus marquée, ce qui améliore la précision ; mais cette méthode requiert une grande habitude.

Ainsi dans l'arrière par exemple, un très léger décalage vertical des longitudinales LI ou LII entraînera une modification de même ordre de grandeur sur les sections 8 et 9 alors que le changement sera beaucoup plus important sur la ligne d'eau LE–1 (fig. II-6).

On repèrera facilement ces points névralgiques en sachant qu'ils correspondent aux courbes définies par les plans les plus normaux aux sections.

On procédera à un contrôle final par le tracé des diagonales.

Mais, puisque les sections sont maintenant déterminées à peu près exactement, il est possible d'effectuer le balancement des formes uniquement par le jeu des diagonales.

Celles-ci doivent alors être prévues en plus grand nombre (une dizaine environ) coupant la section milieu à intervalles réguliers et le plus normalement possible un maximum de sections (fig. II-7).

Après avoir porté sur la vue en plan les ordonnées de chaque section on réunit les points par une courbe. Celle-ci ne passera vraisemblablement pas par tous les points, parfois un peu au-dessus ou un peu au-dessous. Ce n'est qu'après avoir tracé toutes les diagonales que l'on ajustera les sections en fonction des nouvelles ordonnées relevées sur les courbes. Le balancement s'effectuera par approximations successives.

L'aboutissement des diagonales sur le plan axial sera obtenu en projetant sur la vue en plan l'intersection de la trace du plan de la diagonale sur le plan axial avec la ligne de quille.

A l'arrière on aura toujours intérêt à prolonger les lignes d'eau et les diagonales jusqu'à leur aboutissement sur le plan axial.

II-I-5. LISSAGE DES COURBES

Le lissage des courbes que l'on a, au cours du tracé obtenu uniquement par des moyens « mécaniques », c'est-à-dire par l'élasticité des lattes (ce qui suppose leur parfaite homogénéité) peut également être obtenu par des procédés mathématiques.

Sans aller jusqu'au calcul par des fonctions mathématiques complexes qui suppose l'emploi de moyens de calculs puissants il est très facile d'utiliser le procédé des différences secondes.

Il n'est pas nécessaire d'utiliser cette méthode pour toutes les courbes, mais elle est intéressante pour les lignes de pont et les diagonales ainsi que pour les bouchains des coques à bouchains vifs.

Par ailleurs elle ne peut s'appliquer valablement à des courbes de faible rayon ou variant très rapidement.

Le principe en est simple et consiste à analyser la variation de la courbe et à retoucher celle-ci jusqu'à ce que cette analyse devienne cohérente.

On prépare un tableau comportant autant de lignes qu'il y a d'ordonnées équidistantes de points définissant la courbe.

Dans une première colonne on porte le numéro d'ordre de chacune de ces ordonnées et dans la deuxième leur valeur en vraie grandeur. Dans une troisième colonne on porte les différences Δy entre chaque ordonnée et sa suivante. Tant que la valeur de ces ordonnées est croissante la différence est positive, lorsqu'elle devient décroissante la différence est négative.

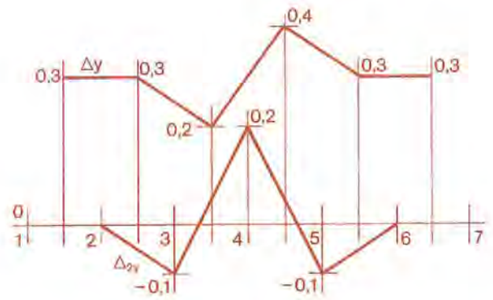
Ces valeurs de Δy indiquent la pente moyenne de la courbe entre les deux ordonnées considérées.

Dans une quatrième colonne on porte maintenant les différences entre les valeurs des Δy successifs c'est-à-dire les différences secondes $\Delta_2 y$ qui nous indiquent la façon dont varie la courbure.

Dans le cas d'une courbe convexe (courbe dont les ordonnées croissent puis décroissent) ce qui est le cas que nous rencontrerons le plus souvent les $\Delta_2 y$ seront tous négatifs.

Il faudra maintenant tracer une courbe de ces $\Delta_2 y$ pour avoir une représentation d'ensemble de cette variation de courbure.

Pour voir le principe de fonctionnement du procédé, prenons maintenant un exemple simple : celui d'une droite (fig. II-8) ; les différences Δy seront bien sûr constantes et les différences secondes $\Delta_2 y$ nulles. Supposons maintenant que ne sachant pas qu'il s'agissait d'une droite nous ayons relevé les valeurs de la « courbe » sur le plan au 1/10 et que nous ayons introduit une erreur de mesure de – 1/10 de millimètre à la section 4. Cette erreur est infime et inévitable. En grandeur elle se traduira par 1 mm de différence sur l'ordonnée 4. Les différences entre 3 et 4, et 4 et 5 seront modifiées et les $\Delta_2 y$ complètement bouleversés. Le $\Delta_2 y$ de 4 deviendra + 0,2 et ceux de 3 et 5 deviendront – 0,1. On voit tout de suite que la variation des $\Delta_2 y$ grossit l'erreur et précise l'ordonnée fautive ainsi que le sens de l'erreur. A noter également que l'erreur sur une seule



N°	y	Δy	Δ2y	N°	y	Δy	Δ2y
1	14,0			1	14,0		
2	14,3	+ 0,3	0	2	14,3	0,3	0
3	14,6	+ 0,3	0	3	14,6	0,3	– 0,1
4	14,9	+ 0,3	0	4	14,8	0,2	+ 0,2
5	15,2	+ 0,3	0	5	15,2	0,4	– 0,1
6	15,5	+ 0,3	0	6	15,5	0,3	0
7	15,8			7	15,8		
	Relevé exact				Relevé faux à l'ordonnée 4		

Fig. II-8. Différences premières Δy et secondes $\Delta_2 y$ pour un écart sur une droite.

ordonnée a entraîné des variations sur les deux différences premières voisines et sur trois différences secondes. Cela permet de prévoir également de quelle façon devra être menée la correction d'une courbe.

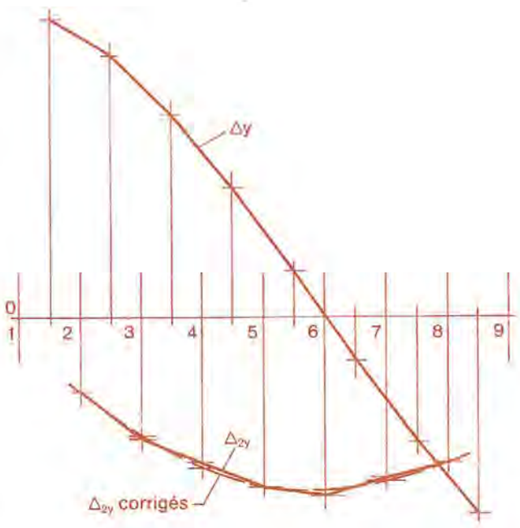
La figure II-9 fournit un exemple de correction d'une courbe. On y trouve dans une première série de colonnes les valeurs relevées tandis qu'une seconde série servira à porter les corrections. Il faudra toujours en effet conserver les valeurs relevées faute de quoi, rapidement, on ne saurait plus où l'on en est.

Le tracé de la courbe des $\Delta_2 y$ permet de voir rapidement les irrégularités.

Comme dans le cas précédent, c'est l'ordonnée fautive qui entraîne l'écart maximum des $\Delta_2 y$, les points en dessous de la courbe indiquant une erreur par défaut et ceux qui sont au-dessus une erreur par excès.

On remarque également qu'il n'est pas possible de déceler une erreur sur les ordonnées extrêmes c'est pourquoi il est bon de toujours prévoir le prolongement des courbes au-delà de leurs limites utiles. Si la courbe traverse le plan axial ne pas omettre de donner à son ordonnée le signe –.

Il se peut enfin que bien que le lissage de la courbe soit correct, tout l'ensemble de celle-ci soit décalé. Pour se rendre compte d'un défaut de ce genre il est nécessaire de procéder à un contrôle final grâce à un tracé à grande échelle des sections.



N°	Valeurs relevées			Valeurs corrigées		
	y	Δy	Δ2y	y	Δy	Δ2y
1	623			623		
2	745	+ 122		745	+ 122	
3	852	+ 107	– 15	852	+ 107	– 15
4	934,5	+ 82,5	– 24,5	935	+ 83	– 24
5	987,5	+ 53	– 29,5	987,5	+ 52,5	– 30,5
6	1 006	+ 18,5	– 34,5	1 005,5	+ 18	– 34,5
7	988,5	– 17,5	– 36	988,5	– 17	– 35
8	938,5	– 50	– 32,5	938,5	– 50	– 33
9	859	– 79,5	– 29,5	859	– 79,5	– 29,5

Fig. II-9. Différences premières Δy et secondes $\Delta_2 y$ pour une courbe ; la correction s'effectue en traçant une courbe régulière des $\Delta_2 y$. Il est important d'utiliser une grande échelle pour obtenir une bonne précision.

II-I-6. QUELQUES PARTICULARITÉS DE DESSIN

II-I-6.1. Tableau incliné

Le tracé d'un tableau ou d'une marotte inclinés sera obtenu par l'intersection de son plan avec les longitudinales et les lignes d'eau (fig. II-10).

Les hauteurs des longitudinales seront relevées directement dans la vue en élévation tandis que les largeurs des lignes d'eau seront obtenues en reportant sur la vue en plan l'intersection du plan du tableau avec les plans des lignes d'eau.

II-I-6.2. Tableau courbe

Un tableau courbe sera obtenu en remplaçant le plan précédent par une portion de cylindre.

Ce cylindre sera coupé par les plans verticaux et horizontaux des longitudinales et des lignes d'eau. Les intersections des plans verticaux, parallèles à l'axe du cylindre, détermineront sur celui-ci des génératrices que nous retrouverons dans l'élévation alors que les intersections avec les plans horizontaux donneront des portions d'ellipse plus ou moins allongées selon l'inclinaison.

On commencera par tracer le rabattement du cylindre à l'angle du tableau (fig. II-11). Si le tableau est vertical, ce rabattement se fera directement sur la vue en plan. Les intersections de l'arc de cercle de rayon R avec les plans des longitudinales déterminent les génératrices qui seront reportées sur l'élévation.

Si le tableau est incliné, le rabattement sera effectué sur l'élévation, au-dessus ou au-dessous, dans le prolongement de l'axe du tableau. L'écartement des plans des longitudinales portées sur le rabattement déterminera les génératrices correspondantes qui seront rabattues sur l'élévation.

Dans un plan donné, celui de la longitudinale LI par exemple, nous trouverons sur l'élévation

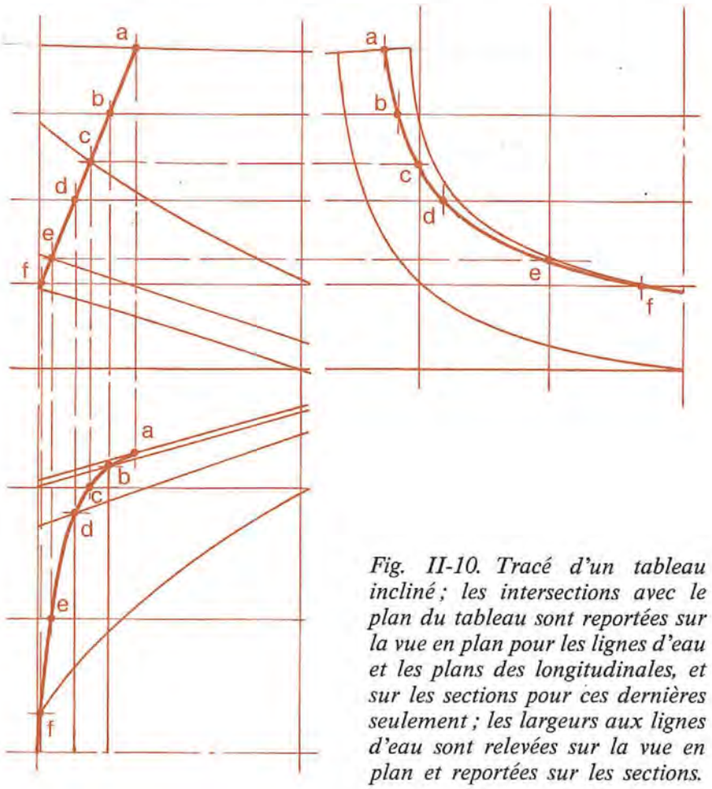


Fig. II-10. Tracé d'un tableau incliné ; les intersections avec le plan du tableau sont reportées sur la vue en plan pour les lignes d'eau et les plans des longitudinales, et sur les sections pour ces dernières seulement ; les largeurs aux lignes d'eau sont relevées sur la vue en plan et reportées sur les sections.

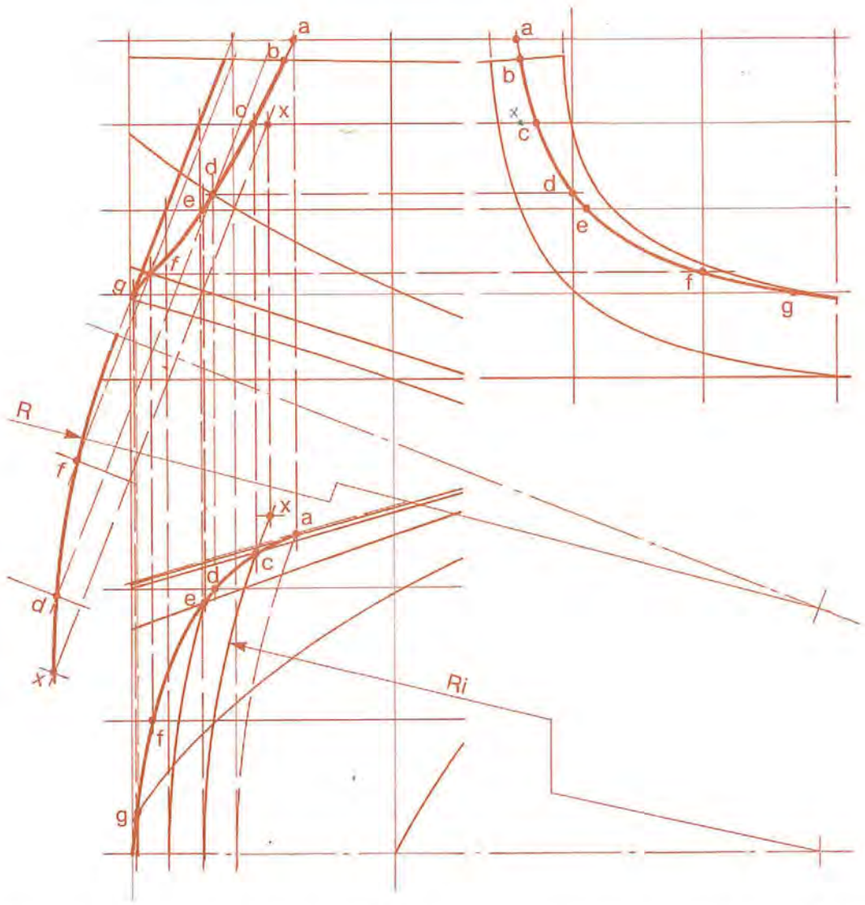


Fig. II-11. Tracé d'un tableau incliné et courbe. Le rabattement en vraie grandeur du rayon de courbure R permet de définir les intersections avec les longitudinales d et f. Les intersections du cylindre, que constitue le tableau, avec les plans des lignes d'eau peuvent être assimilées à un arc de cercle de rayon R_i obtenu à partir d'un point x pris sur le rabattement à une distance donnée du plan axial, elles donnent les points a, c, e, et f. Le point b n'ayant qu'un lieu connu, le livet, ne peut être déterminé, en élévation, que par l'intersection de l'arête du tableau avec celui-ci ; c'est pourquoi il est nécessaire d'utiliser une ligne d'eau supplémentaire au-dessus du livet permettant d'obtenir le point a.

la trace de cette longitudinale et celle de la génératrice du tableau correspondante. Le point d'intersection de ces deux traces est un point du tableau.

Les intersections des génératrices avec les plans des lignes d'eau dans l'élévation sont rabattus sur les traces des plans des longitudinales dans la vue en plan. Ces points permettent de tracer les portions d'ellipse dont les intersections avec les lignes d'eau donnent d'autres points du tableau. Les points définis dans les deux vues, reportés de l'une sur l'autre, serviront à tracer le contour du tableau dans ces deux vues.

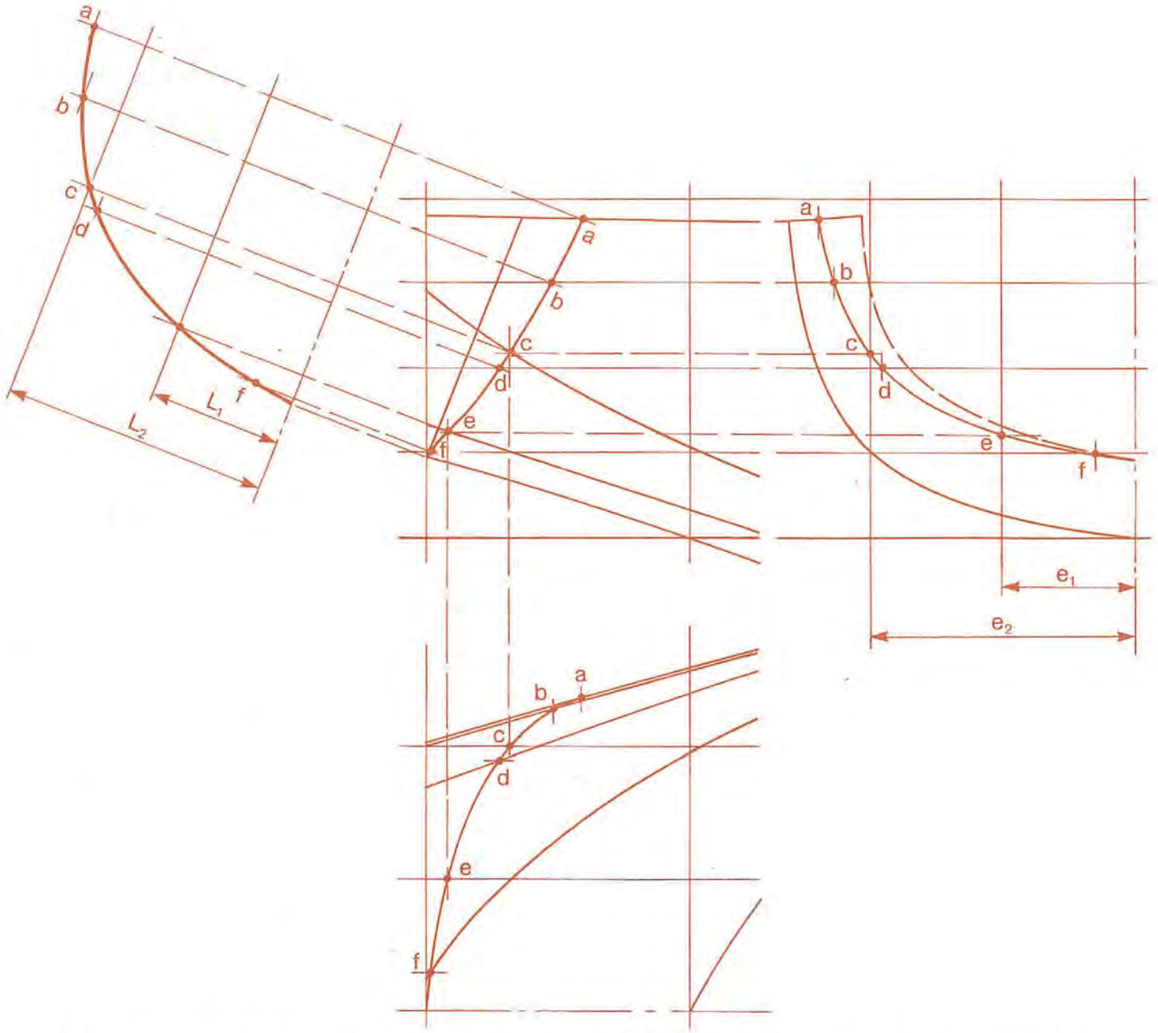


Fig. II-12. Tracé du développement d'un tableau courbe. Les cotes l_1 et l_2 sont les distances à l'axe des plans des longitudinales développées selon le rayon de courbure du tableau, elles donnent les points c et e. Les points a, b, d et f sont, de même, les distances à l'axe développées de ces mêmes points relevées sur la vue en plan. On notera l'inflexion de la courbe en élévation à la base du tableau caractéristique des tableaux courbes.

Il est parfois nécessaire de fournir un développement à plat du tableau. Ce développement sera tracé sur l'élévation à partir du même axe que le tableau. A partir de cet axe on porte la trace des génératrices dont l'écartement sera calculé ou mesuré sur le premier rabattement (fig. II-12).

L'arc correspondant à l'écartement de deux longitudinales LI et LII est égal à $\frac{\pi R\alpha}{180}$, dans lequel α = arc sin Re_2 – arc sin Re_1, e_1 et e_2 étant l'écartement des plans des longitudinales avec le plan axial. Pour LI, α = arc sin Re_1.

On calculera de la même façon l'arc correspondant aux ordonnées des lignes d'eau.

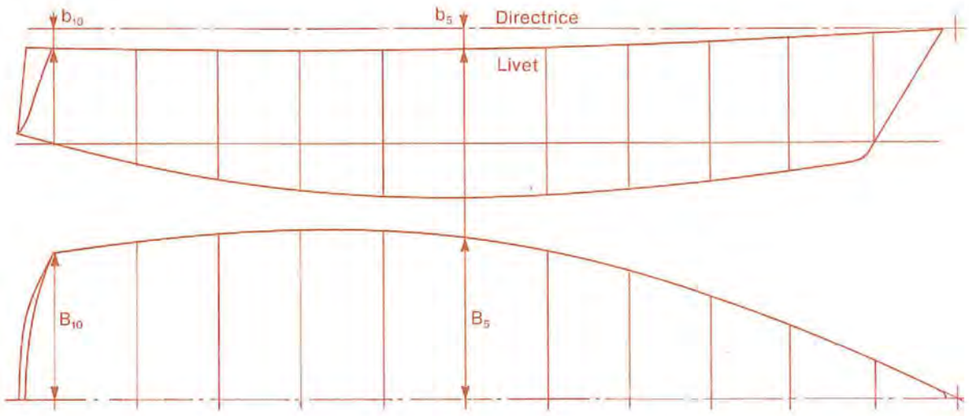


Fig. II-13. Tracé du livet. À partir des trois francs-bords (à l'avant et aux couples 5 et 10) on trace une directrice rectiligne telle que $b_5/B_5 = b_{10}/B_{10}$; la distance du livet sous la directrice est alors proportionnelle au bau au niveau de chaque section. Attention, cette directrice ne correspond pas forcément aux sommets des bouges.

II-I-6.3. Ligne de livet

Sur nombre de bateaux on constate que, sous certains angles, la ligne de livet présente une forme en S. Ce défaut est pourtant bien facile à éviter, il suffit que les courbes du livet en élévation et en plan soient de la même famille.

Pour cela, partant des trois francs-bords, avant, milieu et arrière on trace, à partir du sommet de l'étrave, une droite dont les écarts avec les hauteurs de francs-bords milieu et arrière sont proportionnels aux baux à ces niveaux (fig. II-13). Il suffira ensuite de porter sur chaque section, sous la droite, une hauteur proportionnelle au bau de cette section.

Si la tonture axiale est rectiligne, elle correspondra à la droite tracée pour la construction. Si c'est une courbe, les bouges de toutes les sections devront être proportionnels aux baux.

II-I-6.4. Tracé du bouge

Le tracé du bouge peut être obtenu à partir de deux courbes types, la parabole carrée ou le quart de nonante, très proches de forme et qui toutes deux ont un rayon de courbure minimum au centre. L'arc de cercle, plus difficile d'ailleurs à tracer lorsqu'il est de grand rayon est à proscrire de même que le bouge constant, parfois préconisé dans un but de simplification, qui donne des ponts trop plats à l'avant et très laids.

La parabole carrée est une courbe que l'on calcule par une formule simple $z = b\ (1 - n^2)$*, z étant la hauteur d'un point de la courbe à l'ordonnée $n = y/B$ à partir de l'axe où le bouge est b et le 1/2 bau B (fig. II-14). Il est ainsi possible de calculer avec précision la hauteur de l'intersection du pont avec une hiloire de rouf par exemple.

* Il existe d'autres formules de paraboles.

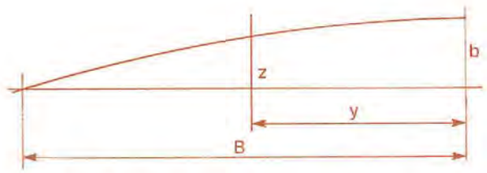


Fig. II-14. Définition des cotes d'un bouge.

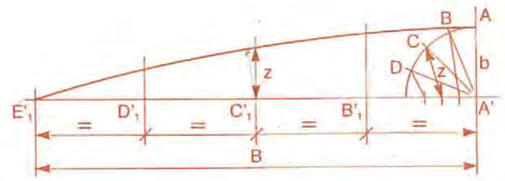


Fig. II-15. Tracé du bouge par le quart de nonante.

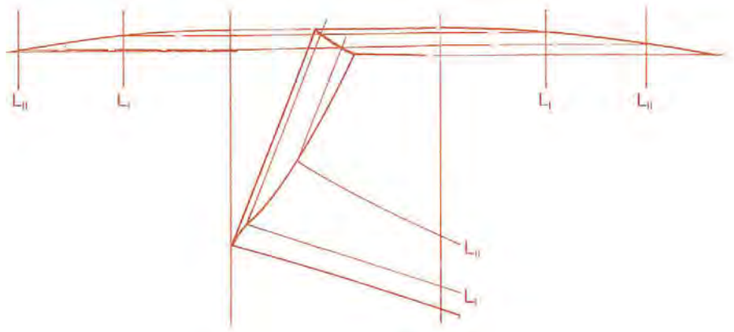


Fig. II-16. Tracé du bouge au tableau par les intersections des longitudinales.

Le quart de nonante peut également être calculé par la formule $z = b\sqrt{n^2 + 1 - 2n \sin(90 . n)}$. Mais étant donné la complexité de la formule il s'agit plutôt d'une courbe à tracer (fig. II-15).

On trace tout d'abord sur l'axe un quart de cercle de rayon égal à b et que l'on divise en quatre parties égales définissant les points A, B, C, D, E. On divise également en quatre parties égales le rayon rabattu sur le bouge d'une part (points A', B', C', D', E) et le bouge lui-même d'autre part (points A', B', C', D', E'). On porte ensuite sur les ordonnées du bouge correspondantes des hauteurs z égales respectivement à B B', C C' et D D' pour pouvoir tracer la courbe. Néanmoins avec une calculatrice programmable HP on peut utiliser le programme suivant : on entre B en mémoire STO 0 et b en STO 1. En affichant y on obtient z avec le programme : LBL A, RCL 0, :, STO 2, x^2, 1, +, 90, RCL 2, ×, sin, RCL 2, ×, 2, ×, −, $\sqrt{}$, RCL 1, ×, RTN.

II-I-6.5. Bouge du tableau

Le tracé du bouge du tableau dans le cas d'un tableau incliné s'obtient en traçant les bouges des sections placées en avant et en arrière de celui-ci puis les courbes correspondant à l'intersection de ces bouges avec les plans verticaux des longitudinales. Si le tableau est plat, l'intersection de son plan avec ces courbes détermine les points définissant son bouge.

Si le tableau est courbe c'est l'intersection des génératrices correspondant aux longitudinales avec les courbes correspondant au même plan longitudinal qui détermine ces points (dig. II-16).

II-I-6.6. Cas types

Il est bon souvent de se référer à quelques intersections connues de volumes géométriques simples pour avoir une idée des courbes que l'on doit obtenir. La figure II-17 donne quelques exemples.

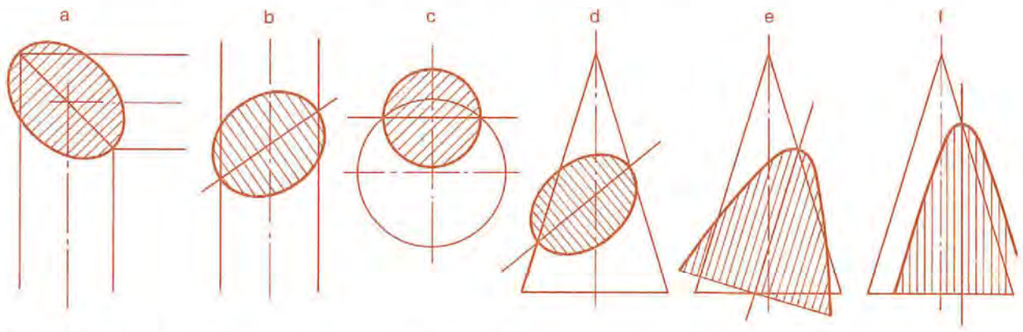


Fig. II-17. Quelques intersections caractéristiques :
a) Deux cylindres : l'intersection est une ellipse située dans le plan bissectant l'angle de leurs axes ;
b) Un cylindre par un plan incliné : une ellipse ;
c) Une sphère par un plan : un cercle ;
d) Un cône par un plan quelconque : une ellipse ;
e) Un cône par un plan parallèle à une génératrice : une parabole ;
f) Un cône par un plan parallèle à l'axe : une hyperbole.

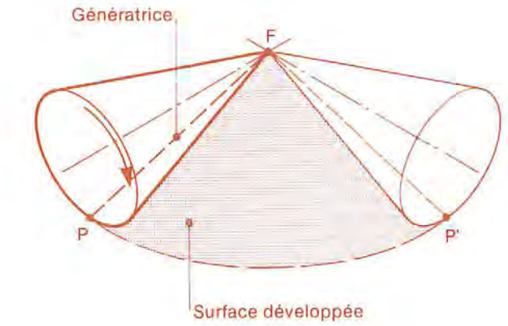
II-II - TRACÉ DES CARÈNES DÉVELOPPABLES

II-II – 1. CARACTÉRISTIQUES DES SURFACES DÉVELOPPABLES

C'est une erreur courante de croire qu'il suffit que les sections d'un bateau à bouchains vifs soient constituées de portions de droite pour qu'il puisse être construit en un matériau en feuille, contreplaqué ou métal. Sans traitement spécial ces matériaux ont des possibilités d'allongement très faibles qui ne leur permettent pas d'épouser des formes de courbures complexes. On peut facilement rouler une tôle sur un cône ou un cylindre, mais on ne peut pas en faire une sphère ou un ellipsoïde sans travail de formage important.

Cela tient à la nature géométrique de ces volumes : les premiers ont une surface développable, les seconds non développable.

Une surface développable est essentiellement une surface que l'on peut étaler sur un plan. Un cône posé sur un plan y repose par une ligne droite issue du sommet (fig. II-18). Après avoir marqué cette droite sur le cône on pourra le faire rouler sur le plan jusqu'à ce que la droite se retrouve au contact du plan. Pendant ce déplacement le cône aura pivoté autour de son sommet et aura été en contact avec le plan par une infinité de droites issues de ce sommet et dont les traces sur le plan auront déterminé un secteur de cercle



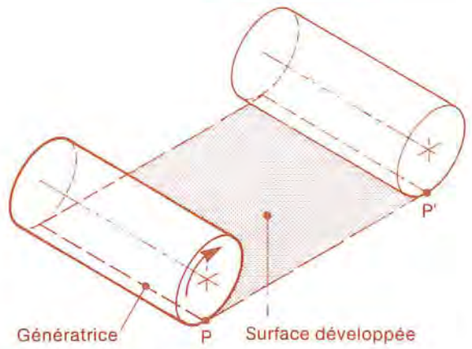


Fig II-18. En roulant sur un plan, un cône développe un secteur de cercle, et un cylindre, un rectangle.

limité par les deux droites de départ et d'arrivée et la trace de la base du cône.

Toutes ces droites qui ont constitué le secteur sont des génératrices et, si l'on découpe dans une feuille de papier le secteur tracé sur le plan, on pourra l'enrouler exactement sur le cône.

La même opération peut être effectuée avec un cyclindre. Les traces de la génératrice sur le plan ne seront plus issues d'un même point mais parallèles, un cylindre n'étant rien d'autre qu'un cône dont le sommet est à l'infini. La surface tracée sur le plan sera alors un rectangle.

Une surface développable est donc toujours constituée d'un faisceau de lignes droites, les génératrices, parallèles dans le cas d'une surface cylindrique, ou issues d'un foyer commun dans le cas d'une surface conique.

Les surfaces développables ne sont cependant pas aussi limitées que les deux exemples simples ci-dessus. Il faut en effet ajouter les particularités suivantes :

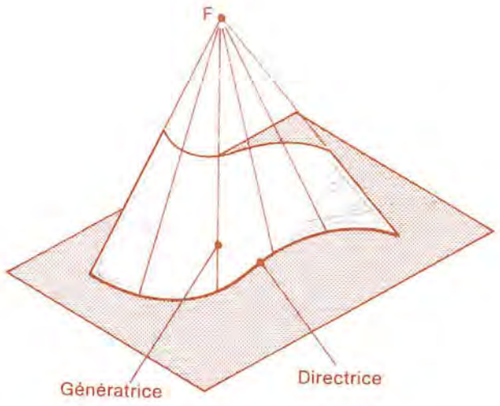


Fig. II-19. L'intersection de la surface conique avec un plan est une directrice des génératrices de cette surface.

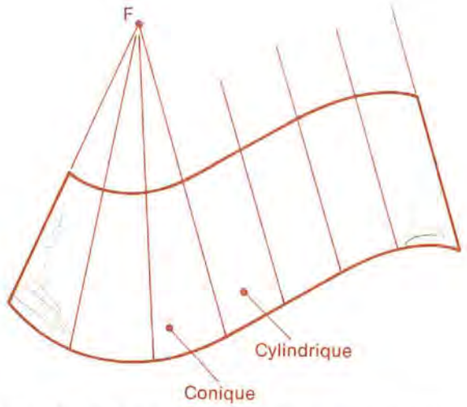


Fig. II-20. Une surface conique peut se raccorder avec une surface cylindrique par une génératrice commune.

• il n'est pas obligatoire que le développement se referme comme dans les cas du cône ou du cylindre.

• la courbe déterminée par l'intersection du faisceau de génératrices avec un plan peut avoir une infinité de formes, se refermant ou pas (fig. II-19). Il suffit de connaître une de ces courbes appelées « directrices » pour définir, avec le sommet, ou foyer, la forme de la surface.

• on peut raccorder à un moment quelconque une surface développable avec une autre par une génératrice commune (fig. II-20).

• on peut, à un moment quelconque, déplacer le foyer d'une surface conique sur une génératrice (fig. II-21). En poussant cette particularité à l'extrême, on peut déplacer le foyer d'une façon continue et obtenir des surfaces de formes complexes.

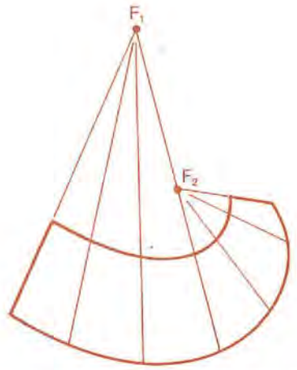


Fig. II-21. Deux surfaces coniques peuvent se raccorder par une génératrice commune.

II-II – 2. PRATIQUE DU TRACÉ

Le dessin des coques à surfaces développables s'appuie sur ces particularités.

Dans le cas le plus simple, celui d'une coque à simple bouchain, on prendra comme directrice la ligne de bouchain. Celle-ci a en effet l'avantage d'être assez proche de la forme du plan de flottaison et d'être commune aux deux bordés, de fond et de côté.

La forme à donner à cette courbe dépend du type de bateau, de l'expérience que l'on a de coques semblables et enfin du goût personnel. Elle est en tout cas totalement indépendante de la méthode de tracé. Dans les deux plans, élévation et vue en plan, cette courbe est divisée en un certain nombre de sections régulièrement espa-

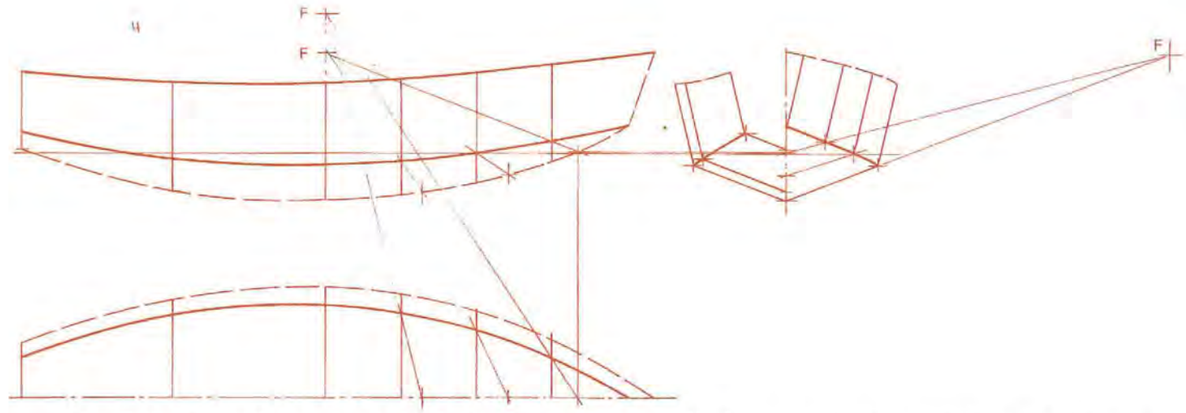


Fig. II-22. Tracé d'une coque à simple bouchain utilisant un développement conique pour la partie avant des fonds et des développements cylindriques dont les axes sont dans un plan perpendiculaire au plan axial pour l'arrière des fonds et le bordé de côté. Dans ce cas les sections correspondant aux développements cylindriques sont des génératrices donc des droites parallèles. Le foyer des fonds avant et les génératrices se correspondent dans les trois vues.

cées ; l'un de ces points correspondra à la plus grande largeur du bouchain. Un autre point correspondant au tirant d'eau maximum de la carène est également positionné sur les deux vues. La droite reliant les points de largeur et de tirant d'eau maximum constituera la génératrice initiale des fonds.

On pourra choisir alors soit un développement cylindrique, auquel cas toutes les génératrices issues des autres points de la directrice seront parallèles à la génératrice initiale, soit un développement conique (fig. II-22). Suivant les différentes options on obtiendra pour la ligne de quille des courbes différentes. Un foyer placé vers le bas et vers l'intérieur de la directrice donnera une courbe de rayon plus faible vers le milieu qu'un développement cylindrique ; un foyer placé au-dessus et à l'extérieur de la directrice aura l'effet contraire.

Par la combinaison de divers foyers ou le déplacement progressif de l'un d'eux on peut pratiquement obtenir la courbe de quille que l'on désire.

Pour les bordés de côté le processus de tracé est généralement plus simple : développement cylindrique pour la moitié arrière et conique avec un seul foyer pour l'avant.

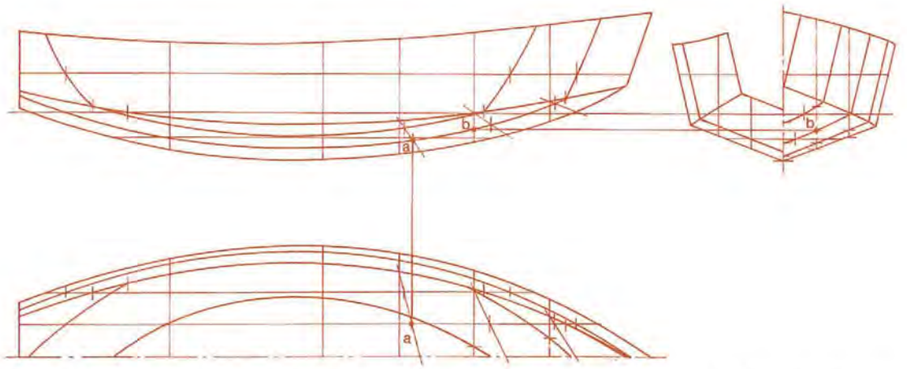


Fig. II-23. Pour tracer les sections des fonds avant on commence par tracer les longitudinales grâce à leurs intersections avec les génératrices dans la vue en plan (points aa) ; on reporte ensuite les intersections des longitudinales avec les plans des sections sur le tracé de celles-ci (points bb), on constate alors que les points de la section se situent sur une courbe.

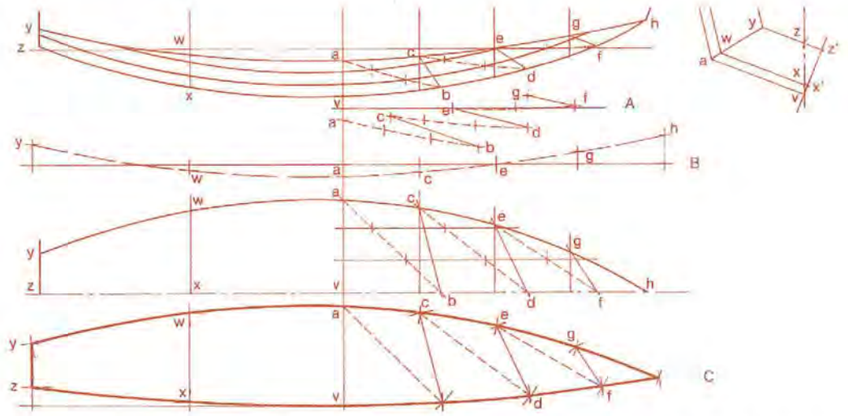


Fig. II-24. Développement d'un fond. Pour la partie avant conique on trace successivement les diagonales ab,cd,ef sur la vue en plan et leur vue en vraie grandeur ainsi que celle des génératrices (A), celles-ci sont bien sûr des droites alors que les diagonales sont courbes. On trace également le développement en élévation du bouchain (B). À partir de la génératrice av en vraie grandeur (C) prise sur la vue des sections on porte les longueurs en vraie grandeur développées ab et vb puis ac et bc ainsi de suite jusqu'au point h. Pour la partie arrière cylindrique on trace sur la vue des sections et sur le développement un axe perpendiculaire à la génératrice av ; on peut alors porter les longueurs développées du bouchain et du fond aw et vx, la figure étant fermée par la génératrice xw relevée en vraie grandeur sur les sections ainsi que son décalage à l'axe x'x. Ce procédé donne une bonne approximation du développement du bordé s'il est exécuté avec un maximum de précision, mais ne peut être considéré comme absolu.

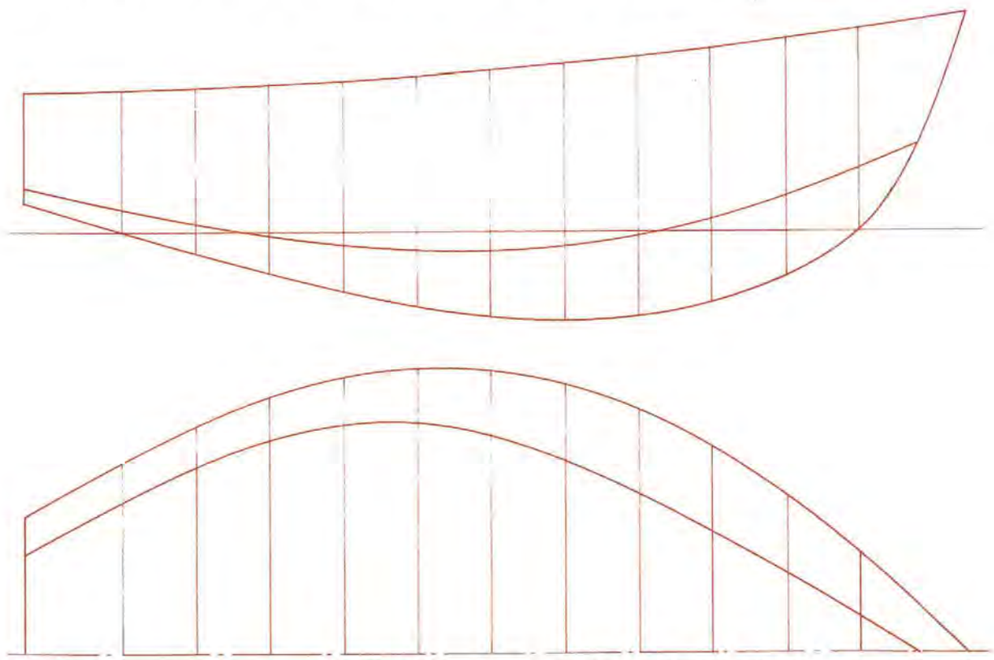


Fig. II-25. Plan « compressé », l'échelle des longueurs est la moitié de celle des autres dimensions pour augmenter les courbures.

La forme exacte des sections, des longitudinales et des lignes d'eau sera obtenue par l'intersection de leur plan avec un certain nombre de génératrices (fig. II-23).

Il est possible d'obtenir la forme développée d'un bordé par une succession de triangulations à partir des génératrices et du développement des longueurs sur les deux directrices limites (bouchain et ligne de quille par exemple pour le fond) et de la courbe joignant les points opposés des génératrices successives (fig. II-24).

La forme de cette courbe est obtenue par son intersection avec les longitudinales.

Attention cependant au fait que ce procédé réclame une extrême rigueur car les imprécisions se cumulent.

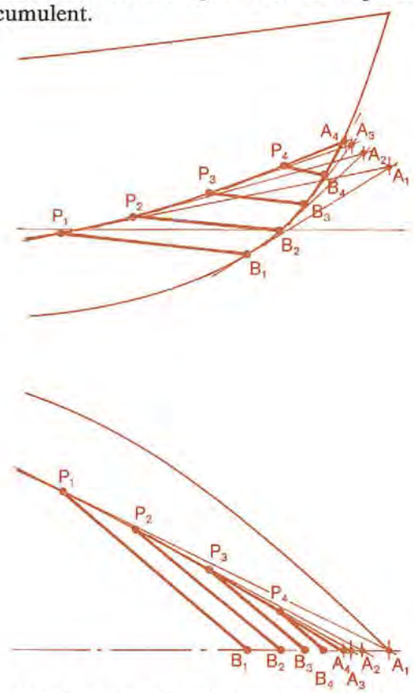


Fig. II-26. Tracé des génératrices dans la partie avant. On trace, dans les deux vues, les tangentes aux points P_1 ... P_4 qui coupent le plan axial en A_1 ... A_4 ; de ces points on trace les tangentes à la ligne de quille, donnant les points B_1 ... B_4 ; les génératrices sont P_1B_1 ... P_4B_4. Pour faciliter le repérage des tangentes on utilisera un petit instrument qui consiste en une plaquette de rhodoïd ou de plexi de 2 mm d'épaisseur par 10 cm de côté sous laquelle on trace un croisillon. D'autre part on vérifiera la régularité du déplacement des points A et B et de l'angulation des génératrices.

II-II – 3. MÉTHODE DE KILGORE

Je n'essaierai pas ici de décrire le principe de cette méthode fort intéressante car elle permet de choisir *a priori* les courbes de la ligne de quille, des bouchains et du livet de pont et, à partir de celles-ci, de déterminer les génératrices des surfaces développables correspondantes, car cela nous entraînerait trop loin. On le trouvera dans la référence [1].

En voici le mode opératoire tel que décrit par son auteur à partir d'un plan représentant, en élévation et en plan, les diverses courbes précitées (fig. II-25).

Pour faciliter les tracés et obtenir une plus grande précision, Kilgore conseille de comprimer le plan dans le sens longitudinal comme certains architectes le font aussi pour des coques en forme.

Commençons par étudier le fond et tout d'abord sa partie avant (fig. II-26).

• En un point P_1 du bouchain on trace, dans les deux vues, une tangente à celui-ci. Elle coupe le plan axial longitudinal en A_1 que l'on reporte en A sur l'élévation.

• De A_1 on trace une droite qui tangente la ligne de quille en B_1 que l'on reporte en plan. P_1B_1 est une génératrice définie dans les deux vues. On répète le processus jusqu'au pied de l'étrave pour obtenir autant de génératrices que nécessaire. L'intersection de celles-ci avec les plans des sections détermine leur forme.

Lorsqu'il n'est plus possible d'utiliser cette méthode parce que les points d'intersection des tangentes avec le plan axial sortent du dessin, on passe au processus suivant (fig. II-27).

• Par le point P de largeur maximum au bouchain on trace, dans les deux vues une tangente à celui-ci. En plan, cette tangente sera parallèle à l'axe.

• En élévation, tracer une parallèle à celle-ci qui, elle-même, tangente la ligne de quille en A que l'on reporte en plan. PA est une génératrice définie dans les deux plans.

En arrière de la largeur maximum on utilise un processus analogue mais, cette fois, non plus à partir du bouchain mais d'une longitudinale située à une distance de l'axe inférieure à la largeur du bouchain au tableau. Cette longitudinale sera tracée à partir des points obtenus avec les

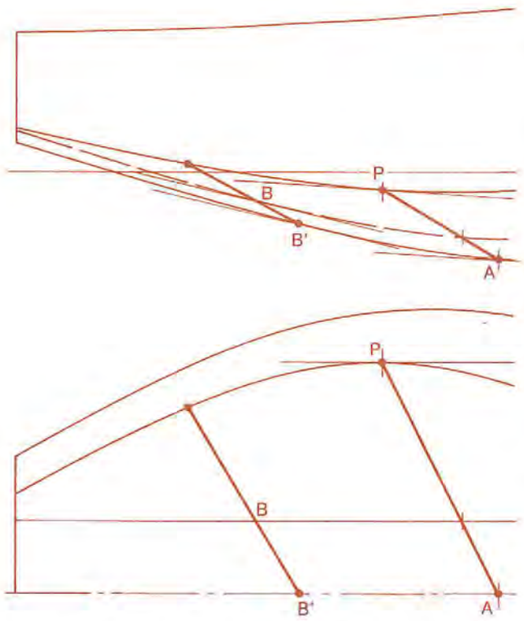


Fig. II-27. Tracé du centre et de l'arrière des fonds. Pour le centre la méthode est en fait la même que pour l'avant ; si l'on considère que lorsque P correspond au maximum de largeur le point A est reporté à l'infini, les tangentes au bouchain et à la ligne de quille sont alors parallèles. Il en est de même pour la construction de l'arrière à partir d'une longitudinale.

générateurs précédentes et le tracé du tableau. Des parallèles, tangentes à cette longitudinale et à la ligne de quille, déterminent des génératrices BB', CC', etc. On vérifie que leur point d'intersection avec le bouchain se reporte bien dans les deux vues. Si cette condition n'est pas remplie on retouche le tracé de la longitudinale. Cependant dans la plupart des cas on aura plus intérêt à utiliser pour l'arrière la même méthode que pour l'avant.

Passons maintenant au tracé du bordé de côté qui utilise le processus le plus original de la méthode.

Commençons par l'avant (fig. II-28).

• En un point P du bouchain, tracer, dans les deux vues, une tangente à celui-ci.

• Depuis un point A situé sur cette tangente et en arrière de P, tracer une droite L_1 coupant le livet en B.

• Depuis d'autres points C et E tracer L_2 et L_3 parallèles à L_1. En plan, ces droites coupent le livet en D et F.

• Reporter D et F sur L_2 et L_3 en élévation et tracer la courbe BDF. Cette courbe coupe le livet en Q.

• Définir P', milieu de BQ, sur le livet. P P' est une génératrice.

Progresser ainsi vers l'arrière jusqu'à la largeur maximum.

On procède ensuite de façon identique mais en partant d'une tangente au livet et en déterminant le point d'aboutissement de la génératrice sur la ligne de bouchain (fig. II-29) :

• En un point P du livet, tracer, dans les deux vues, une tangente à celui-ci.

• Depuis des points A, C et E situés sur cette tangente, tracer L_1, L_2 et L_3 qui coupent le bouchain en B, D et F sur la vue en plan.

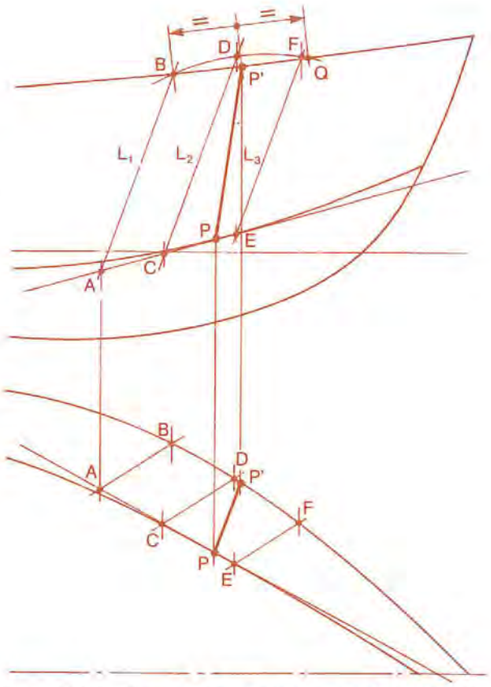


Fig. II-28. Construction d'une génératrice des bordés de côté à partir d'une tangente au bouchain ; les parallèles l_1 ... l_3 ne doivent pas être trop écartées, et l'on choisira un angle tel que les intersections avec les lignes de construction des points soient assez significatives.

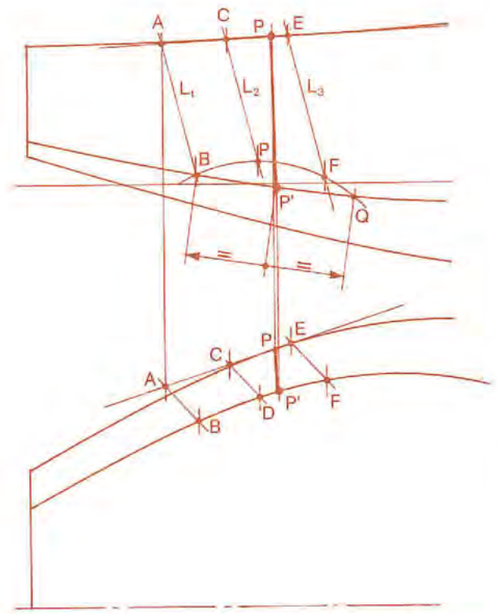


Fig. II-29. Autre type de construction à partir d'une tangente au livet. Les deux types de construction sont utilisables indifféremment, en général on choisira la courbe de bouchain ou de livet la plus accentuée de façon à définir le point de tangence P avec le maximum de précision.

• Reporter D et F sur L_2 et L_3 en élévation et tracer la courbe BDF qui coupe le bouchain en Q.

• Définir P', milieu de BQ, sur le livet. P P' est une génératrice.

L'intersection des génératrices avec les plans des lignes d'eau en élévation permet de définir leur largeur en plan.

Si les dimensions de la feuille le permettent, on pourra vérifier que les génératrices montrent une évolution correcte du foyer. On doit pouvoir tracer une courbe enveloppe tangentant les génératrices avec éventuellement des rebroussements.

Pour les fonds comme pour les côtés, lorsqu'on arrive vers l'arrière, le foyer sort des limites de la coque, on pourra alors considérer que les génératrices suivantes sont parallèles à la dernière tracée donnant, dans ces parties, un développement cylindrique.

BIBLIOGRAPHIE – CHAPITRE II

[1] Ullmann KILGORE : Developable Hull Surfaces. *Fishing books of the world.* vol. 3.

III

LES CALCULS

Le profane s'imagine souvent qu'il est nécessaire d'être un supermathématicien pour pouvoir dessiner un voilier, pensant que dans un bateau « tout se calcule » et que les formes d'une carène sont le résultat de savantes concoctions.

Même pour le dessin de la carène d'un pétrolier, combien plus simple de conception que celle d'un voilier, on n'est pas encore parvenu à un tel résultat et le dessin s'établit toujours à partir de carènes types dont l'adaptation laisse au dessinateur une grande part d'initiative.

Même lorsque l'on confie à un ordinateur le dessin d'une carène, celui-ci n'est que le reflet des caractéristiques de formes que l'on y a introduites.

Que l'on fasse varier d'une façon ou d'une autre les dimensions, les formes obtenues resteront toutes de la même famille tant que l'on n'en modifiera pas les paramètres.

Si le chercheur ou le technicien, dans un laboratoire ou un bassin de carène, doit nécessairement utiliser des mathématiques élaborées pour l'analyse des phénomènes qu'il étudie, nous verrons que l'architecte naval qui dessine un voilier n'a besoin que d'un niveau tout à fait élémentaire, puisque les calculs qu'il sera amené à effectuer ne concernent guère que des surfaces ou des volumes, ces derniers d'ailleurs pouvant se résoudre par des mesures de surface.

L'ensemble des calculs sera consigné de façon claire et méthodique dans un cahier (et non sur des feuilles volantes) afin de pouvoir s'y référer à tout moment et qui constituera le dossier de calcul.

Pendant toute la durée des calculs il faudra faire très attention aux corrections d'échelles et l'on aura toujours intérêt à utiliser directement, au départ, les valeurs en vraie grandeur. Sauf dans le cas de l'échelle 1/10 qui peut être immédiatement reportée en grandeur, les tableaux de calcul débuteront toujours par une colonne des valeurs relevées sur le plan et une colonne des valeurs en grandeur avec notation du coefficient correspondant.

III-I - LES MÉTHODES DE CALCUL

III-I-1. SURFACES

Si l'on dispose d'un planimètre polaire le problème est immédiatement résolu. Malheureusement, faute de cet instrument merveilleux, on devra utiliser des méthodes dont certaines s'appliquent mieux que d'autres aux différents cas de figure.

III-I-1.1. Le quadrillage

C'est certainement le procédé le plus simple sinon le plus rapide. Il consiste à poser sur la section à mesurer un quadrillage transparent et à compter le nombre de carreaux inclus, en moyennant ceux qui sont coupés par le contour. Il est préférable d'utiliser un quadrillage de 5×5 mm plutôt que du papier millimétré sur lequel on se perdrait dans le décompte des carreaux de 1×1 mm (fig. III-1).

III-I-1.2. La division

La division de la section en éléments géométriques simples est certainement plus rapide. Pour la carène elle-même (sans appendice) on divisera la section en trois ou quatre triangles. Deux techniques peuvent être utilisées, les triangles étant soit entièrement inclus dans la section et les surfaces des segments courbes étant calculées séparément et ajoutées, soit en traçant les côtés extérieurs de telle façon qu'ils coupent la courbe en délimitant de part et d'autre des résidus de surface égaux (fig. III-2).

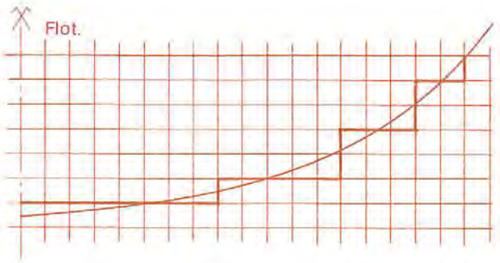


Fig. III-1. Mesure de la surface d'une demi-section par la méthode du carroyage.

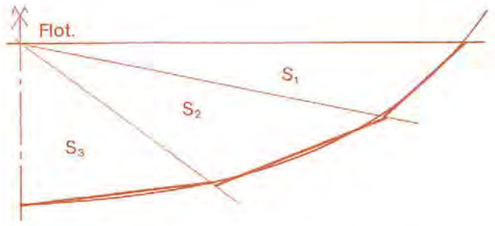


Fig. III-2. Mesure de la surface d'une demi-section par la méthode des triangles.

III-I-1.3. Méthode des trapèzes

Pour des surfaces allongées telles que la courbe des aires des sections ou la surface des lignes d'eau, le moyen le plus simple consiste à additionner les surfaces des triangles et trapèzes déterminés par une succession de sections (fig. III-3).

Une différence subsiste cependant si l'on n'a pas tenu compte des segments de courbes compris entre le sommet des trapèzes ou des triangles et la courbe.

Cette méthode permet cependant de réaliser rapidement des calculs pour lesquels une bonne précision n'est pas indispensable. Nous l'utiliserons par exemple dans le calcul des carènes inclinées. La formule est :

$S = l.\Sigma\ (0{,}5\ y_0 + y_1 + y_2 \ldots + y_{n-1} + 0{,}5\ y_n)$

Du fait qu'elle ignore les surfaces comprises entre la courbe et les droites joignant les sommets des ordonnées, cette méthode donne toujours des résultats inférieurs de 1 à 2 % environ (avec 10 divisions) par rapport à la réalité.

III-I-1.4. Méthodes de Simpson

Les méthodes de Simpson permettent de réduire cette différence en assimilant les portions de courbe à des paraboles. Il en existe deux qui, toutes deux, partent d'une division de la longueur L du volume en un certain nombre de parties égales de longueur *l*.

Dans la première méthode le nombre n des divisions est multiple de 2 donnant 3, 5, 7, 9, 11 ordonnées numérotées de 0 à n. La surface $S = \frac{l}{3}\ (y_0 + 4\ y_1 + 2\ y_2 + 4\ y_3 + 2\ y_4 \ldots + 4\ y_{n-1} + y_n)$ que l'on peut écrire également $S = \frac{2l}{3}\ (0{,}5\ y_0 + 2\ y_1 + y_2 + 2\ y_3 + y_4 \ldots + 2\ y_{n-1} + 0{,}5\ y_n)$ soit $S = \frac{2l}{3} \times \Sigma\ (y \times M_s)$ où M_s est le coefficient de Simpson de chaque section et *l* l'écartement des sections.

Pour mieux tenir compte des inflexions ou des irrégularités des courbes à leurs extémités on peut introduire une demi-ordonnée entre les ordonnées

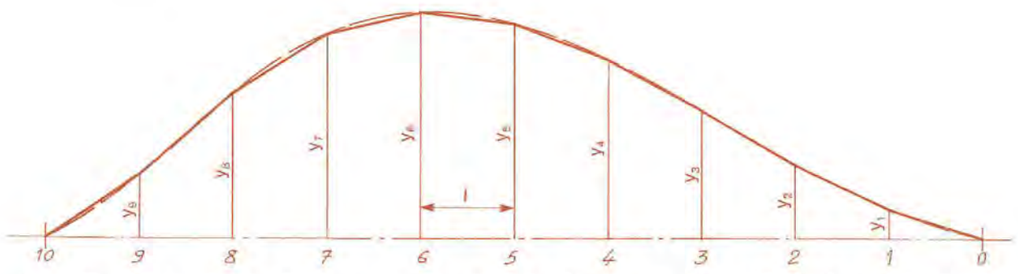


Fig. III-3. Mesure de la surface d'une courbe des aires par la méthode des trapèzes.

TABLEAU III-I
COEFFICIENTS DE TCHEBYCHEV

NOMBRE D'ORDONNÉES	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9
2	0,211	0,789							
3	0,146	0,500	0,854						
4	0,103	0,406	0,594	0,897					
5	0,083	0,312	0,500	0,687	0,916				
6	0,067	0,289	0,367	0,633	0,711	0,933			
7	0,058	0,236	0,338	0,500	0,662	0,764	0,942		
9	0,044	0,199	0,236	0,416	0,500	0,584	0,764	0,800	0,956

y_0 et y_1 à l'avant et y_{n-1} à l'arrière. La formule devient alors : $\frac{l}{3}\ (0{,}5\ y_0 + 2\ y_{1/2} + 1{,}5\ y_1 + 4\ y_2 + 2\ y_3 \ldots + 2\ y_{n-3} + 4\ y_{n-2} + 1{,}5\ y_{n-1} + 2\ y_{n-1/2} + 0{,}5\ y_n)$ ou $\frac{2l}{3}\ (0{,}25\ y_0 + y_{1/2} + 0{,}75\ y_1 + 2\ y_2 + y_3 \ldots + y_{n-3} + 2\ y_{n-2} + 0{,}75\ y_{n-1} + y_{n-1/2} + 0{,}25\ y_n)$.

Dans la seconde méthode de Simpson le nombre n de divisions est multiple de 3 donnant 4, 7, 10... ordonnées numérotées de 0 à n.

La surface $S = \frac{3l}{8}\ (y_0 + 3\ y_1 + 3\ y_2 + 2\ y_3 + 3\ y_4 + 3\ y_5 + 2\ y_6 \ldots + 3\ y_{n-1} + y_n)$.

Dans le cas du calcul de la surface de flottaison les valeurs de y correspondent à la demi-largeur, il ne faudra pas oublier de multiplier le résultat par 2 ou de remplacer $\frac{2}{3}$ par $\frac{4}{3}$ pour la première méthode et $\frac{3}{8}$ par $\frac{3}{4}$ pour la seconde.

III-I-1.5. Méthode de Tchebychev

Au contraire des précédentes, cette méthode n'utilise pas des ordonnées équidistantes.

Celles-ci peuvent être en nombre variable et leur

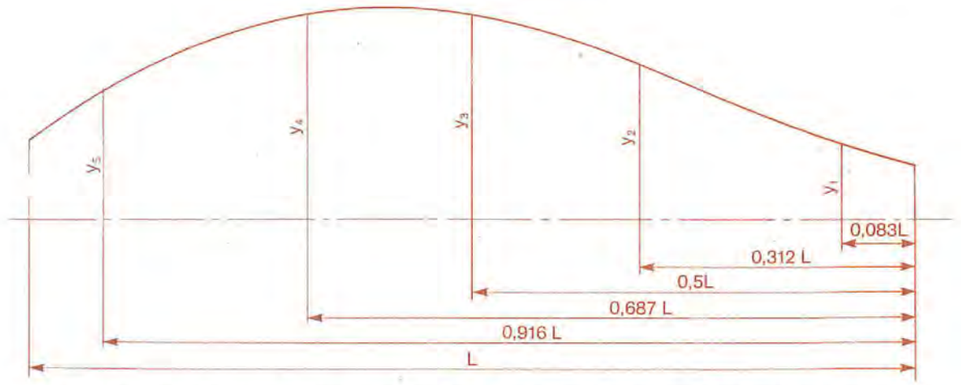


Fig. III-4. Mesure de la surface inscrite dans une courbe par la méthode de Tchebychev, ici avec 5 ordonnées.

position par rapport à l'une des extrémités de la surface est définie par une valeur K.L dont le coefficient K est donné dans le tableau III-I (fig. III-4).

La surface $S = \frac{L}{n}(y_1 + y_2 ... + y_n)$

Pour une courbe de forme régulière on peut se contenter de cinq ordonnées, ce qui réduit le nombre des mesures et des calculs par rapport aux méthodes de Simpson. Cette méthode a également la réputation d'être plus précise.

III-I-2. CENTRE DE GRAVITÉ D'UNE SURFACE

Le centre de gravité d'un corps est le point à partir duquel la somme de tous les moments des particules constituant ce corps par rapport à ce point est égale à zéro.

Pour connaître la position du centre de gravité d'un corps par rapport à un axe de référence il suffit donc de faire la somme des moments de tous les éléments unitaires mesurables de ce corps par rapport à cet axe.

Ce calcul peut se combiner avec celui de la surface, soit en utilisant un planimètre intégrateur, soit par d'autres méthodes.

a) Si l'on ne dispose pas d'un planimètre intégrateur, le moyen le plus simple pour déterminer le centre de gravité d'une surface est le suivant.

On découpe dans un morceau de bristol la surface considérée. On pose ensuite celle-ci sur la tranche d'un triple décimètre posé sur chant pour rechercher la position d'équilibre et l'on marque sur le bristol cette position (fig III-5).

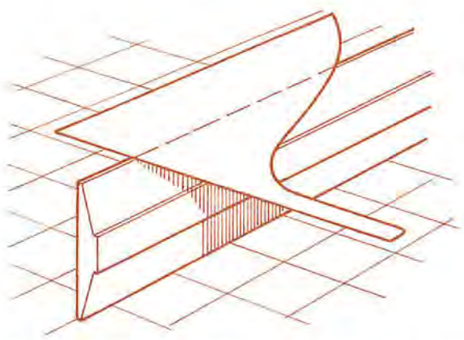


Fig. III-5. Détermination du centre de gravité d'une section découpée dans du bristol et posée en équilibre sur la tranche d'un triple décimètre.

Pourquoi un triple décimètre ? Parce que le bord porte un plat de quelques dizièmes de millimètre qui permet d'obtenir plus aisément la position d'équilibre et surtout de porter la marque.

Si l'on a pris soin de placer le triple décimètre sur un quadrillage et de s'y référer pour poser la surface, il sera facile de tracer l'axe du centre de gravité correspondant. Par deux mesures à 90° on obtient deux axes dont l'intersection donne la position du centre de gravité.

Lorsque l'on doit traiter une surface allongée, le bristol n'a pas toujours une rigidité suffisante et tombe de chaque côté du support. Pour lui donner de la rigidité il faudra le cambrer légèrement selon son axe longitudinal.

b) Si l'on a utilisé l'une des méthodes décrites précédemment (Simpson ou Tchebychev) pour calculer la surface, on obtiendra le moment du centre de gravité de celle-ci en faisant la somme des moments de chaque ordonnée affectée de son coefficient par rapport à l'origine d'ordonnée 0.

En divisant cette somme par celle des sections affectées de leur coefficient, on obtient la position du centre de gravité de la surface par rapport à l'origine d'ordonnée 0.

Avec la première méthode de Simpson, deuxième formule, cela se traduit par la formule $x_{cg} = l \cdot \frac{\Sigma (y \cdot M_s \cdot n)}{\Sigma (y \cdot M_s)}$, n étant le numéro de l'ordonnée de chaque section, y sa distance par rapport à l'origine, M_s le coefficient de Simpson correspondant.

Avec la méthode de Tchebychev :

$x_{cg} = \frac{L \cdot \Sigma (y \cdot K_T)}{\Sigma y}$ où K_T est le coefficient de l'ordonnée considérée.

III-I-3. MOMENT D'INERTIE TRANSVERSAL

Le moment d'inertie de la surface de flottaison est nécessaire au calcul du rayon métacentrique.

Dans le sens transversal le moment d'inertie est mesuré par rapport à l'axe longitudinal de la surface de flottaison. Il est égal au douzième du produit de la longueur par la moyenne du cube des largeurs.

a) On peut le calculer par la méthode des trapèzes qui consiste alors à faire la somme des cubes des ordonnées et à multiplier celle-ci par l'espace *l* entre les sections avant de la diviser par 12, soit $I_T = \frac{l \cdot \Sigma y^3}{12}$

b) On peut également utiliser la première méthode de Simpson, deuxième formule, qui donne $I_T = \frac{l \cdot \Sigma (y^3 \cdot M_s)}{18}$

Dans les deux cas y est la largeur totale au niveau de chaque section et non la demi-largeur. Cette deuxième méthode est bien sûr plus exacte.

III-I-4. MOMENT D'INERTIE LONGITUDINAL

Dans le sens longitudinal le moment d'inertie de la flottaison se mesure par rapport à un axe transversal passant par le centre de gravité de la surface.

Comme il serait peu précis de calculer le moment d'inertie en prenant les longueurs des lignes d'eau comme ordonnées et que par ailleurs il faudrait utiliser les largeurs pour calculer la position du centre de gravité de la surface, on combine les deux calculs en utilisant uniquement les largeurs de flottaison relevées déjà pour le calcul du moment d'inertie transversal.

Lorsqu'on connaît le moment d'inertie I_{yy}, d'une surface S par rapport à un axe de référence quelconque yy' et la distance δ de son centre de gravité à cet axe on peut calculer la valeur de son moment d'inertie par rapport à son centre de gravité I_G par la formule $I_G = I_{yy'} . S . \delta^2$

On calculera donc, par la méthode de Simpson, la surface du plan de flottaison, la position de son centre de gravité par rapport à l'ordonnée d'origine et le moment d'inertie par rapport à cette même ordonnée.

$S_F = \frac{2l}{3} . \Sigma (y . M_s)$

$x_{GF} = l . \frac{\Sigma (y . M_s . n)}{\Sigma (y . M_s)}$

$I_{yy'} = \frac{2l^3}{3} . \Sigma (y . M_s . n^2)$

n étant le numéro de l'ordonnée de valeur y

$I_{LG} = I_{yy'} - (S_F . x_{GF}^2)$

III-II APPLICATIONS AUX CALCULS À LA GÎTE 0

Les méthodes pratiques décrites ici s'écartent souvent de celles réglementaires utilisées dans la grande construction navale bien que les principes de base en soient identiques. Les différences résultent essentiellement des formes de carènes des voiliers qui ne permettent pas d'accepter les simplifications autorisées par la relative simplicité géométrique de celles des grands navires. Elles sont donc largement pragmatiques.

Deux points ne doivent jamais être oubliés lors de ces calculs.

Les voiliers modernes étant généralement munis d'appendices parfaitement distincts de la carène, les calculs de chaque élément seront effectués séparément. Il ne faudra donc pas oublier d'en composer ensuite les résultats individuels.

Pour les voiliers destinés à la navigation en mer, volume (ou déplacement) et poids seront dans le rapport des densités eau douce/eau de mer soit 1/1,026. Il ne faudra surtout pas se tromper selon que l'on devra considérer l'une ou l'autre des valeurs.

III-II-1. SURFACE DES SECTIONS

On utilisera, faute de planimètre, la méthode du quadrillage ou celle de la division. Les méthodes de Simpson ne sont guère commodes dans ce cas, par contre il est possible d'utiliser la méthode de Tchebychev (fig. III-6) en regroupant les calculs dans le tableau III-II.

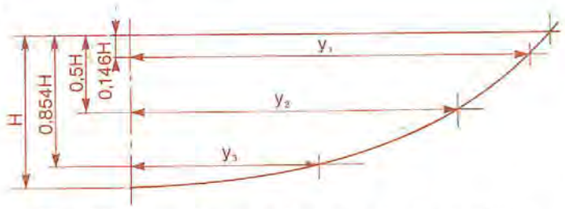


Fig. III-6. Application de la méthode de Tchebychev, avec 3 ordonnées, au calcul de la surface d'une demi-section.

TABLEAU III-II
CALCUL DE LA SURFACE DES SECTIONS PAR LA METHODE DE TCHEBYCHEV

		NUMERO DES SECTIONS								
		0	1	2	3	4	5	–	–	n
H										
Ordonnées en	y_1									
	y_2									
	y_3									
	–									
	y_n									
Σ										
S										

H = profondeur de la section
n = nombre d'ordonnées
Σ = somme des ordonnées

Surface du couple $S = \frac{H \cdot \Sigma}{n}$

III-II-2. SURFACE DES LIGNES D'EAU

Elle sera déterminée soit par les méthodes de Simpson, soit par celle de Tchebychev. Cependant, compte tenu du fait qu'il est nécessaire de procéder pour chaque ligne d'eau à une redivision de la longueur différente de celle des sections, cette dernière sera plus rapide. Le tableau III-III regroupe ces calculs.

III-II-3. VOLUME DE CARÈNE

Il sera obtenu soit uniquement par le calcul avec les méthodes de Simpson, soit, après tracé de la courbe des aires des sections (voir tome I, ch. V-A-1.b. p. 118) avec celle de Tchebychev. Avec la méthode de Simpson, du fait de l'inflexion des extrémités, on aura intérêt à prévoir des demi-ordonnées entre les sections 0 et 1 et 9 et 10 (fig. III-7).

Le tableau III-IV (colonnes 1 à 4) indique le processus du calcul à partir de la surface des sections par la première méthode de Simpson et le tableau III-V (colonnes 1 à 3) par la méthode de Tchebychev.

Mais le volume de carène peut être calculé aussi à partir des aires des lignes d'eau soit uniquement par le calcul avec la première méthode de Simpson si l'on a prévu un nombre de lignes d'eau convenable pour obtenir le nombre d'ordonnées nécessaires (3, 5, 7, etc.), soit en passant par le tracé de la courbe des aires des lignes d'eau avec la méthode de Tchebychev (fig. III-8 et colonne 5 du tableau III-V).

Le calcul de la position du centre de carène nécessitant le passage par le calcul du déplacement selon les deux directions, on obtient ainsi un moyen de contrôle facile.

III-II-4. CENTRE DE CARÈNE

Le centre de carène doit être positionné sur le plan axial dans le sens longitudinal et vertical. On pourra l'obtenir soit à l'aide de découpages des

TABLEAU III-III
CALCUL DES AIRES DES LIGNES D'EAU PAR LA METHODE DE TCHEBYCHEV

(1)		(2)	(3)	(4)	(5)
		NUMERO DES LIGNES D'EAU			
		LE – 3	LE – 2	LE – 1	LF
L					
Ordonnées en	y_1				
	y_2				
	y_3				
	–				
	y_n				
Σ					
A_{LE}					

L = longueur de la ligne d'eau
n = nombre d'ordonnées
Σ = somme des ordonnées

$A_{LE} = \frac{L \cdot \Sigma}{n}$

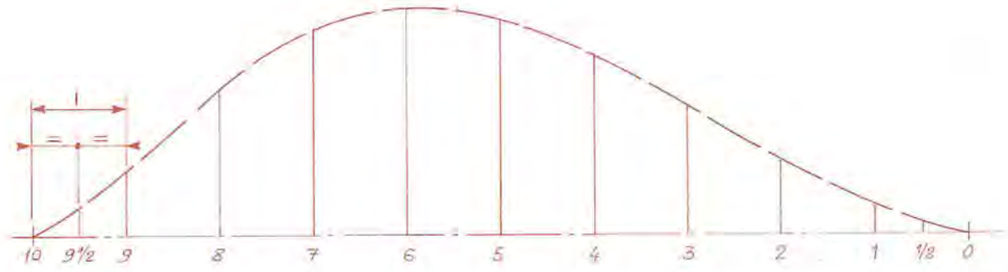


Fig. III-7. Il est possible d'inclure des demi-ordonnées aux extrémités d'une courbe des aires pour le calcul de la surface par la méthode de Simpson.

TABLEAU III-IV
CALCUL DU VOLUME DE CARENE ET DU CENTRE DE GRAVITE LONGITUDINAL PAR RAPPORT A L'ORDONNEE D'ORIGINE PAR LA PREMIERE METHODE DE SIMPSON DEUXIEME FORMULE POUR 11 SECTIONS PLUS UNE SECTION INTERMEDIAIRE A L'AVANT ET A L'ARRIERE

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
		D		x_C
Numéro section	Coefficient Simpson	Surface sections	$S \cdot M_S$	$S \cdot M_S \cdot n$
0	0,25			
0,5	1			
1	0,75			
2	2			
3	1			
4	2			
5	1			
6	2			
7	1			
8	2			
9	0,75			
9,5	1			
10	0,25			
			$\Sigma (S \cdot M_S)$	$\Sigma (S \cdot M_S \cdot n)$

Déplacement : $D = \frac{2\,l \cdot \Sigma\,(S \cdot M_S)}{3}$

Position longitudinale du centre de carène par rapport à la section 0 :

$x_C = l \cdot \frac{\Sigma\,(S \cdot M_S \cdot n)}{\Sigma\,(S \cdot M_S)}$

courbes des aires des sections et des lignes d'eau, comme cela sera décrit pour le centre de dérive, soit par les méthodes mathématiques.

Le processus avec la première méthode de Simpson est donné dans les colonnes 5 et 6 du tableau III-IV pour le longitudinal. Pour la position verticale, il faut, comme pour le calcul du déplacement par les lignes d'eau, avoir prévu un nombre convenable de celles-ci.

En fait, pour ces deux calculs, on sera amené en général à retracer une courbe des aires de lignes d'eau à partir des surfaces de chacune de celles-ci et à la rediviser convenablement. On peut alors préférer la méthode de Tchebychev.

Avec celle-ci la position longitudinale à partir de l'avant de la flottaison est fournie par la colonne 4 du tableau III-V et la position verticale sous la flottaison par la colonne 6.

III-II-5. APPENDICES

Le calcul du volume et du centre des appendices est absolument analogue à celui de la carène. Il s'effectue selon les deux directions verticale et longitudinale à partir des lignes d'eau et des sections verticales dont on trace les courbes des aires (fig. III-9).

Cependant, une quille, et plus souvent encore un ensemble aileron et safran de gouvernail sont définis à partir d'un « profil » représentant les lignes d'eau et dont la surface et la position du centre de gravité sont connus (fig. III-10).

Ceci facilite largement les choses tout en apportant une grande précision. Le calcul du volume se fera à partir des surfaces des lignes d'eau (déterminées par les caractéristiques du

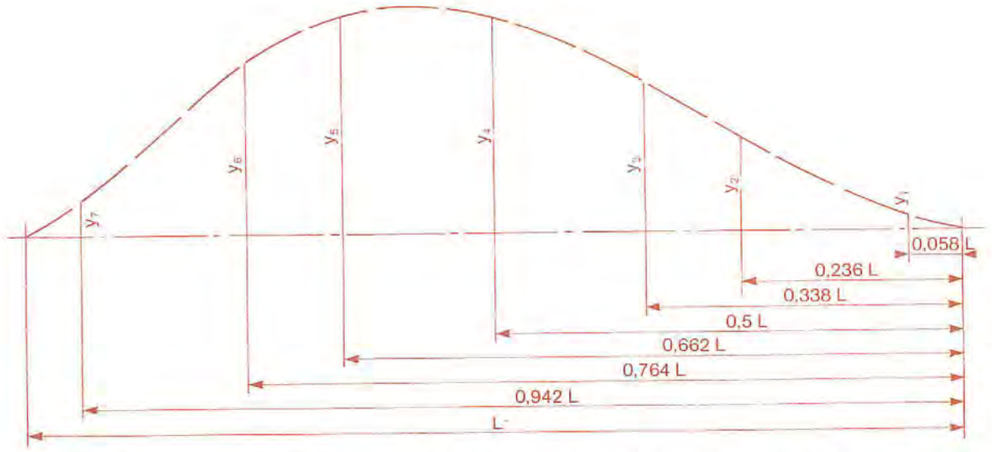


Fig. III-8. Application de la méthode de Tchebychev, avec 7 ordonnées, au calcul de la surface d'une courbe des aires.

TABLEAU III-V
CALCUL DU VOLUME DE CARENE ET DU CENTRE DE CARENE LONGITUDINAL ET VERTICAL PAR LA METHODE DE TCHEBYCHEV AVEC, PAR EXEMPLE, CINQ DIVISIONS

(1) Numéro de la division	(2) Coefficient K	(3) Aires des sections S	(4) S . K	(5) Aires des lignes d'eau A_{LE}	(6) A_{LE} . K
1	0,083				
2	0,312				
3	0,500				
4	0,687				
5	0,916				
		Σ S	Σ (S . K)	Σ A_{LE}	Σ (A_{LE} . K)

L_f = longueur de flottaison
H = profondeur maximum de la carène
n = nombre d'ordonnées

Volume de carène $D = \frac{L_f \cdot \Sigma S}{n}$ ou $\frac{H \cdot \Sigma A_{LE}}{n}$

Centre de carène longitudinal $x_C = \frac{L \cdot \Sigma (S \cdot K)}{S}$

Centre de carène vertical $z_C = \frac{H \cdot \Sigma (A_{LE} \cdot K)}{\Sigma A_{LE}}$

profil) selon les méthodes de Simpson ou de Tchebychev, en partant d'une ligne tangente au fond de la carène comme ordonnée 0.

La partie située entre cette ordonnée 0 et la carène pourra souvent être négligée (en particulier lorsque les fonds sont très plats) mais, si l'on désire en tenir compte, on assimilera son volume à celui représenté par une courbe des aires de forme triangulaire dont la base est égale à la section d'ordonnée 0 et le sommet au point le plus haut du raccord de l'appendice avec la carène.

La position verticale du centre du volume sera déterminée par les moments des lignes d'eau exactement comme pour une carène. Si l'on tient compte du volume au-dessus de l'ordonnée 0 on composera leurs centres respectifs par leurs moments par rapport à la flottaison.

La position longitudinale sera définie par la position verticale du centre sur la ligne joignant les centres de gravité des lignes d'eau (déterminés par les caractéristiques du profil).

Cette ligne sera généralement une droite, le profil évoluant linéairement du haut vers le bas soit par un changement d'échelle (identique ou non) des longueurs et des épaisseurs, soit par une modification progressive de sa forme.

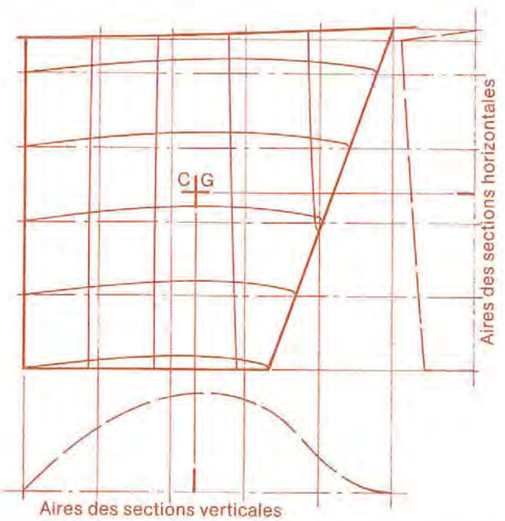


Fig. III-9. Mesure du volume et détermination du centre de gravité d'un aileron par les courbes des aires des sections horizontales et verticales.

III-II-6. COEFFICIENT PRISMATIQUE ET DE FINESSE

A ce stade du calcul où l'on connaît la totalité du volume de la carène il est possible de déterminer le coefficient prismatique :

$\varphi = \Delta / L_f \cdot B^2$ où :

Δ = volume de carène
L_f = longueur de flottaison
B^2 = section maximum de la carène
(voir définition Tome I – ch. V – § A-1-b)

Habituellement on considère la section maximum, y compris la quille, et le volume total, y compris les appendices. Pour les voiliers modernes cependant, dont ces appendices sont nettement distincts de la carène je serais tenté de calculer le coefficient prismatique de celle-ci prise isolément.

Le coefficient de finesse globale $L/\sqrt[3]{\Delta}$, ou le rapport longueur/déplacement $\Delta/0{,}01\ L^3$, définissent la finesse de la carène.

Les américains utilisent souvent le second de ces coefficients dont les valeurs doivent être multipliées par 35,3146 pour tenir compte du changement d'unité (pieds en mètres).

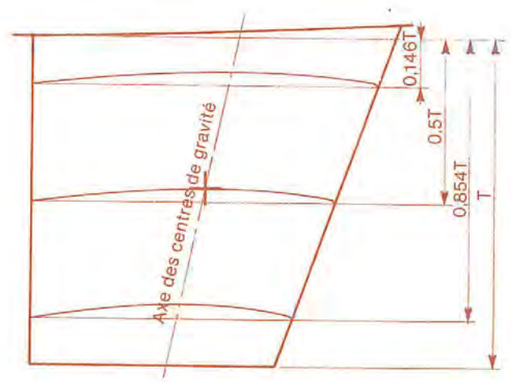


Fig. III-10. L'axe passant par les centres de gravité des sections horizontales fournit, lorsqu'il est connu, un des lieux du centre de gravité du volume de l'aileron ; sa position verticale peut être obtenue soit par une courbe des aires, soit par la méthode de Tchebychev, ici avec 3 ordonnées.

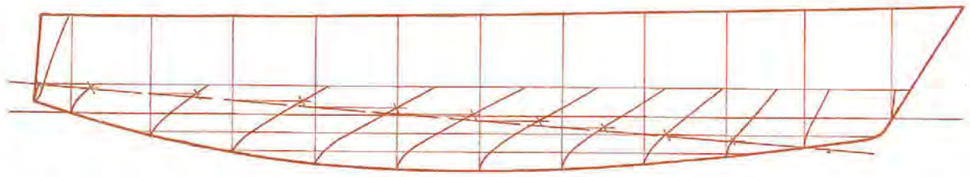


Fig. III-11. Le tracé de la courbe des aires des lignes d'eau et des centres de carène correspondants permet d'obtenir la valeur du déplacement et la position du centre de carène pour n'importe quel enfoncement intermédiaire.

III-II-7. ÉCHELLE DES DÉPLACEMENTS

Il s'agit ici d'une courbe représentant la variation du déplacement en fonction de l'enfoncement. Ses ordonnées sont les lignes d'eau, et les abscisses les déplacements correspondants (fig. III-11).

On la prolonge en général jusqu'à la première ligne d'eau située au-dessus de la flottaison du plan afin de pouvoir déterminer le déplacement pour différents enfoncements en maintenant l'assiette constante.

On lui associe en général une courbe des positions longitudinales des centres de carène correspondants afin de pouvoir calculer la modification d'assiette nécessaire pour retrouver l'équilibre longitudinal en fonction du nouveau centre de gravité.

III-II-8. ÉCHELLES DE BONJEAN

Il est parfois nécessaire de connaître les déplacements correspondant à différents enfoncements de la carène. Comme il serait fastidieux de recalculer à chaque fois la surface correspondante de chaque section on établit des courbes de Bonjean.

Ces courbes représentent pour chaque section la variation de la surface avec l'enfoncement. Sur la vue en élévation, à droite ou à gauche de chaque section, on porte sur chaque ligne d'eau la valeur de la surface de la section comprise sous cette ligne d'eau (fig. III-12) et l'on réunit ces points par une courbe.

Pour obtenir la valeur de la section pour un enfoncement quelconque de celle-ci, il suffit de porter sur chaque courbe la profondeur de l'enfoncement, relevée sur le longitudinal pour la flottaison considérée, et de mesurer la valeur de la section. On peut à partir de ces valeurs retracer une courbe des aires des sections pour n'importe quel enfoncement ou changement d'assiette.

III-II-9. SURFACE, CENTRE DE GRAVITÉ ET MOMENTS D'INERTIE DE LA FLOTTAISON

Le tableau III-VI donne le processus de calcul de ces quatre éléments par la première méthode de Simpson, deuxième formule.

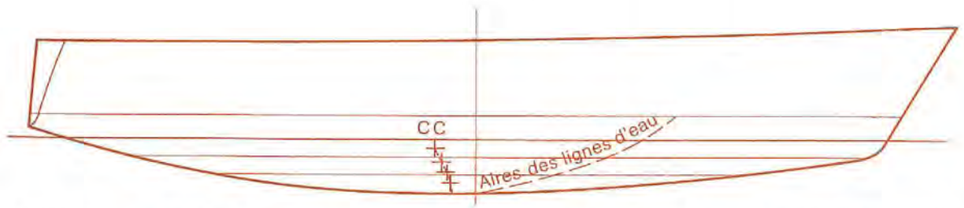


Fig. III-12. Les courbes de Bonjean permettent de connaître la valeur des ordonnées de la courbe des aires pour n'importe quelle assiette ou enfoncement.

TABLEAU III-VI
CALCUL DE LA SURFACE, DU CENTRE DE GRAVITE ET DES MOMENTS D'INERTIE TRANSVERSAL ET LONGITUDINAL DE LA FLOTTAISON PAR LA PREMIERE METHODE DE SIMPSON DEUXIEME FORMULE

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
N° Section	M_S	y	$y \cdot M_S$	$y \cdot M_S \cdot n_X$	$y \cdot M_S \cdot n_X^2$	y^3	$y^3 \cdot M_S$
0							
1							
2							
3							
4							
5							
6							
–							
n							
			$\Sigma (y \cdot M_S)$	$\Sigma (y \cdot M_S \cdot n_X)$	$\Sigma (y \cdot M_S \cdot n_X^2)$		$\Sigma (y^3 \cdot M_S)$

M_S = coefficient de Simpson
y = ordonnée entière
l = écartement des ordonnées = L/n

$$S_f = \frac{2l \cdot \Sigma (y \cdot M_S)}{3} \qquad x_{GF} = \frac{l \cdot \Sigma (y \cdot M_S \cdot N_X)}{\Sigma (y \cdot M_S)}$$

$$I_T = \frac{l \cdot \Sigma (y^3 \cdot M_S)}{18} \qquad I_{LG} = \frac{2l^3 \cdot \Sigma (y \cdot M_S \cdot n_X^2)}{3} - (S_f \cdot x_{GF}^2)$$

III-II-10. MODIFICATIONS D'ENFONCEMENT ET D'ASSIETTE

Pour de faibles écarts d'enfoncement on peut déterminer la valeur de ceux-ci par la formule : $\Delta z = \Delta V / A_F$ dans laquelle :
ΔV = différence de déplacement correspondant au poids ajouté ou retranché (tenir compte de la densité de l'eau, douce ou salée) ;
A_F = surface de flottaison.

Mais cette formule est grossière puisqu'elle suppose que les murailles de la coque sont verticales.

C'est pourquoi en général on préfère donner l'augmentation de déplacement ΔV pour 1 cm d'enfoncement en tenant compte de l'évasement transversal et longitudinal.

On obtiendra ainsi : $\Delta V_{1\ cm} = A_F \cdot c_1 \cdot c_2$ avec

$$c_1 = 1 + \frac{\tan (90 - \theta)}{10\ b} \text{ et } c_2 = 1 + \frac{\tan (90 - \theta')}{10\ L_f}$$

où :
θ = angle de la tangente à la maîtresse section avec L_f ;
θ' = angle moyen de la tangente de l'étrave et de la voûte avec L_f (fig. III-13).

Si l'on ajoute ou déplace un poids p dans le sens transversal ou longitudinal, la position du centre

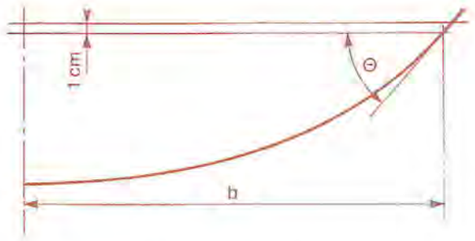


Fig. III-13. Pour déterminer avec plus de précision l'accroissement du déplacement par centimètre d'immersion on peut tenir compte de l'accroissement correspondant de la largeur et de la longueur à la flottaison.

de gravité va se trouver modifiée et le centre de carène devra se déplacer de la même quantité et dans le même sens, entraînant un changement d'assiette d'angle θ (fig. III-14).

$\theta_L = \text{arc tan } \frac{p \cdot d_L}{P\,(R-a)}$ et $\theta_T = \text{arc tan } \frac{p \cdot d_T}{P\,(r-a)}$

dans lesquels R et r sont les rayons métacentriques longitudinal et transversal initiaux et a la hauteur GC.

S'agissant d'angles faibles on considérera que la rotation du plan de flottaison s'effectue autour de son centre de gravité.

Lorsqu'il y a à la fois enfoncement et déplacement du centre de gravité, on calculera d'abord la hauteur de la nouvelle flottaison puis, lorsque les paramètres de celle-ci auront été redéfinis, on calculera la nouvelle assiette.

III-II-11. ÉPREUVE DE STABILITÉ

L'épreuve de stabilité est le seul moyen pratique de déterminer avec précision la position du centre de gravité d'un navire. On devrait l'effectuer systématiquement, ainsi que la mesure des francs-bords, pour chaque nouveau voilier construit afin de vérifier l'exactitude du devis de poids et du calcul du centre de gravité. On en tirera toujours d'excellents enseignements.

L'opération ne demande que peu de temps et un matériel rudimentaire : un fil à plomb, une latte de bois, un seau rempli d'eau.

Comme masse mobile on utilisera un équipier de poids connu (on le fera au besoin passer sur une balance).

Les jaugeurs de la F.F.V. utilisent dans ce but des jerricanes remplis d'eau et attachés à l'extrémité d'un tangon et, à la place du fil à plomb un niveau à eau fixé sur une planche amarrée sur le tableau arrière. Cette méthode a l'avantage de permettre d'opérer seul, en revanche le calcul de la position du centre de gravité de l'ensemble du tangon avec son gréement et ses jerricanes est bien compliqué et prête à des erreurs.

Le plus difficile est, en fait, de pouvoir amarrer le bateau sur un plan d'eau absolument calme et un jour sans vent, de préférence dans une marina où des catways permettront de faire le tour du bateau aisément.

Les amarres devront être lâches afin de n'apporter aucune contrainte aux mouvements de la coque.

Avant toute mesure on aura rangé à leurs emplacements tous les matériels lourds : voiles, mouillage et ancre, etc. On aura noté la quantité de liquide contenu dans les réservoirs d'eau et de carburant, le poids de la « masse mobile » p.

Celle-ci se place alors sur le plancher de la cabine, sensiblement à hauteur de la position longitudinale du centre de gravité prévu.

On mesure alors de l'extérieur les francs-bords à l'étrave et à chaque angle du tableau, la moyenne de ces deux dernières mesures donnant le franc-bord arrière.

La « masse mobile » remonte alors sur le pont et s'assied sur le passavant, calée contre la filière, dans le même plan transversal que précédemment. L'opérateur mesure sa distance à l'axe du bateau *l* puis prend sa place à bord et attache au plafond le fil à plomb dont le poids viendra tremper dans le seau d'eau, ceci pour en amortir les mouvements. Il fixe sur les couchettes la latte de bois amenée contre le fil à plomb et y marque la position de celui-ci.

Sans rien changer d'autre, la « masse mobile » vient s'installer sur l'autre bord et l'opérateur marque sur la latte la nouvelle position du fil à

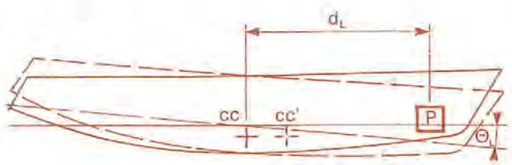


Fig. III-14. La présence d'un poids p à une distance d_L du centre de gravité entraîne un angle d'assiette θ_L.

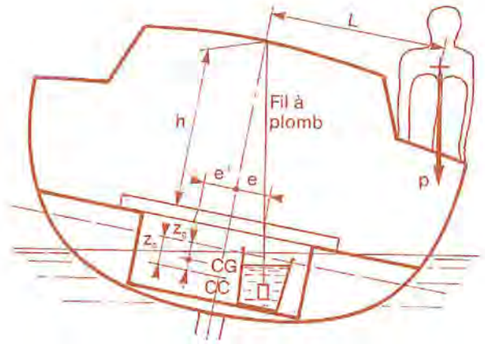


Fig. III-15. Épreuve de stabilité ; l'angle a été exagéré pour la clarté du dessin, il ne doit pas être supérieur à 2 degrés pour obtenir une bonne précision.

plomb dès qu'il est bien stabilisé. L'opération peut être renouvelée plusieurs fois.

L'opérateur note la hauteur h entre le point de fixation du fil à plomb et le dessus de la latte, et l'écartement (ou la moyenne si l'on a fait plusieurs mesures) des deux marques que l'on divise par 2 et qui donne e (fig. III-15).

Il note enfin son propre poids y compris celui de son matériel.

Le poids d'une personne normale, environ 75 kg, suffit en général pour obtenir une gîte de 1 à 2°. Sur des petits bateaux, des jerricanes d'eau seront suffisants ; sur les plus gros, il faudra plusieurs personnes que l'on disposera l'une derrière l'autre. L'angle de gîte ne devra jamais dépasser 2° et l'on veillera particulièrement à la précision des mesures.

Les résultats seront consignés dans le tableau III-VII.

Muni de ceux-ci on définira la position du plan de flottaison à partir des francs-bords mesurés en la corrigeant ensuite par l'adjonction du poids de l'opérateur.

Ne pas oublier que, si l'épreuve a été effectuée en eau de mer la différence de déplacement en dm^3 sera égale au poids p en kg divisé par 1,026.

On calculera alors la position verticale du centre de carène z_C correspondant à cette flottaison corrigée ainsi que son moment d'inertie transversal I_T.

Sachant que le rayon métacentrique $r = \frac{I_T}{V}$, on obtiendra la hauteur du centre de gravité par rapport au centre de carène par la formule :

$a = r - \frac{p \cdot l \cdot h}{V \cdot e}$

Toutes les dimensions étant en mètres, V est en mètres cubes et p en tonnes.

La position du centre de gravité par rapport à la flottaison $z_G = z_C + a$. Attention aux signes, z_C est toujours négatif, a est positif si G est au-dessus de C et négatif s'il est en dessous, z_G est positif si G est au-dessus de la flottaison, négatif s'il est en dessous.

Les hauteurs métacentriques r – a et R – a peuvent être obtenues pratiquement sur un bateau existant par la mesure de la période de roulis ou de tangage.

Celles-ci sont liées en effet par les relations

$T_r = \pi \sqrt{\frac{I_T}{V(r-a)}}$ et $T_t = \pi \sqrt{\frac{I_L}{V(R-a)}}$

dans lesquelles T_r et T_t sont les demi-périodes de roulis et de tangage, c'est-à-dire le temps mis par la coque pour osciller d'un bord vers l'autre ou d'avant en arrière et *vice versa*.

L'oscillation est engendrée par une force verticale et l'on déclenche le chronomètre après que, la force ayant été relachée, le mouvement s'est stabilisé et son amplitude ne dépasse pas une dizaine de degrés. La mesure s'effectue sur plusieurs oscillations dont on calcule la moyenne.

On constatera généralement une légère différence par rapport à la valeur réelle, surtout sur

TABLEAU III-VII
MESURES POUR EPREUVE DE STABILITE

Nom du bateau :		
Date :		
Opérateur :	poids :	
Masse mobile :	poids, p :	
Etat des réservoirs		
Eau :		
Carburant :		
Poids divers :		
Franc-bord avant	FB AV :	
Franc-bord arrière bâbord :		
Franc-bord arrière tribord :		
Franc-bord arrière moyen :	/2 =	FB AR :
Décalage de la masse mobile,		*l* :
Hauteur du pendule,		h :
Décalage du pendule :	/2 =	e :

le rayon transversal. Elle est due à l'effet de l'eau entraînée, en particulier par les appendices.

III-II-12. SURFACE MOUILLÉE

La surface de la coque en contact avec l'eau, ou surface mouillée, est la surface enveloppe d'un volume géométrique et ne peut donc être calculée par une formule simple.

Le calcul de la surface des appendices sera effectué séparément.

Pour la coque on relèvera sur chaque section la longueur de l'arc compris entre l'axe et la flottaison et on la portera en ordonnée sur la vue en plan des lignes d'eau. La courbe joignant toutes les ordonnées, et qui se trouvera extérieure au tracé de la flottaison, déterminera une surface développée latéralement de la carène. Cette surface sera mesurée au planimètre ou calculée par les méthodes habituelles de Simpson ou Tchebychev utilisées pour le déplacement.

Le résultat ne sera cependant pas encore la surface mouillée exacte car la carène possède aussi une courbure longitudinale dont il faut tenir compte. Pour cela on multipliera la surface mesurée ou calculée par un coefficient qui sera le rapport entre les longueurs développées et la distance entre leurs points d'intersection avec la flottaison :

- soit d'une longitudinale située au quart du bau à la flottaison ;
- soit d'une diagonale dont l'origine est sur la flottaison et qui est inclinée à peu près perpendiculairement à la section milieu (fig. III-16).

Par exemple si la longueur de flottaison est de 9 m et la longueur développée de la diagonale est de 9,30 m, le coefficient sera de 9,3/9 = 1,033.

A titre de contrôle pour un voilier moderne à ailerons rapportés, la surface mouillée totale de la carène seule est environ égale à 2,5 $L_f \sqrt{B_F}$.

La surface mouillée des appendices, sauf cas particulier, peut être considérée comme égale à la surface latérale.

Une fois additionnées les surfaces de la demi-carène et des appendices, ne pas oublier de multiplier le tout par 2. Les deux côtés de la carène sont en contact avec l'eau !

III-II-13. SURFACE ET CENTRE DE DÉRIVE

Il s'agit simplement d'un cas particulier de surface. Pour un bateau à quille longue, intégrée

Fig. III-16. Pour tenir compte de la courbure longitudinale de la carène dans le calcul de la surface mouillée on applique un coefficient égal au rapport entre la longueur développée d'une ligne d'eau et la distance entre ses points d'intersection avec la flottaison.

à la carène, on découpera dans le bristol la surface totale du plan de dérive. On prendra soin de porter sur le bristol la position de la section médiane.

Pour un bateau moderne dont les appendices sont généralement nettement distincts de la carène et souvent de formes géométriques on déterminera par le calcul la surface et le centre de gravité de chaque élément. Pour la carène on pourra calculer la surface par les méthodes de Simpson ou de Tchebychev.

Avec la première méthode de Simpson, deuxième formule, on obtiendra la surface et la position longitudinale du centre de gravité par les mêmes formules que le déplacement et le centre de carène (voir § III.II.3.). Quant à la position verticale du centre de dérive elle est donnée par la formule :

$$z_D = \frac{\Sigma(z^2 \,.\, M_s/2)}{\Sigma(z \,.\, M_s)}$$

Le tableau III-VIII donne le processus pour 10 divisions.

La combinaison des centres de gravité des surfaces élémentaires se fera graphiquement sur le plan des formes en prenant les surfaces deux par deux. Par exemple le centre de gravité de la combinaison de la carène et de l'aileron se trouvera sur la droite joignant les centres de gravité de ces deux surfaces à une distance du premier égale au rapport de la surface de la seconde à la surface totale :

$$x = \frac{d \,.\, S_2}{S_1 + S_2}$$

TABLEAU III-VIII

CALCUL DE LA SURFACE DE DERIVE ET DU CENTRE DE DERIVE PAR RAPPORT A L'ORDONNEE D'ORIGINE ET A LA FLOTTAISON PAR LA PREMIERE METHODE DE SIMPSON, DEUXIEME FORMULE, POUR 10 DIVISIONS

(1) Numéro Section	(2) Coefficient Simpson	(3) Surface	(4) Surface	(5) x_D	(6) z_D	(7) z_D
		z	$z \,.\, M_S$	$z \,.\, M_S \,.\, n$	$z^2 \,.\, M_S$	$z^2 \,.\, M_S / 2$
0	0,5					
1	2					
2	1					
3	2					
4	1					
5	2					
6	1					
7	2					
8	1					
9	2					
10	0,5					
			$\Sigma (z \,.\, M_S)$	$\Sigma (z \,.\, M_S \,.\, n)$		$\Sigma (z^2 \,.\, M_S / 2)$

$$S_D = \frac{2\,l \,.\, \Sigma\,(z \,.\, M_S)}{3} \qquad x_D = \frac{l \,.\, \Sigma\,(z \,.\, M_S \,.\, n)}{\Sigma\,(z \,.\, M_S)} \qquad z_D = \frac{\Sigma\,(z^2 \,.\, M_S / 2)}{\Sigma\,(z \,.\, M_S)}$$

On peut obtenir cette position par le procédé graphique décrit dans la figure III-17. En combinant ce nouveau centre avec celui du safran on obtiendra le centre de dérive D de la surface complète.

On peut également utiliser la méthode des moments en calculant ceux-ci par rapport à la flottaison pour la position verticale et par rapport à la section 0 pour la position longitudinale.

III-II-14. SURFACE ET CENTRE DE VOILURE

Le calcul de la surface et du centre de voilure s'apparente exactement à celui de la surface de dérive, c'est-à-dire que l'on calcule séparément chacune des voiles et qu'ensuite on compose leurs centres pour obtenir le centre de voilure global.

Plusieurs conventions peuvent être adoptées pour le choix de la surface représentative,

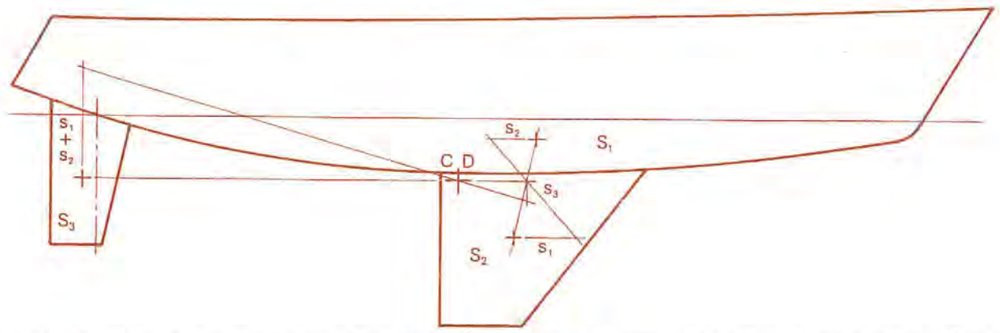


Fig. III-17. Méthode graphique pour déterminer la position du centre de dérive à partir des surfaces et centres des différents éléments : carène, aileron, gouvernail. Le centre résultant de la composition de deux surfaces se trouve à l'intersection des droites joignant les extrémités de vecteurs parallèles et inversement proportionnels aux surfaces considérées.

principalement selon qu'il s'agit d'un bateau dessiné pour une jauge ou non.

Dans le premier cas, pour la jauge IOR par exemple, on considérera uniquement la surface des triangles tels qu'ils sont calculés par le jaugeur à partir des mesures E et P pour la grand-voile et I et J pour le triangle avant.

Dans d'autres cas on peut préférer mesurer la surface réelle des voiles y compris leur rond de chute ou de bordure. Pour la grand-voile on considérera alors le triangle dont le troisième côté (celui de la chute) sera délimité par une droite joignant le point d'écoute au point arrière de la planche de tête et on en déduira le petit triangle au-dessus de celle-ci (fig. III-18). La surface des ronds peut être considérée comme étant égale à 0,66 . f . C, f étant la flèche du rond et C la longueur de la chute.

Les bassins de carène comme celui du Stevens Institute considèrent seulement 85 % de la surface du triangle avant et 100 % des triangles de grand-voile et d'artimon pour le calcul de la surface totale, mais 170 % du triangle avant, 100 % de la grand-voile et seulement 50 % de l'artimon pour le calcul de la position du centre de voilure global.

Tout ceci n'est en fait que convention et, la position du centre de voilure n'étant intéressante à connaître que pour la détermination de son décalage avec le centre de dérive, il suffit de s'en tenir toujours à la même méthode pour des bateaux de même type.

III-II-15. COEFFICIENTS DE PERFORMANCES

Nous disposons maintenant des éléments nécessaires pour calculer un certain nombre de coefficients permettant de comparer les performances potentielles de voiliers de taille et de caractéristiques voisines.

- **aptitude de vitesse par petit temps :** SV/M

C'est le rapport entre la surface de voilure, représentant la puissance propulsive, et la surface mouillée, principal élément de résistance aux faibles vitesses.

- **aptitude de vitesse moyenne :** $SV/P^{2/3}$ ou $\sqrt{SV}/\sqrt[3]{P}$

C'est le rapport puissance/poids de tout véhicule, bien que l'on ne fasse pas intervenir ici la raideur à la toile qui est un élément capital de la puissance.

- **aptitude au planing :** $P/S_F \,.\, L_f$ (S_F est la surface de flottaison).

Plus le coefficient est faible, meilleure est l'aptitude au planing, il se situera entre 10 et 20 pour un dériveur léger.

- **coefficient de raideur initiale** ou **angle de Dellenbaugh :** $\dfrac{0{,}28 \,.\, SV \,.\, H}{(r - a) \,.\, P}$

H (m) est le bras de levier du couple de chavirement c'est-à-dire la distance verticale entre les centres de voilure et de dérive ;
SV (m^2) est la somme des surfaces des triangles ;
P (t) le poids.

Très utilisé dans les pays anglo-saxons il donne un angle d'autant plus élevé que la stabilité initiale est faible. L'angle de Dellenbaugh se situe entre 10° pour un voilier de 25 m de flottaison et 20° environ pour un dériveur lesté de 6 m.

Ce coefficient ne s'applique pas aux dériveurs légers.

L'ORC a établi, pour les voiliers jaugés à l'IOR des programmes informatiques permettant de déterminer les performances prévisibles en fonction d'un certain nombre de mesures de jauge. A partir de deux programmes intégrant le tableau des cotes du plan des formes (OFE, *Offset File Editor*) et calculant les caractéristiques de la carène (LPP, *Line Processing Programme*), le programme VPP *(Velocity Prediction Programme)* permet de calculer la vitesse à différentes allures et pour trois forces de vent : 5, 10 et 20 nœuds. Ces programmes sont utilisables sur micro-ordinateur.

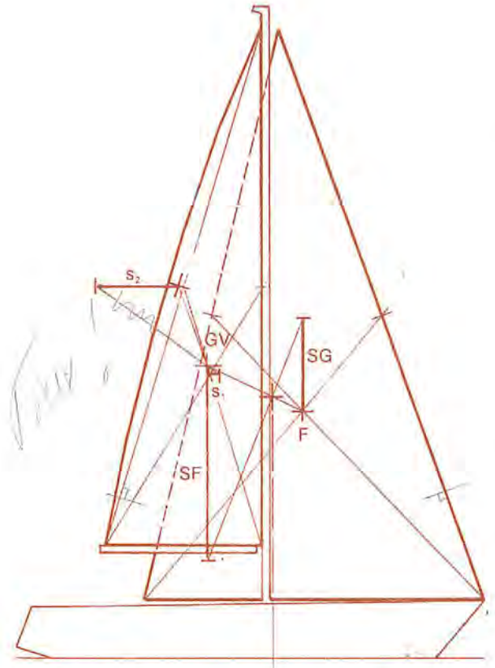


Fig. III-18. Construction graphique du centre de voilure. Le centre des triangles est défini par l'intersection des médianes issues des points d'amure et d'écoute ; le centre du rond de chute de grand-voile est situé à 40 % de la flèche. La distance entre deux centres est, comme pour le plan de dérive, divisée dans le rapport inverse des surfaces correspondantes en joignant les extrémités de deux vecteurs parallèles inversement proportionnels à ces surfaces. On compose d'abord les différentes surfaces élémentaires de la grand-voile, puis celle-ci et le foc ou le triangle avant.

III-III - CALCUL DES CARÈNES INCLINÉES

Le calcul des carènes inclinées est destiné essentiellement à définir la stabilité pour la totalité ou une partie des angles de gîte possibles. Ces calculs seront concrétisés par le tracé d'une courbe de stabilité à partir des valeurs de r – a, des bras de levier des moments de redressement ou de ces moments mêmes.

Personnellement je préfère cette dernière solution qui permet des comparaisons directes comme on aura pu le voir dans l'exemple du Nicholson 30 et du Contessa 32 décrits dans le Tome 1, 2e édition.

Le calcul des carènes inclinées s'établit en deux temps pour chaque angle considéré :

- détermination de la flottaison isocarène ;
- vérification du volume de carène et de la position longitudinale de son centre, calcul de sa position transversale, et éventuellement verticale, et du rayon métacentrique.

III-III-1. DÉTERMINATION DE LA FLOTTAISON ISOCARÈNE

La flottaison isocarène est celle qui, à l'angle de gîte considéré, définit une carène ayant même volume et même position du centre que celle d'origine.

Sur les grands navires, et jusqu'au moment où la flottaison atteint le livet, les formes sont telles que la rotation du plan de flottaison s'effectue pratiquement autour de l'axe défini par son intersection avec le plan vertical axial (fig. III-

19 a), l'onglet immergé restant égal à l'onglet émergé.

Il en va tout autrement pour un voilier. L'évasement des sections et la dissymétrie longitudinale conduisent généralement à un abaissement du plan de flottaison et à une assiette négative, c'est-à-dire un enfoncement de l'avant (fig. III-19 b).

Beaucoup d'architectes ne tiennent pas compte de ce changement d'assiette et se contentent de déterminer une flottaison isoaire (de surface égale) à la maîtresse section. C'est là une simplification abusive qui peut conduire à des différences substantielles, surtout sur de petits voiliers.

Il n'est en fait pas beaucoup plus long ni difficile de déterminer une flottaison isocarène à partir des flottaisons isoaires de trois sections intermédiaires telles que 3, 5 et 7 sur une carène divisée en 10 tranches (fig. III-20).

Pour obtenir une flottaison isoaire à peu près exacte rapidement on peut procéder selon les deux méthodes suivantes.

a) Par un point F' peu distant de F on trace la droite FL puis de F une parallèle à FL coupant la section en L'. F'L' est une flottaison isoaire (fig. III-21 a). La méthode, préconisée par J. Angeli [1] est précise mais donne une flottaison correspondant à un angle de gîte quelconque. Il faut donc définir toute une série de flottaisons déterminées à partir de la précédente après contrôle de la section et ajustement éventuel.

La courbe enveloppe tangente à toutes ces flottaisons permet de déterminer ensuite n'importe quelle autre flottaison à l'angle voulu.

b) On trace une flottaison à l'angle voulu telle que OF = OL' ou mieux (mais un peu plus long) OF . h = OL' . h'. Cette fois l'angle a été défini *a priori* et il n'est plus nécessaire de passer par la courbe enveloppe. Le contrôle et l'ajustement restent cependant nécessaires.

Les opérations sur l'ensemble des sections seront plus aisées si l'on trace séparément et complètement les sections en avant et en arrière du milieu. Le côté de la gîte respectera le sens selon lequel on observe celles-ci (fig. III-23).

Ces méthodes ne sont plus valables dès lors que la flottaison atteint le livet et *a fortiori* lorsque les volumes négatif ou positif du cockpit et du rouf entrent en jeu entraînant un brusque changement d'attitude de la carène. Il faut alors procéder par approximations successives. Heureusement il est rare d'avoir à effectuer des calculs de courbe de

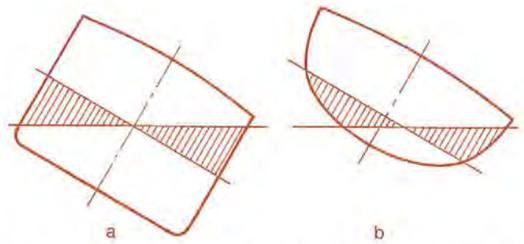


Fig. III-19. Le calcul des carènes inclinées se complique pour les voiliers du fait que la forme des sections entraîne une modification d'enfoncement et d'assiette.

stabilité, surtout dans les angles supérieurs à une trentaine de degrés.

Une fois déterminées les isoaires des sections 3, 5 et 7, on reporte leur hauteur sur le longitudinal pour déterminer la hauteur au niveau de chaque section et les aboutissements sur la ligne de quille.

Connaissant la flottaison isoaire de chaque section il est alors possible de mesurer au planimètre ou de calculer leur surface et la position transversale de leur centre de gravité.

III-III-2. MESURE DES SECTIONS INCLINÉES ET POSITION DU CENTRE DE CARÈNE

Chaque section est mesurée au planimètre et enregistrée sur un tableau afin de pouvoir tracer une courbe des aires.

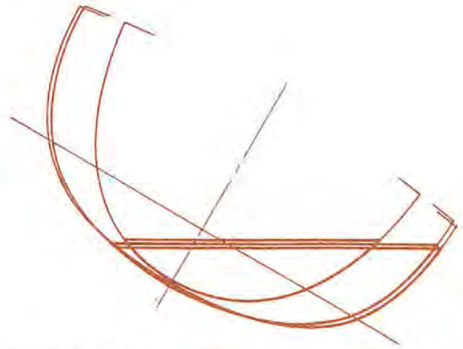


Fig. III-20. La détermination de la nouvelle assiette d'une carène inclinée peut se faire par la définition des isoaires de trois des dix sections.

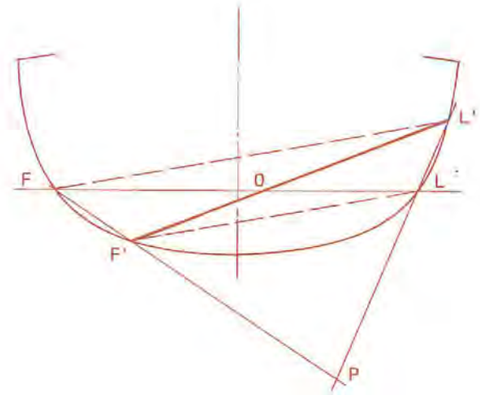


Fig. III-21 a. Tracé d'une flottaison isoaire par la méthode de J. Angeli. Les deux sections immergées ayant par définition même surface, si l'on ne tient pas compte des deux petits segments FF' et L'L, les deux triangles FPL et F'PL' sont égaux et, par conséquent les deux onglets FOF' et L'OL. Le seul inconvénient est que l'angle de gîte θ résultant de la construction n'est pas un angle juste, ce qui, en fait, n'a pas d'importance pour le calcul d'une courbe de stabilité.

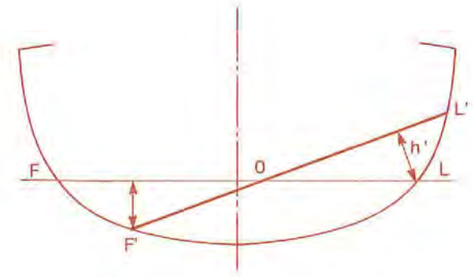


Fig. III-21 b. Cette construction qui résulte de l'égalisation des surfaces des onglets par l'égalité des produits FO × h = OL' × h' permet de choisir l'angle de gîte, mais le résultat n'est obtenu que par approximations successives.

Pour déterminer la position latérale et verticale du centre de carène on reporte, à l'aide d'un calque, le contour de chaque section sur du bristol en indiquant la position de l'axe passant par le centre de gravité.

Les sections découpées sont alors assemblées par un point de colle en respectant leurs positions relatives.

L'ensemble, posé sur le chant d'un triple décimètre permet d'obtenir la position du centre de carène et la valeur du bras de levier (fig. III-22).

Il n'est pas obligatoire d'utiliser la totalité des sections et l'on obtient une approximation suffisante en ne prenant que les sections 2, 4, 6 et 8 ou 3, 5 et 7.

Cette méthode qui semble un peu barbare est en fait assez rapide et précise.

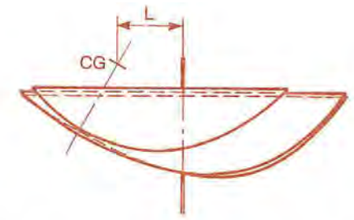


Fig. III-22. Les découpes des sections, posées sur le triple décimètre, permettent de définir l'axe vertical du centre de carène inclinée et sa distance l au centre de gravité.

III-III-3. CALCUL DES SECTIONS INCLINÉES ET POSITIONS LATÉRALE ET LONGITUDINALE DU CENTRE DE CARÈNE

La méthode décrite ci-dessous est dérivée de celle enseignée par les écoles d'architecture américaines, elle est basée sur l'étude des longitudinales inclinées qui s'adapte mieux aux formes des voiliers que celle basée sur les lignes d'eau et utilisée dans les chantiers français.

TABLEAU III-IX

CALCUL DU DEPLACEMENT ET DE LA POSITION LATERALE ET LONGITUDINALE DU CENTRE DE CARENE POUR UNE FLOTTAISON INCLINEE

Numéro des sections n	Numéro des longitudinales N											+	+			Moments des sections
	– II	– I	0	I	II	III	IV	V	VI	Σ z'	Σ z' . l_y	Δ AV	Δ AR	A_S	A_S . n	
0															0	
1																
2																
...																
n – 2																
n – 1																
n																
Σ z													Σ A_S =			
Σ z . l_X													Σ M_S =			
+ Δ AV																
+ Δ AR																
Al											Σ A_l =					
Al . N	–	–	0								Σ M_l =					
	Négatifs			Positifs												
	Moments des longitudinales															

On doit trouver :

Σ A_S . l_x ≃ Σ A_l . l_y = Δ (volume de carène)

x_C = Σ M_S . l_x / Σ A_S en avant de la section n

y_C = Σ M_l . l_y / Σ A_l par rapport à la longitudinale 0

\+ sous le vent, – au vent

La flottaison isocarène ayant été déterminée, on divise sa largeur maximum en 10 tranches régulièrement espacées. L'une des ordonnées correspondantes passera par le centre de gravité du voilier, elle sera repérée 0 (fig. III-23). Les ordonnées du côté situé au vent seront repérées – I, – II, etc. et celles situées sous le vent + I, + II, etc.

Les valeurs des ordonnées seront relevées et portées sur le tableau III-IX.

La méthode des trapèzes étant utilisée ici la valeur des ordonnées extrêmes est divisée par 2.

Les deux lignes ΔAV et ΔAR sous Σz . l_x servent à ajouter les extrémités avant et arrière des longitudinales situées au-delà de la première et de la dernière section. La longueur de ces pointes sera déterminée par un tracé du plan de flottaison ou des lignes d'eau inclinées.

Leur surface est égale au produit de cette longueur par la demi-ordonnée voisine.

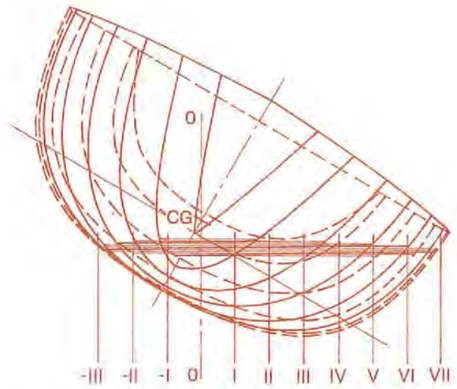


Fig. III-23. Division de la carène inclinée par des longitudinales pour le calcul du volume et de l'axe vertical du centre de carène.

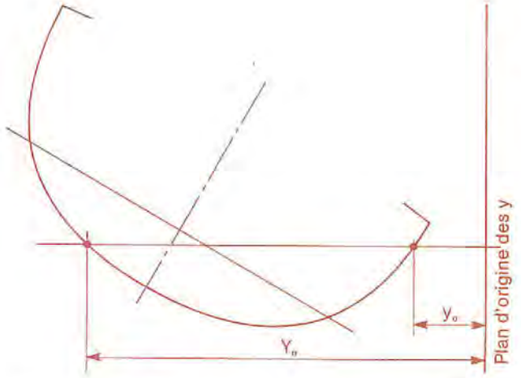


Fig. III-24. Pour calculer le moment d'inertie d'une surface asymétrique telle qu'une surface de flottaison inclinée on fera la différence des moments d'inertie, par rapport à un plan extérieur à la carène, des surfaces délimitées par ce plan et les contours extérieur et intérieur de la flottaison.

De même les deux colonnes ΔAV et ΔAR situées à droite de celle de Σz' . l_y servent à ajouter les extrémités des sections situées au-delà des longitudinales extrêmes. On les assimilera également à des triangles.

Les produits de la somme des aires des sections par leur écartement l_x d'une part et de la somme des aires des lignes d'eau par leur écartement l_y d'autre part représentent chacun le déplacement et sont donc sensiblement égaux, la différence (toujours par défaut) provenant du fait que la méthode ne tient pas compte des volumes extrêmes situés au-delà des lignes d'eau pour Σz' . l_y et au-delà des sections pour Σz . l_x.

La position longitudinale du centre de carène x_C est donnée à partir de la première section intéressée vers l'arrière.

La position latérale y_C donne directement la valeur du bras de levier de redressement, positif si le centre de carène se trouve du côté de la gîte (sous le vent de G) et négatif dans le cas contraire.

La position réelle du centre de carène, y compris les appendices, sera déterminée par la somme des moments de tous les éléments, par rapport à la section 0 dans le longitudinal et par rapport au plan passant par G pour le latéral. On obtient ainsi le bras de levier de redressement réel.

Lorsque la gîte atteint des valeurs telles que le rouf ou le cockpit entrent en jeu, leur forme étant géométriquement simple, ils seront considérés comme des appendices, positif pour le premier, négatif pour le second.

III-III-4. CALCUL DU MOMENT D'INERTIE DE LA FLOTTAISON INCLINÉE

Avec la gîte, la flottaison perd sa symétrie, il n'est donc plus possible de calculer son moment d'inertie comme on l'a fait au paragraphe III.II.9. On choisi alors un plan de référence xx' perpendiculaire et extérieur à celle-ci (fig. III-24) et on relève les ordonnées y_0 et y_n de chaque section.

Le moment d'inertie transversal

$$I_T = l \left[\frac{\Sigma y_n^3 - \Sigma y_0^3}{3} - \frac{(\Sigma y_n^2 - \Sigma y_0^2)^2}{4\ (\Sigma y_n - \Sigma y_0)} \right]$$

Le tableau III-X donne la marche à suivre.

Ici encore la valeur obtenue est légèrement déficitaire, les surfaces situées en dehors des sections extrêmes considérées n'étant pas prises en compte.

A partir du calcul de I on pourra calculer le rayon métacentrique, qui reste égal à I/Δ, et, si l'on a la position verticale du centre de gravité, tracer l'ensemble des courbes des figures 4-7 et 4-10 du premier tome.

TABLEAU III-X
MOMENT D'INERTIE TRANSVERSAL D'UNE FLOTTAISON INCLINEE

Section	y_n	y_n^2	y_n^3	y_0	y_0^2	y_0^3
0						
1						
2						
...						
n – 2						
n – 1						
n						
Σy						

$\Sigma y_n =$ $\quad \Sigma y_n^2 =$ $\quad \Sigma y_n^3 =$

$\Sigma y_0 =$ $\quad \Sigma y_0^2 =$ $\quad \Sigma y_0^3 =$

$\Sigma y_n - \Sigma y_0 =$ $\quad \Sigma y_n^2 - \Sigma y_0^2 =$ $\quad \Sigma y_n^3 - \Sigma y_0^3 =$

$4\,(\Sigma y_n - \Sigma y_0) =$ $\quad (\Sigma y_n^2 - \Sigma y_0^2)^2 =$ $\quad \dfrac{\Sigma y_n^3 - \Sigma y_0^3}{3} =$

$$I_T\ (m^4) = l \left[\frac{\Sigma y_n^3 - \Sigma y_0^3}{3} - \frac{(\Sigma y_n^2 - \Sigma y_0^2)^2}{4\,(\Sigma y_n - \Sigma y_0)} \right]$$

l = écartement des sections

III-III-5. TRACÉ DE LA COURBE DE STABILITÉ

On aura pu se rendre compte, au vu de la longueur des calculs précédents que celui d'une courbe de stabilité peut prendre beaucoup de temps et qu'il est plus que fastidieux.

Nous avons vu en revanche par l'exemple du tome I que son étude pouvait réserver des surprises très désagréables. Si le tracé d'une courbe de stabilité n'est donc pas nécessaire dès lors que l'on s'écarte peu des caractéristiques de modèles déjà étudiés, il devient indispensable pour des voiliers ayant des rapports lest-déplacement et bau à la flottaison/bau maxi faibles, et en particulier pour les dériveurs lestés et les voiliers à quille relevable.

Pour ces derniers il faudra toujours tracer la courbe des moments quille relevée qui est la plus importante pour la sécurité.

III-IV UTILISATION D'UNE CALCULATRICE PROGRAMMABLE

Nous allons voir, maintenant que nous connaissons les méthodes de calcul manuelles, comment nous pouvons les adapter à une calculatrice programmable et même créer de nouvelles méthodes.

Le modèle ici utilisé est un Hewlett-Packard HP 97 qui enregistre les programmes sur des cartes magnétiques et auquel une imprimante est incorporée. Les programmes établis peuvent bien sûr être utilisés sur la HP 67 (sans imprimante) et sur les HP 41 C et CV. Avec cette dernière les programmes peuvent être stockés dans des modules de mémoires, moins fragiles que les cartes magnétiques. D'autre part, la capacité beaucoup plus grande de la 41 CV en mémoires et en pas de programme doit permettre de combiner les différents programmes en un seul, certaines parties de ceux-ci et certains sous-programmes étant identiques. On évitera ainsi d'entrer plusieurs fois les mêmes données ou de rentrer des résultats obtenus dans un premier calcul pour en effectuer un second. D'autre part cette calculatrice étant alphanumérique pose les questions auxquelles il faut répondre au fur et à mesure des besoins, créant un système conversationnel.

Pour les calculatrices sans imprimante on remplacera l'instruction PRINT x par R/S pour avoir le temps d'inscrire les résultats.

III-IV-1. MÉTHODE DE SIMPSON

Ce premier programme permet de calculer, à l'aide de la première méthode de Simpson, deuxième formule, la surface de flottaison, la position de son centre de gravité par rapport à la section 0, le moment d'inertie transversal et le moment d'inertie longitudinal par rapport au centre de gravité de la surface. Il n'utilise qu'une piste de la carte magnétique.

Il est extrêmement simple à utiliser mais la méthode de Simpson impose bien sûr que le nombre des sections, numérotées de 0 à n, soit impair et au moins égal à 3.

On entre tout d'abord la longueur de flottaison L_f puis le nombre n. La calculatrice affiche alors 0.00, numéro de la première ordonnée.

On entre alors la valeur de la demi-largeur à la flottaison y et apparaît le numéro de l'ordonnée suivante 1.00, opération que l'on répète juqu'à la valeur de y de la dernière ordonnée n. Le calcul s'effectue alors automatiquement et on peut lire S, x_{fg}, I_T et I_{Lg}.

Il n'y a aucun risque d'erreur puisque l'entrée d'une donnée affiche automatiquement le numéro de l'ordonnée suivante – on voit donc toujours où l'on en est – et que le calcul s'enchaîne avec l'entrée de la dernière donnée.

Le même programme peut être utilisé pour le calcul de la courbe des aires. Seuls les deux premiers résultats étant significatifs, on pourra introduire un arrêt provisoire R/S après la ligne 87, la suite n'étant utilisée que pour le calcul précédent. Ne pas oublier que ce sont les demi-sections qui doivent être entrées, sinon on obtiendrait un volume double.

On peut aussi créer un nouveau programme n'utilisant que les éléments nécessaires au calcul du déplacement et du centre de carène ; plus court, il sera aussi plus rapide. Pour cela il faut supprimer les pas 12 à 27 inclus, 46 à 48, 88 et suivants.

III-IV-2. NOUVELLE MÉTHODE DE CALCUL

III-IV-2.1. Principe

Les limites qu'imposent la méthode de Simpson deviennent gênantes dès lors que l'on change l'assiette ou la gîte de la carène.

Les extrémités ne tombent plus sur des sections et le plan de flottaison n'est plus symétrique.

C'est pourquoi j'ai établi une nouvelle méthode de calcul, basée sur le même principe que celle de Simpson, à savoir que l'on considère que les portions de courbe entre chaque section sont des arcs de paraboles, mais qui s'affranchit de toute limite de nombre de sections et d'espacement de celles-ci.

Une telle méthode ne saurait être envisagée en calcul manuel mais ne demande que quelques minutes avec une calculatrice programmable.

Le fait que l'écartement des sections soit libre permet de tenir compte de variations brutales dans le contour de la surface à traîter en y introduisant autant d'ordonnées que nécessaire. Cela permet également de tenir compte des cassures que peut présenter la courbe (axe de quille sur une section, bouchain vif) soit sur la section, soit sur le plan de flottaison. Dans ce cas on considère qu'au point correspondant il y a deux ordonnées infiniment proches (donc confondues) et l'on introduit deux fois successivement les valeurs correspondantes. Il ne faut pas oublier bien sûr d'augmenter le nombre n d'autant.

Le principe en est simple (fig. III-25). Soit une surface définie par un axe xx', deux ordonnées extrêmes y_0 et y_2 et une courbe ; une ordonnée y_1 détermine un point intermédiaire de la courbe.

Si l'on trace la droite joignant y_0 à y_2 celle-ci définit de part et d'autre de l'ordonnée y_1 deux sections paraboliques S_1 et S'_1 de hauteur B. Le reste de la surface située en dessous est égal au rectangle de hauteur y_0 ou y_2 plus ou moins le triangle de hauteur A ou A'.

A est négatif quand y_2 est plus petit que y_0 et B est négatif quand la courbe est concave.

(suite du texte page 71)

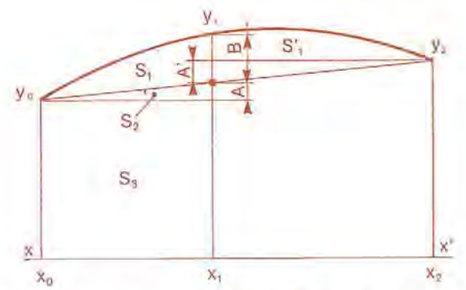


Fig. III-25. Principe de calcul d'une surface par une nouvelle méthode utilisant une calculatrice programmable.

User Instructions

1 SURFACE de FLOTTAISON (Méthode de Simpson)

Lf ↑ n A Yo ··· Yn B Sx_CG, I_T, I_Lg

STEP	INSTRUCTIONS	INPUT DATA/UNITS	KEYS	OUTPUT DATA/UNITS
1	Longueur de flottaison	L/m	↑	
2	Numéro de la dernière section	n	A	0.00
3	Entrer y	y/m	B	1.00 à n
				S/m²
				x_CG/m
				I_T/m⁴
				I_Lg/m⁴

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
001	LBL A	21 11	
	STO A	35 11	
	:	-24	
	STO B	35 12	L/n
	GOTO a	22 16 11	
	LBL a	21 16 11	
	STF 0	16 21 00	
	CLF 1	16 22 01	
	1	36 46	
010	RTN	24	
	LBL B	21 12	
	STO C	35 13	y
	3	03	
	y^x	31	
	F? 0	16 23 00	
	GSB b	23 16 12	
	F? 1	16 23 01	
	GSB c	23 16 13	
	STO+ 0	35-55 00	Σ y³ Ms
020	RCL C	36 13	
	x²	53	
	F? 0	16 23 00	
	GSB b	23 16 12	
	F? 1	16 23 01	
	GSB c	23 16 13	
	STO+ 1	35-55 01	Σ y² Ms
	RCL C	36 13	
	F? 0	16 23 00	
	GSB b	23 16 12	
030	F? 1	16 23 01	
	GSB c	23 16 13	
	STO+ 2	35-55 02	Σ y Ms
	I	36 46	
	x	-35	
	STO+ 3	35-55 03	Σ y Ms n x
	I	36 46	
	x	-35	
	STO+ 4	35-55 04	Σ y Ms n_x²
	ISZ I	16 26 46	
040	RCL A	36 11	
	1	01	
	+	-55	
	I	36 46	
	x=y?	16-33	
	GOTO c	22 13	
	RCL A	36 11	
	1	36 46	
	x=y?	16-33	
	GOTO a	22 16 11	
050	F? 0	16 23 00	
	GOTO 1	22 01	
	F? 1	16 23 01	
	GOTO 2	22 02	
	STF 1	16 21 01	
	RTN	24	
	LBL b	21 16 12	Ms = 1/2

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	2	02	
	:	-24	
	RTN	24	
060	LBL c	21 16 13	Ms = 2
	2	02	
	x	-35	
	RTN	24	
	LBL 1	21 01	
	CLF 0	16 22 00	
	STF 1	16 21 01	
	RTN	24	
	LBL 2	21 02	
	CLF 1	16 22 01	
070	RTN	24	
	LBL C	21 13	Résultats
	RCL 2	36 02	
	4	04	
	x	-35	
	3	03	
	:	-24	
	RCL B	36 12	
	x	-35	
	STO 5	35 05	
080	PRINT x	-14	S
	RCL 3	36 03	
	RCL 2	36 02	
	:	-24	
	RCL B	36 12	
	x	-35	
	STO 6	35 06	
	PRINT x	-14	x_CG
	RCL 0	36 00	
	4	04	
090	x	-35	
	9	09	
	:	-24	
	RCL B	36 12	
	x	-35	
	PRINT x	-14	I_T
	RCL 4	36 04	
	4	04	
	x	-35	
	3	03	
100	:	-24	
	RCL B	36 12	
	3	03	
	y^x	31	
	x	-35	
	RCL 6	36 06	
	x²	53	
	RCL 5	36 05	
	x	-35	S x_CG²
	-	-45	
110	PRINT x	-14	I_Lg
	CL REG	16-53	
	RTN	24	

REGISTERS

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Σ y³ Ms	Σ y² Ms	Σ y Ms	Σ y Ms n	Σ y Ms n²	S	x_CG			
S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9

A	B	C	D	E	I
n	Lf/n	y			0 à n

Program Description

Program Title SURFACE de FLOTTAISON (Méthode de Simpson)
Name GUTELLE Pierre Date 14-7-82
Address 3 rue Jules Simon
City Paris State FRANCE Zip Code 75015

Program Description, Equations, Variables, etc. Calcul la surface de flottaison (S), la position de son centre de gravité (x_{fg}) par rapport à la section d'origine 0, son moment d'inertie transversal (I_T) et son moment d'inertie longitudinal par rapport à l'axe transversal passant par son centre de gravité (I_{Lg}) par la méthode de Simpson

Formules :

$$S = \Sigma y Ms \times \frac{4}{3} \times \frac{Lf}{n}$$

$$x_{fg} = \frac{\Sigma(y\,Ms \times nx)}{\Sigma y Ms} \times \frac{Lf}{n}$$

$$I_T = \Sigma y^3 Ms \times \frac{4}{9} \times \frac{Lf}{n}$$

$$I_{Lg} = \left(\Sigma y Ms \times nx^2 \times \frac{4}{3} \times \frac{Lf}{n}\right) - S x_{co}^2$$

Ms = coef. multiplicateur de Simpson = 1/2 pour sections 0 et n
= 2 pour sections impaires
= 1 pour sections paires

nx = numéro de l'ordonnée de valeur y

Operating Limits and Warnings Le nombre des sections, numérotées de 0 à n, peut être quelconque, mais néanmoins impair, au moins égal à 3 et leur espacement est constant
Après l'entrée de la longueur de flottaison (Lf) et du numéro de la dernière section (n, toujours pair), ainsi qu'après l'entrée de chaque 1/2 largeur (y) apparaît le numéro de la section à entrer. Le calcul et l'impression des résultats s'enchaînent automatiquement après l'entrée de la valeur de y de la dernière section (n).

Dans le cas de la figure, si l'on appelle C la distance séparant y_0 de y_1 la surface comprise entre ces deux ordonnées est égale à $S_1 + S_2 + S_3$ où :

$S_1 = C \times B \times 0{,}68$
$S_2 = C \times A/2$
$S_3 = C \times y_0$ avec
$A = C\,(y_1 - y_0)\,(x_2 - x_0)$
$B = y_1 - y_0 - A$
$C = x_1 - x_0$

La méthode consiste à calculer successivement le total des trois surfaces de chaque section en avançant à chaque fois d'une ordonnée.

Lorsque l'on arrive à la dernière section on repart à l'envers en inversant les valeurs correspondant aux ordonnées des abscisses x_n et x_{n-2} pour calculer la dernière tranche.

On calcule de la même façon le centre de gravité en x et en y en additionnant les moments des surfaces élémentaires de chaque section par rapport à l'axe des x et à un axe ou plan d'origine en y avec les formules suivantes :

$S_x = S_1\,(y_0 + 0{,}59\ A + 0{,}38\ B) + S_2\,[y_0 + (A/3)] + S_3\,(y_0/2)$
$S_y = S_1\,(x_1 - 0{,}41\ C) + S_2\,[x_1 - (C/3)] + S_3\,[x_1 - (C/2)]$

III-IV-2.2. Application au calcul d'une section inclinée

Le plan de flottaison étant l'origine des hauteurs sous la flottaison z, on détermine un plan d'origine des largeurs sur la flottaison, y, extérieur à toutes les sections.

On trace sur la section une ordonnée au niveau de l'axe de la quille, où se trouve une cassure, et une ou deux autres de part et d'autre de celle-ci.

Nous aurons ainsi dans l'exemple les abscisses y_0, y_1, y_2, y_3 et y_4 (confondues), y_5 et y_6 (fig. III-26).

On initialise le programme par l'introduction des données de la section :

- position sur l'axe des x
- numéro de la section N
- nombre d'ordonnées n, ici 6

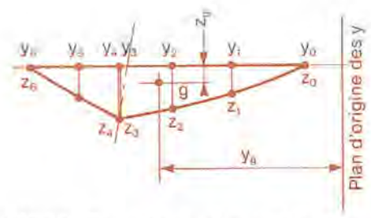


Fig. III-26. Disposition des ordonnées pour le calcul de la surface d'une section ; à hauteur de la cassure dans l'axe de la quille, on dispose deux ordonnées confondues.

On appuie sur la touche A et le chiffre 0.000, numéro de la première ordonnée, s'affiche tandis que s'impriment (si la calculatrice comporte une imprimante) les données N et x.

On entre alors les valeurs de la première ordonnée (y_0, z_0). Pour simplifier l'entrée des données, les valeurs de z étant toujours négatives, le signe n'est pas introduit mais apparaît automatiquement au résultat, puis on appuie sur la touche R/S et ainsi de suite jusqu'à la dernière ordonnée n (ici y_6, z_6). Après chaque introduction de données apparaît le numéro de l'ordonnée suivante.

Au cours de l'opération s'imprimeront y_0 et y_n (nécessaires pour le calcul de la surface de flottaison), puis la surface S de la section, ses moments et les distances de son centre de gravité par rapport aux deux plans d'origine, plan d'origine des y et flottaison, Sy_g, y_g, Sz_g, z_g.

Les moments seront utilisés pour le calcul du centre de carène, et la position du CG pour une analyse selon la méthode de Turner (facultatif).

Si l'on ne dispose pas d'une imprimante qui donne une fiche complète avec toutes les données et les résultats, on préparera un petit tableau sur lequel on notera les données de départ et les valeurs de y_0 et y_n, puis les résultats.

Dans ce cas on supprimera dans le programme les instructions 008 à 013 et 164 et on remplacera les instructions PRINT x des pas 169, 171, 174, 177 et 180 par PAUSE ou R/S.

Il faut noter que la méthode est utilisable pour tous les angles de gîte même après que le liston ou une partie du rouf ou du cockpit ait pénétré dans l'eau ce qui implique des abscisses de valeur alternativement croissante et décroissante.

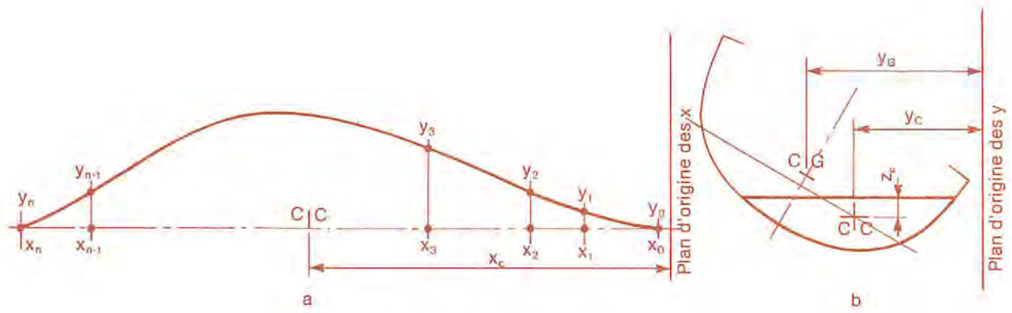


Fig. III-27. Disposition des ordonnées pour le calcul du volume et du centre de carène (a), et du moment de redressement (b).

Bien sûr, les coordonnées de chaque point de cassure sont introduites deux fois successivement et l'on n'oubliera pas d'augmenter n d'une unité à chaque fois.

Cette méthode s'avère dans ce cas très supérieure à celles utilisant des fonctions mathématiques et qui nécessitent de savantes manipulations lorsque se présentent des cassures.

III-IV-2.3. Volume, centre de carène et moment du couple de redressement

Le même principe de calcul peut être appliqué à la mesure de n'importe quelle surface et bien entendu de la courbe des aires. Ceci ne doit cependant pas empêcher d'en effectuer le tracé.

L'étude du tracé de la courbe est en effet très utile (voir Tome I, ch. 5, § A, 1, b) et elle permet de relever les valeurs de sections intermédiaires, en particulier au niveau des points d'inflexion de la courbe et dans ses parties concaves vers les extrémités.

De plus, connaissant les moments en y et z du centre de gravité de chaque section, il est possible, dans le même programme, de calculer l'intégration de ceux-ci et, par conséquent, la position du centre de carène dans les trois plans de référence.

Ceux-ci seront le plan de flottaison pour les z, le plan origine déjà choisi pour les y, et un plan vertical parallèle à celui des sections et situé en dehors de la carène pour les x (fig. III-27 a). L'initialisation du programme s'effectue en entrant le numéro de la dernière ordonnée n et en appuyant sur la touche A. Comme sur le programme précédent le chiffre 0.000, numéro de la première section dont les valeurs sont à entrer s'affiche.

On entre ensuite successivement dans l'ordre les valeurs de x, S, S_y et S_z * de chaque section puis l'on appuie sur la touche R/S et le numéro de la section suivante apparaît. Après l'entrée des valeurs de la dernière section n les résultats s'impriment dans l'ordre suivant : Δ, x_C, y_C, z_C. Si l'on a déterminé la position y_G du centre de gravité du bateau par rapport au plan origine des y, on peut l'entrer alors et, en appuyant sur la touche R/S, on obtient le moment de redressement ** (fig. III-27 b).

Si l'on dispose d'une calculatrice imprimante on pourra afficher l'angle de gîte θ. Pour cela on l'entrera après n et on ajoutera, après l'instruction 001, les instructions PRINTx et R↓.

Sans imprimante on remplacera les instructions PRINTx des pas 166, 170, 174, 179 et 186 par PAUSE ou R/S.

III-IV-2.4. Surface, centre de gravité et moment d'inertie transversal du plan de flottaison. Rayon métacentrique. Épreuve de stabilité et position du centre de gravité par rapport à la flottaison.

Il s'agit ici d'un programme beaucoup plus complexe nécessitant deux cartes magnétiques.

(suite du texte p. 87)

* Ici aussi on n'entrera pas le signe de S_z (toujours négatif) ce qui ne l'empêchera pas d'apparaître au résultat.

** Celui-ci est donné pour l'eau douce. Pour l'eau de mer il faut le multiplier par le coefficient 1,026, densité moyenne de l'eau de mer ou par toute autre valeur mesurée lors de l'épreuve de stabilité. Ceci est indispensable dans le cas d'un voilier dessiné pour la jauge IOR.

User Instructions

1 Calcul des sections de navire 2

STEP	INSTRUCTIONS	INPUT DATA/UNITS	KEYS	OUTPUT DATA/UNITS
1	Affichage de la position en x de la section	x/m	↑	x/m
2	Affichage numéro de la section N	N	↑	N
3	Entrer n	n	A	0,000
4	Entrer y_0	y_0/m	↑	
5	" z_0	z_0/m	R/S	1,000
6	" y_1	y_1/m	↑	
7	" z_1	z_1/m	R/S	2,000
8	" y_2	y_2/m	↑	
9	" z_2	z_2/m	R/S	3,000→n
	Répéter 8 jusqu'à y_n		↑	
	Répéter 9 jusqu'à z_n		R/S	
	Impression résultats :			
	Numéro de la section			N
	Position de la section			x/m
	y_0			y_0/m
	y_n			y_n/m
	Surface de la section			S/m²
	Moment de g en y			S_{yg}/m²m
	y_g			y_g/m
	Moment de g en z			S_{zg}/m²m
	z_g			z_g/m

Program Listing

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
001	LBL A	21 11	
	CLE FO	16 22 00	
	1	01	
	+	-55	
	P≷S	16-51	
	STO sO	35 00	n+1
	P≷S	16-51	
	↓	-31	
	DSP 0	-63 00	
010	PRINT x	-14	N
	DSP 3	-63 03	
	↓	-31	
	PRINT x	-14	x
	I	36 46	
	R/S	51	
	STO 0	35 00	z_0
	↓	-31	
	STO 1	35 01	y_0
	PRINT x	-14	
020	ISZ I	16 24 46	
	I	36 46	
	R/S	51	
	STO 2	35 02	z_1
	↓	-31	
	STO 3	35 03	y_1
	ISZ I	16 26 46	
	I	36 46	
	R/S	51	
	LBL B	21 12	Entrée données
030	STO 4	35 04	$z_2 \to z_n$
	↓	-31	
	STO 5	35 05	$y_2 \to y_n$
	ISZ I	16 26 46	
	RCL 3	36 03	Début calcul C
	RCL 1	36 01	
	LBL C	21 13	
	−	-45	
	STO C	35 13	C
	RCL 4	36 04	
040	RCL 0	36 00	
	−	-45	
	X	-35	
	RCL 5	36 05	
	RCL 1	36 01	
	−	-45	
	:	-24	
	STO A	35 11	A
	RCL 2	36 02	
	RCL 0	36 00	
050	−	-45	
	RCL A	36 11	
	−	-45	
	STO B	35 12	B
	RCL C	36 13	
	X	-35	
	,	-62	

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	G	06	
	8	08	
	X	-35	
060	STO D	35 14	S_1
	RCL A	36 11	
	RCL C	36 13	
	X	-35	
	2	02	
	:	-24	
	STO E	35 15	S_2
	+	-55	
	RCL 6	36 00	
	RCL C	36 13	
070	X	-35	
	STO 9	35 09	S_3
	+	-55	
	STO+6	35-55 06	ΣS
	RCL 3	36 03	
	RCL C	36 13	
	.	-62	
	4	04	
	1	01	
	X	-35	
080	F?0	16 23 00	
	CHS	-22	
	−	-45	
	RCL D	36 14	
	X	-35	
	RCL 3	36 03	
	RCL C	36 13	
	3	03	
	:	-24	
	F?0	16 23 00	
090	CHS	-22	
	−	-45	
	RCL E	36 15	
	X	-35	
	+	-55	
	RCL 3	36 03	
	RCL 6	36 13	
	2	02	
	:	-24	
	F?0	16 23 00	
100	CHS	-22	
	−	-45	
	RCL 9	36 09	
	X	-35	
	+	-55	
	STO+7	35-55 07	ΣSyg
	RCL B	36 12	
	.	-62	
	3	03	
	8	08	
110	X	-35	
	RCL A	36 11	
	.	-62	

REGISTERS

0 $z_0 \dots z_{n-2}$	1 $y_0 \dots y_{n-2}$	2 $z_1 \dots z_{n-1}$	3 $y_1 \dots y_{n-1}$	4 $z_2 \dots z_n$	5 $y_2 \dots y_n$	6 ΣS	7 ΣSyg	8 ΣSzg	9 S_3
S0 n+1	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9

A	B	C	D	E	I
A	B	C	S_1	S_2	0 ... n

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	5	05	
	9	09	
	X	-35	
	+	-55	
	RCL 0	36 00	
	÷	-55	
	RCL D	36 14	
120	X	-35	
	RCL A	36 11	
	3	03	
	:	-24	
	RCL 0	36 00	
	+	-55	
	RCL E	36 15	
	X	-35	
	+	-55	
	RCL 0	36 00	
130	2	02	
	:	-24	
	RCL 9	36 09	
	X	-35	
	+	-55	
	STO+8	35-55 08	ΣSzg
	F?0	16 23 00	1ère Interrogation
	GTO E	22 15	
	P≷S	16-51	2e Interrogation
	RCL sO	36 00	
140	P≷S	16-51	
	I	36 46	
	x=y?	16-33	
	GTO D	22 14	
	RCL 2	36 02	Décalage mémoires
	STO 0	35 00	
	RCL 3	36 03	
	STO 1	35 01	
	RCL 4	36 04	
	STO 2	35 02	
150	RCL 5	36 05	
	STO 3	35 03	
	I	36 46	
	R/S	51	Entrée données
	GTO B	22 12	$2 \to n$
	LBL D	21 14	Inversion
	RCL 4	36 04	$z_n \leftrightarrow z_{n-2}$
	RCL 0	36 00	
	x≷y	-41	
	STO 0	35 00	
160	↓	-31	
	STO 4	35 04	
	STF 0	16 21 00	Armement F0
	RCL 5	36 05	Début calcul C_n
	PRINT x	-14	Y_n
	RCL 3	36 03	
	GTO C	22 13	
	LBL E	21 15	Résultats
	RCL 6	36 06	

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	PRINT x	-14	S
170	RCL 7	36 07	
	PRINT x	-14	Syg
	x≷y	-41	
	:	-24	
	PRINT x	-14	Yg
	RCL 8	36 08	
	CHS	-22	
	PRINT x	-14	Szg
	RCL 6	36 06	
	:	-24	
180	PRINT x	-14	zg
	CL REG	16-53	Nota : on peut placer
	P≷S	16-51	les 2 CL REG en fin
	CL REG	16-53	de programme aux
	P≷S	16-51	pas 2 et 7 ; on gagne
	RTN	24	2 pas.
190			
200			
210			
220			

LABELS

A	B	C	D	E
a	b	c	d	e
0	1	2	3	4
5	6	7	8	9

FLAGS

0
1
2
3

SET STATUS

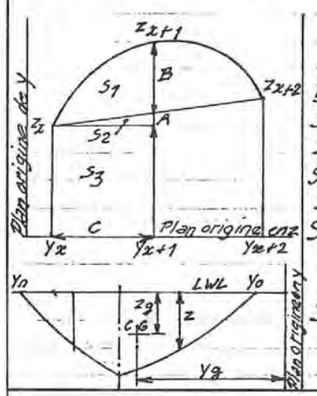
FLAGS		TRIG		DISP	
	ON	OFF			
0	☐	☒	DEG	☒	FIX ☒
1	☐	☐	GRAD	☐	SCI ☐
2	☐	☐	RAD	☐	ENG ☐
3	☐	☐			n 3

Program Description

Program Title SURFACE ET CENTRE DE GRAVITE DES SECTIONS
Name GUTELLE Pierre **Date** 10-7-82
Address 3, rue Jules Simon
City Paris **State** FRANCE **Zip Code** 75015

Program Description, Equations, Variables, etc. Le programme permet de calculer la surface comprise à l'intérieur d'une courbe fermée définie par des points d'ordonnée y et d'abcisse z, telle que les sections d'une carène de navire, selon un principe analogue à celui de Simpson mais en s'affranchissant du nombre et de l'espacement des ordonnées. Il apporte ainsi, par le choix judicieux de celles-ci, une plus grande précision, quelle que soit la forme de la courbe. Il permet également de calculer en y et z la position du CG de la surface et ses moments par rapport à deux plans d'origine.

Chaque tranche de la surface délimitée par deux ordonnées voisines est calculée successivement à partir des 3 surfaces unitaires définies sur la figure. La dernière tranche est calculée par inversion des valeurs z_n et z_{n-2}. Les formules utilisées sont :



en x

$A_x = C_x(z_{x+1} - z_x)/(y_{x+2} - y_x)$
$B_x = (z_{x+1} - z_x - A_x)$
$S_{x1} = B_x \times C_x \times 0,68$
$S_{x2} = A_x \times C_x / 2$
$S_{x3} = z_x \times C_x$
$S_x = S_{x1} + S_{x2} + S_{x3}$
$S_{zxg} = S_{x1}(z_x + 0,59A_x + 0,38B_x) + S_{x2}[z_x + (A_x/3)] + S_{x3} \times z_x/2$
$S_{yxg} = S_{x1}(y_{x+1} - 0,41C_x) + S_{x2}(y_{x+1} - C_x/3) + S_{x3}(y_{x+1} - C_x/2)$

en n

$C_n = y_n - y_{n-1}$
$A_n = C_n(z_{n-2} - z_n)/(y_n - y_{n-2})$
$S_{yng} = S_{n1}(y_{n-1} + 0,41C_n) + S_{n2}(y_{n-1} + C_n/3) + S_{n3}(y_{n-1} + C_n/2)$

Operating Limits and Warnings Le plan origine de y est extérieur à toutes les sections; celui de z est LWL
Nombre minimum des sections 3 ; pas de maximum. La première ordonnée est définie par y_0, la dernière par y_n. Dans le cas où la courbe présente un point d'inflexion, une ordonnée est placée au niveau de celui-ci. Dans le cas où la courbe présente une (ou plusieurs) cassure à l'axe de la goille, section de carène à bouchains vifs) on considère qu'en ces points sont placées 2 ordonnées infiniment proches ; le nombre n est augmenté d'autant et les valeurs de z_x et y_x correspondantes sont entrées 2 fois successives
Pour simplifier, les valeurs de z sont entrées sans signe –, celui-ci est introduit au résultat

User Instructions

1 VOLUME ET CENTRE DE CARENE MOMENT DE REDRESSEMENT 2

STEP	INSTRUCTIONS	INPUT DATA/UNITS	KEYS	OUTPUT DATA/UNITS
1	Entrer n	n	A	0,000 *
2	Entrer x_0	x_0 /m	↑	
3	" S_0	S_0 /m^2	↑	
4	" S_{0yc}	S_{ayc}/m^2m	↑	
5	" S_{0zc}	S_{azc}/m^2m	R/S	1,000
6	" x_1		↑	
7	" S_1		↑	
8	" S_{1yc}		↑	
9	" S_{1zc}		R/S	2,000
10	" x_2		↑	
11	" S_2		↑	
12	" S_{2yc}		↑	
13	" S_{2zc}		R/S	3,000→n
14	Répéter 10 jusqu'à x_n		↑	
15	" 11 " S_n		↑	
16	" 12 " S_{nyc}		↑	
17	" 13 " S_{nzc}		R/S	
	Entrée des appendices			
18	Moment vertical des appendices V_{azc}	m^3m	↑	
19	Moment transversal " V_{ayc}	m^3m	↑	
20	Moment longitudinal " V_{axc}	m^3m	↑	
21	Volume des appendices V_a	m^3	R/S	
	Résultats			
	Volume de carène			Δ /m^3
	Position longitudinale du CC			x_c /m
	Position latérale du CC			y_c /m
	Position verticale du CC			z_c /m
	Moment de redressement			
22	Entrer position du CG en y	y_g/m	R/S	Mt rad/mk
NOTA	Si l'on ne calcule que x_c, entrer 1 pour S_{azc} et S_{azc}			
	S'il n'y a pas d'appendice, entrer 0 aux pas 18 à 21			
	Le moment de redressement est donné pour l'eau douce,			
	pour l'eau de mer multiplier par 1,026			
*	Le nombre affiché après l'entrée des données d'une section est le N° de la section suivante			

Program Listing

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
001	LBL A	21 11	
	1	01	
	+	-55	
	CL REG	16-53	
	STO 9	35 09	n+1
	CLF 0	16 22 00	
	I	36 46	
	R/S	51	
	STO 1	35 01	Entrée données 0 et 1
010	↓	-31	
	STO 0	35 00	
	P≥S	16-51	
	CL REG	16-53	
	↓	-31	
	STO s0	35 00	
	↓	-31	
	STO s1	35 01	
	ISZ I	16 26 46	
	RCL I	36 46	
020	R/S	51	
	P≥S	16-51	
	STO 3	35 03	
	↓	-31	
	STO 2	35 02	
	P≥S	16-51	
	↓	-31	
	STO s2	35 02	
	↓	-31	
	STO s3	35 03	
030	ISZ I	16 26 46	
	RCL I	36 46	
	R/S	51	
	LBL B	21 12	Entrée données 2 à n
	P≥S	16-51	
	STO 5	35 05	
	↓	-31	
	STO 4	35 04	
	P≥S	16-51	
	↓	-31	
040	STO s4	35 04	
	↓	-31	
	STO s5	35 05	
	ISZ I	16 26 46	
	RCL s3	36 03	Début calcul C
	RCL s1	36 01	
	LBL C	21 13	Calcul Σ V
	—	-45	
	STO C	35 13	C
	RCL s4	36 04	
050	RCL s0	36 00	
	GSB a	23 16 11	A
	RCL s2	36 02	
	RCL s0	36 00	
	GSB b	23 16 12	B, S1, S2
	RCL s0	36 00	
	X	-35	
	STO s9	35 09	
	+	-55	
	STO s6	35-55 06	Σ V
060	RCL D	36 14	Calcul Σ Vxc
	RCL E	36 15	
	+	-55	
	RCL s9	36 09	
	+	-55	
	RCL s3	36 03	
	X	-35	
	RCL D	36 14	
	.	-62	
	4	04	
070	1	01	
	X	-35	
	RCL E	36 15	
	3	03	
	:	-24	
	+	-55	
	RCL s9	36 09	
	2	02	
	:	-24	
	+	-55	
080	RCL C	36 13	
	X	-35	
	FO ?	16 23 00	
	CHS	-22	
	—	-45	
	STO+s7	35-55 07	Σ Vxc
	RCL C	36 13	Calcul Vyc
	P≥S	16-51	
	RCL 4	36 04	
	RCL 0	36 00	
090	P≥S	16-51	
	GSB a	23 16 11	
	P≥S	16-51	
	RCL 2	36 02	
	RCL 0	36 00	
	GSB b	23 16 12	
	RCL 0	36 00	
	X	-35	
	+	-55	
	STO+7	35-55 07	Σ Vyc
100	RCL C	3613	Calcul Vzc
	RCL 5	36 05	
	RCL 1	36 01	
	P≥S	16-51	
	GSB a	23 16 11	
	P≥S	16-51	
	RCL 3	36 03	
	RCL 1	36 01	
	GSB b	23 16 12	
	RCL 1	36 01	
110	X	-35	
	+	-55	
	STO+8	35-55 08	Σ Vzc

REGISTERS

0 Syo…Syn-2	1 Sz0…Szn-2	2 Sy1…Syn-1	3 Sz1…Szn-1	4 Sy2…Syn	5 Sz2…Szn	6 Σ V	7 Σ Vyc	8 Σ Vzc	9 n+1
S0 S0…Sn-2	S1 x0…xn-2	S2 S1…Sn-1	S3 x1…xn-1	S4 S2…Sn	S5 x2…xn	S6 Σ V	S7 Σ Vxc	S8	S9 S3
A A	B	C C	D S1	E S2	I 0→√n+1				

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	FO ?	16 23 00	1ère interrogation
	GTO D	22 14	
	RCL 9	36 09	2e interrogation
	RCL I	36 46	
	X=Y?	16-33	
	GTO E	22 15	
	RCL 2	36 02	Décalage mémoires
120	STO 0	35 00	
	RCL 3	36 03	
	STO 1	35 01	
	RCL 4	36 04	
	STO 2	35 02	
	RCL 5	36 05	
	STO 3	35 03	
	P≥S	16-51	
	RCL s2	36 02	
	STO s0	35 00	
130	RCL s3	36 03	
	STO s1	35 01	
	RCL s4	36 04	
	STO s2	35 02	
	RCL s5	36 05	
	STO s3	35 03	
	RCL I	36 46	
	R/S	51	Entrée données
	GTO B	22 12	
	LBL E	21 15	Inversion Syn↔Syn-2
140	RCL 4	36 04	
	RCL 0	36 00	
	X≥Y	-41	
	STO 0	35 00	
	↓	-31	
	STO 4	35 04	
	RCL 5	36 05	Inversion Szn↔Szn-2
	RCL 1	36 01	
	X≥Y	-41	
	STO 1	35 01	
150	↓	-31	
	STO 5	35 05	
	P≥S	16-51	Inversion Sn↔Sn-2
	RCL s4	36 04	
	RCL s0	36 00	
	X≥Y	-41	
	STO s0	35 00	
	↓	-31	
	STO s4	35 04	
	RCL s5	36 05	Début calcul Cn
160	RCL s3	36 03	
	SF 0	16 21 00	Armement F0
	GTO C	22 13	
	LBL a	21 16 11	L
	—	-45	
	X	-35	
	RCL s5	36 05	
	RCL s1	36 01	
	—	-45	
	;	-24	
170	STO A	35 11	A
	RTN	24	
	LBL b	21 16 12	
	—	-45	
	RCL A	36 11	
	—	-45	
	RCL C	36 13	
	X	-35	
	.	-62	
	6	06	
180	8	08	
	X	-35	
	STO D	35 14	S1
	RCL A	36 11	
	RCL C	36 13	
	X	-35	
	2	02	
	:	-24	
	STO E	35 15	S2
	+	-55	S1+S2
190	RCL C	36 13	
	RTN	24	
	LBL D	21 14	Résultats
	P≥S	16-51	
	R/S	51	Entrée appendices
	STO+s6	35-55 06	
	↓	-31	
	RCL s7	36 07	
	+	-55	
	RCL s6	36 06	
200	PRINT X	-14	Δ
	P≥S	16-51	
	STO 6	35 06	
	:	-24	
	PRINT X	-14	xc
	↓	-31	
	STO+7	35-55 07	
	RCL 7	36 07	
	RCL G	36 06	
	:	-24	
210	PRINT X	-14	yc
	↓	-31	
	↓	-31	
	RCL 8	36 08	
	+	-55	
	RCL 6	36 06	
	:	-24	
	CHS	-22	
	PRINT X	-14	zc
	RCL 6	36 06	
220	R/S	51	Entrée yG
	X	-35	
	RCL 7	36 07	
	—	-45	
	PRINT X	-14	Mt de redressement

LABELS

A	B	C	D	E	0
a	b	c	d	e	1
0	1	2	3	4	2
5	6	7	8	9	3

FLAGS

0	
1	
2	
3	

SET STATUS

FLAGS		TRIG		DISP	
	ON OFF				
0	☐ ☒	DEG	☒	FIX	☒
1	☐ ☐	GRAD	☐	SCI	☐
2	☐ ☐	RAD	☐	ENG	☐
3	☐ ☐			n 3	

Program Description

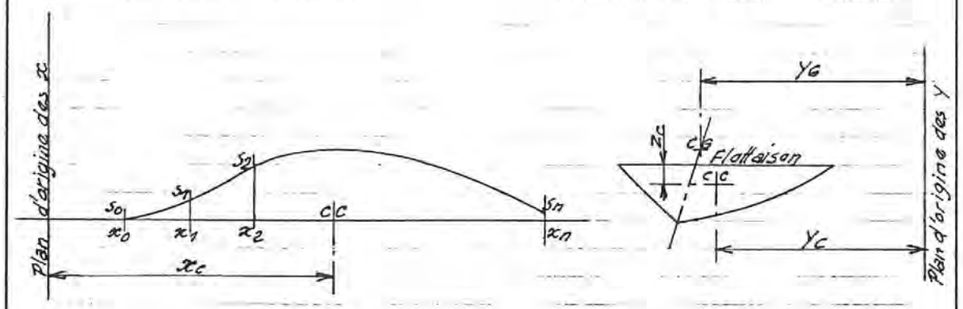
Program Title VOLUME ET CENTRE DE CARENE_MOMENT DE REDRESSEMENT
Name GUTELLE Pierre Date 10-7-82
Address 3, rue Jules SIMON
City Paris State FRANCE Zip Code 75015

Program Description, Equations, Variables, etc. Le programme permet de calculer le volume de carène d'un navire sans restriction de nombre et d'emplacement des sections, selon les mêmes formules déjà utilisées pour le calcul des sections et pour un angle de gîte quelconque.

Les données utilisées sont celles obtenues lors du calcul des sections, à savoir:
- la surface et les moments par rapport aux plans verticaux d'origine des x et des y et au plan de flottaison, origine des z.

Le programme permet de tenir compte des appendices en entrant la valeur de leur volume total et ses moments par rapport aux trois plans origine.

Le programme permet ensuite, connaissant la position du centre de gravité du navire par rapport au plan d'origine des y, de calculer le moment du couple de redressement.



Operating Limits and Warnings Nombre de sections minimum 3, pas de limite maximum.
On obtiendra une précision maximum en introduisant les valeurs de S, Syc et Szc correspondant aux points d'inflexion des courbes de ces valeurs (relevés éventuellement sur le tracé).
Pour simplifier l'entrée des données, le signe - de Vzc n'est pas introduit mais affiché automatiquement sur le résultat.
Le signe du moment indique s'il est positif ou négatif.

User Instructions

Surface de Flottaison. Centre de gravité. I
1 Moment d'inertie transversal et rayon métacentrique 2
[G] Epreuve de stabilité. Position du CG sur Flottaison

STEP	INSTRUCTIONS	INPUT DATA/UNITS	KEYS	OUTPUT DATA/UNITS
1	Entrer n	n	A	0.000
2	" x_0	x_0/m	↑	
3	" y_{00}	y_{00}/m	↑	
4	" y_{n0}	y_{n0}/m	B	1.000
5	" x_1	x_1/m	↑	
6	" y_{01}	y_{01}/m	↑	
7	" y_{n1}	y_{n1}/m	B	2.000
8	" carte II			
9	Rentrer carte I		C	S/m^2
				x_g/m
				y_g/m
				I_{Tg}/m^4
10	Entrer volume de carène	Δ/m^3	R/S	r/m *
	Pour épreuve de stabilité en eau douce seulement		F CL F 0	
	Epreuve de stabilité consécutive au calcul de I_{Tg} et r			
1	Entrer z_c (hauteur du C.C. sur flottaison	z_c/m	D	
2	Entrer p (poids mobile, W)	p/t	↑	
3	Entrer l (écartement du poids mobile, WD)	l/m	↑	
4	Entrer h (hauteur du pendule, PL)	h/m	↑	
5	Entrer e (écartement du pendule, PD)	e/m	R/S	z_G/m
	Epreuve de stabilité seule			
1	Entrer z_c	z_c/m	↑	
2	Entrer I_T	I_T/m^4	↑	
3	Entrer V	Δ/m^3	E	$r+z_c/m$
4	Entrer p	p/m	↑	
5	Entrer l	l/m	↑	
6	Entrer h	h/m	↑	
7	Entrer e	e/m	R/S	z_G/m
*	Rayon métacentrique			

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
001	LBL A	21 11	
	CL REG	16-53	
	P≥S	16-51	
	CL REG	16-53	
	P≥S	16-51	
	1	01	
	+	-55	
	STO E	35 15	n+1
	STF 2	16 21 02	
010	I	36 46	
	R/S	51	
	LBL B	21 12	Entrée données
	F ?2	16 23 02	
	GTO a	22 16 11	
	STO 1	35 01	y_{n1}
	↓	-31	
	P≥S	16-51	
	STO ≤1	35 01	y_{01}
	P≥S	16-51	
020	↓	-31	
	STO B	35 12	x_1
	ISZ I	16 26 46	
	I	36 46	
	R/S	51	
	LBL a	21 16 11	
	STO 0	35 00	y_{n0}
	↓	-31	
	P≥S	16-51	
	STO ≤0	35 00	y_{00}
030	P≥S	16-51	
	↓	-31	
	STO A	35 11	x_0
	ISZ I	16 26 46	
	I	36 46	
	R/S	51	
	LBL C	21 13	Résultat
	P≥S	16-51	
	RCL 8	36 08	ΣS
	DSP 2	-63 02	
040	PRINT x	-14	-S
	RCL 9	36 09	ΣSxg
	x≷y	-41	
	:	24	
	DSP 3	-63 03	
	PRINT x	-14	x_g
	P≥S	16-51	
	RCL ≤9	36 09	ΣSyg
	P≥S	16-51	
	RCL 8	36 08	
050	:	-24	
	PRINT x	-14	y_g
	x^2	53	
	RCL 8	36 08	ΣS
	x	-35	Sxy_g^2
	P≥S	16-51	
	RCL ≤8	36 08	ΣI_y

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	x≷y	-41	
	−	-45	
	DSP 4	-63 04	
060	PRINT x	-14	I_T
	DSP 3	-63 03	
	R/S	51	Entrée Δ
	STO 0	35 00	
	:	-24	
	PRINT x	-14	r
	STF 0	16 21 00	
	RTN	24	Entrée z_c
	LBL E	21 15	Entrée données pour
	STO 0	35 00	stabilité seule
070	:	-24	
	GTO D	22 14	
	LBL D	21 14	Calcul z_G
	+	-55	
	STO 1	35 01	
	R/S	51	Entrée: ρ, l, h, e
	:	-24	
	x	-35	
	x	-35	
	RCL 0	36 00	
080	:	-24	
	F0?	16 23 00	
	GSB b	23 16 12	
	RCL 1	36 01	
	x≷y	-41	
	−	-45	
	PRINT x	-14	z_G
	RTN	24	
	LBL b	21 16 12	Correction eau salée
	1	01	
090	.	-62	
	0	00	
	2	02	
	6	06	
	:	-24	
	RTN	24	
100			
110			

REGISTERS

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
y_{n0}	y_{n1}								
S0	**S1**	**S2**	**S3**	**S4**	**S5**	**S6**	**S7**	**S8**	**S9**
y_{00}	y_{01}								

A	B	C	D	E	I
x_0	x_1			n+1	0...2

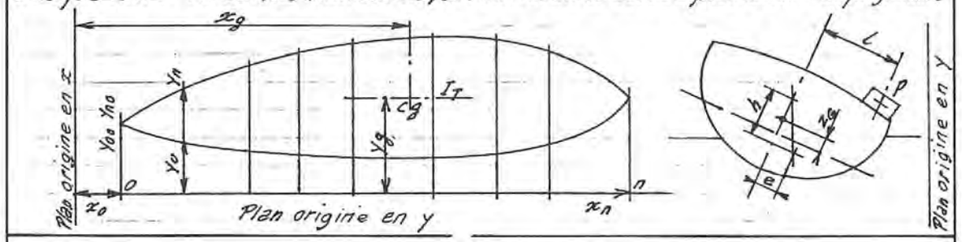
Program Description

Program Title SURFACE de FLOTTAISON Carte I
Name GUTELLE Pierre — Date 4-7-82
Address 3, rue Jules Simon
City Paris — State FRANCE — Zip Code 75015

Program Description, Equations, Variables, etc. Selon le même principe que celui utilisé pour le calcul des sections, le programme permet de calculer, pour un angle de gîte quelconque:
- la surface de flottaison;
- la position longitudinale et transversale de son centre de gravité par rapport à deux plans de référence parallèle et perpendiculaire aux sections;
- le moment d'inertie transversal par rapport à l'axe longitudinal passant par le CG;
- le rayon métacentrique transversal, en utilisant le volume de carène déjà calculé;
- la position du centre de gravité par rapport à la flottaison à 0° de gîte, à partir des éléments précédents et d'une épreuve de stabilité ou d'un certificat de jauge IOR. Le résultat est normalement corrigé pour l'eau de mer ($d = 1{,}026$) mais cette correction peut être annulée, dans le cas d'un essai en eau douce.

La première carte introduit les données suivantes:
- nombre de sections n;
- valeurs relatives aux sections 0 et 1; le N° de la section suivante apparaît après chaque entrée de données; lorsque la section 2 est appelée, on introduit la carte II

Lorsque toutes les données sont entrées, on réintroduit la carte I pour la suite du programme



Operating Limits and Warnings Nombre de sections minimum 3, pas de limite maximum; espacement des sections quelconque.

Le signe de z_G est positif au-dessus et négatif au-dessous de la flottaison. Dans le cas où la courbe présente une inflexion, une ordonnée sera placée à sa hauteur. Dans le cas où la courbe présente une (ou plusieures) cassures (coques à bouchains vifs) on considérera qu'en ces points sont placés 2 ordonnées infiniment proches. Le nombre n sera augmenté d'autant et les données correspondantes seront entrées 2 fois successives

User Instructions

Surface de flottaison. Centre de gravité - II
1 Moment d'inertie transversal et rayon métacentrique 2
Epreuve de stabilité. Position du CG sur flottaison

STEP	INSTRUCTIONS	INPUT DATA/UNITS	KEYS	OUTPUT DATA/UNITS
1	Entrée x_{02}		↑	
2	Entrée y_{02}		↑	3.000
3	Entrée y_{n2}		B	
	Répéter jusqu'à x_n		↑	
	Répéter jusqu'à y_{on}		↑	
	Répéter jusqu'à y_{nn}		B	n.000
	Rentrer Carte I			

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS	STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
001	LBL B	21 12	Entrée données		GSB E	23 15	$y_{nn} \leftrightarrow y_{nn-2}$
	STO 2	35 02	y_n		STF 0	16 21 00	Armement F0
	↓	-31			RCL C	36 13	Début calcul Cn
	P≥S	16-51		060	RCL B	36 12	
	STO s2	35 02	y_o		GTO A	22 11	
	P≥S	16-51			LBL a	21 16 11	Calcul de S
	↓	-31			RCL 1	36 01	
	STO C	35 13	x		RCL 0	36 00	
	ISZ I	16 26 46			−	-45	
010	CLF 0	16 22 00			RCL 2	36 02	
	RCL B	36 12	Début calcul C		RCL 0	36 00	
	RCL A	36 11			−	-45	
	LBL A	21 11			RCL D	36 14	
	−	-45		070	×	-35	
	STO D	35 14	Cn ou Co		RCL C	36 13	
	GSB a	23 16 11			RCL A	36 11	
	STO+8	35-55 08	ΣS_n		−	-45	
	GSB b	23 16 12			:	-24	
	STO+9	35-55 09	ΣS_{xgn}		STO 6	35 06	A
020	GSB c	23 16 13			−	-45	
	P≥S	16-51			STO 7	35 07	B
	STO+s9	35-55 09	ΣS_{ygn}		RCL D	36 14	
	P≥S	16-51			×	-35	
	GSB d	23 16 14		080	.	-62	
	P≥S	16-51			6	06	
	STO+s8	35-55 08	ΣI_{yn}		8	08	
	GSB a	23 16 11			×	-35	
	P≥S	16-51			STO 3	35 03	S_1
	STO-8	35-45 08	ΣS		RCL 6	36 06	
030	P≥S	16-51			RCL D	36 14	
	GSB b	23 16 12			×	-35	
	P≥S	16-51			2	02	
	STO-9	35-45 09	ΣS_{xg}		:	-24	
	P≥S	16-51		090	STO 4	35 04	S_2
	GSB c	23 16 13			+	-55	
	STO-s9	35-45 09	ΣS_{yg}		RCL 0	36 00	
	GSB d	23 16 14			RCL D	36 14	
	STO-s8	35-45 08	ΣI_y		×	-35	
	F?0	16 23 00	1er Interrogation → Carte I : résultats		STO 5	35 05	S_3
040	RTN	24			+	-55	
	RCL E	36 15	2e Interrogation		RTN	24	
	I	36 46			LBL b	21 16 12	Calcul S_{xg}
	x=y?	16-33			RCL 3	36 03	
	GTO C	22 13		100	RCL 4	36 04	
	GSB e	23 16 15	Décalage mémoires		+	-55	
	P≥S	16-51			RCL 5	36 05	
	GSB e	23 16 15			+	-55	
	RCL B	36 12			RCL B	36 12	
	STO A	35 11			×	-35	
050	RCL C	36 13			RCL 3	36 03	
	STO B	35 12			.	-62	
	I	36 46			4	04	
	RTN	24			1	01	
	LBL C	21 13	Inversion	110	×	-35	
	GSB E	23 15	$y_{on} \leftrightarrow y_{on-2}$		RCL 4	36 04	
	P≥S	16-51			3	03	

REGISTERS

0 y_{no}...n	1 y_{n1}....n-1	2 y_{n2}....n	3 n calculs sur S_1, S_2,	4	5 S_{3n}	6 A_n	7 B_n	8 ΣS	9 ΣS_{xg}
S0 y_{oo}... n-2	S1 y_{o1}.... n-1	S2 y_{o2}.... n	S3 0	S4	S5 S_{3o}	S6 A_o	S7 B_o	S8 ΣI_y	S9 ΣS_{yg}
A x_o.... x_{n-2}	B x_1.... x_{n-1}	C x_2.... x_n	D C_o.... n	E n+1	I 2... n+1				

Program Listing

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	:	-24	
	+	-55	
	RCL 5	36 05	
	2	02	
	!	-24	
	+	-55	
	RCL D	36 14	
120	x	-35	Sxgn
	F?0	16 23 00	
	CHS	-22	
	-	-45	
	RTN	24	
	LBL c	21 16 13	Calcul Syg
	RCL 7	36 07	
	.	-62	
	4	04	
	x	-35	
130	RCL 6	36 06	
	.	-62	
	5	05	
	9	09	
	x	-35	
	+	-55	
	RCL 0	36 00	
	+	-55	
	↑	-21	
	↑	-21	
140	RCL 3	36 03	
	x	-35	
	STO 3	35 03	
	x	-55	
	RCL 6	36 06	
	3	03	
	:	-24	
	RCL 0	36 00	
	+	-55	
	↑	-21	
150	↑	-21	
	RCL 4	36 04	
	x	-35	
	STO+3	35-55 03	
	x	-35	
	+	-55	
	STO 4	35 04	$S_1 yg^2 + S_2 yg^2$
	RCL 0	36 00	
	2	02	
	:	-24	
160	RCL 5	36 05	
	x	-35	
	STO+3	35-55 03	Syg
	RCL 3	36 03	
	RTN	24	
	LBL d	21 16 14	Calcul Iy
	RCL 7	36 07	
	3	03	
	y^x	31	

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	.	-62	
170	0	00	
	4	04	
	8	08	
	x	-35	
	RCL D	36 14	Appel cor. angulaire
	x≠0?	16-42	
	GSB 0	23 00	
	x	-35	
	RCL 6	36 06	
	3	03	
180	y^x	31	
	3	03	
	6	06	
	:	-24	
	RCL 0	36 00	
	3	03	
	y^x	31	
	3	03	
	:	-24	
	+	-55	
190	RCL D	36 14	
	x	-35	
	+	-55	
	RCL 4	36 04	
	+	-55	
	RTN	24	
	LBL 0	21 00	Correction angulaire
	1/x	51	
	4	04	
	x	-35	
200	RCL 6	36 06	
	x≤0?	16-45	
	CHS	-22	
	x	-35	
	1	01	
	+	-55	
	x	-35	
	RCL D	36 14	
	RTN	24	
	LBL e	21 16 15	Décalage mémoires
210	RCL 1	36 01	
	STO 0	35 00	
	RCL 2	36 02	
	STO 1	35 01	
	RTN	24	
	LBL E	21 15	Inversion mémoires
	RCL 2	36 02	
	RCL 0	36 00	
	x≷y	-41	
	STO 0	35 00	
220	↓	-31	
	STO 2	35 02	
	RTN	24	

LABELS					FLAGS
A	B	C	D	E	0
a	b	c	d	e	1
0	1	2	3	4	2
5	6	7	8	9	3

SET STATUS		
FLAGS	TRIG	DISP
ON OFF	DEG ☐	FIX ☒
0 ☐ ☒	GRAD ☐	SCI ☐
1 ☐ ☐	RAD ☐	ENG ☐
2 ☐ ☐		n 3
3 ☐ ☐		

Il est cependant extrêmement intéressant pour effectuer une épreuve de stabilité, seul moyen de vérifier la position du centre de gravité lorsque le voilier est à l'eau et armé. Nous avons vu comment s'effectue cette mesure au § III-II-11. et quels sont les éléments correspondants apparaissant sur le certificat de jauge IOR.

Pour obtenir la surface et la position du centre de gravité de la flottaison on calcule tout d'abord la différence entre les surfaces délimitées par le contour extérieur y_n (par rapport au plan origine des y) et le contour intérieur y_0 ainsi que leur moment.

On calcule de même le moment d'inertie par rapport au plan d'origine des y puis on obtient le moment d'inertie par rapport à l'axe longitudinal passant par le centre de gravité de la flottaison en appliquant la formule :

$I_{Tg} = I_y - (S \cdot y_g)^2$ (fig. III-28 a).

La première carte est utilisée deux fois, tout d'abord pour l'entrée du numéro de la dernière ordonnée n (touche B) et des paramètres des deux premières ordonnées : dans l'ordre x_0, y_{00}, y_{n0} puis x_1, y_{01}, y_{n1} (touche A), le chiffre 2.000 (numéro de la section suivante) apparaît.

La seconde carte est alors introduite pour entrer les paramètres des ordonnées suivantes x_2, y_{02}, y_{n2}... jusqu'à x_n, y_{0n}, y_{nn} toujours suivis de la touche A qui fait apparaître le numéro de la section suivante.

Lorsque les paramètres de toutes les ordonnées ont été entrés on introduit à nouveau la carte I.

En appuyant sur la touche C on obtient S, x_g, y_g et I_{Tg}.

En entrant le volume de carène et en appuyant sur R/S on obtient le rayon métacentrique.

Si l'on enchaîne directement avec le calcul de z_G par l'épreuve de stabilité on initialise le programme par l'entrée de z_C avec son signe – (touche D) puis successivement les valeurs de p (poids mobile, W), *l* (écartement du poids mobile, WD), h (hauteur du pendule, PL) et e (écart du pendule, PD) et on appuie sur la touche R/S pour obtenir z_G, hauteur du centre de gravité du voilier par rapport à la flottaison ; son signe est positif s'il est au-dessus de la flottaison, négatif en dessous (fig. III-28 b).

Si l'on possède déjà les valeurs de I_T et de Δ et que l'on a uniquement besoin du calcul de z_G, on n'utilisera que la carte I.

On entre alors successivement les valeurs de z_C, I_T et Δ et on initialise par la touche E. La suite s'effectue comme précédemment.

Le programme est établi pour des mesures faites en eau de mer de densité 1,026. Si les mesures ont été effectuées en eau douce, on annule la correction en appuyant sur CLF 0 avant D ou E. Si on désire effectuer une correction pour une autre densité il suffit de modifier le coefficient inscrit dans le programme (instructions 089 à 093).

Les pas de programme 174 à 176 et 196 à 218 sont utilisés pour corriger la valeur du moment

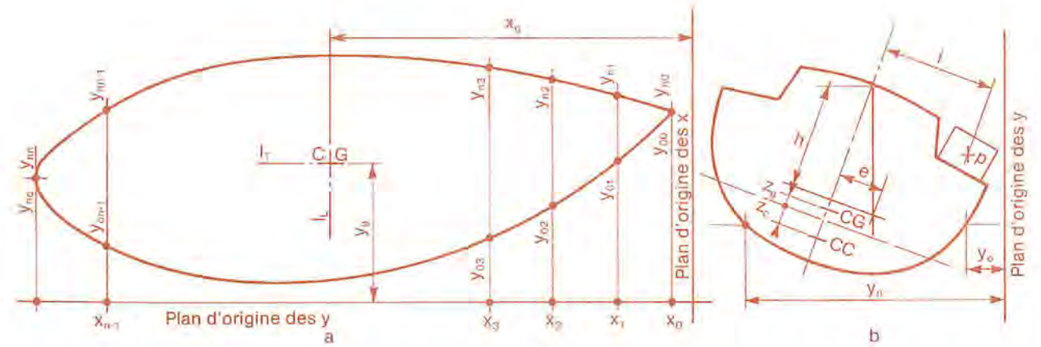


Fig. III-28. Disposition des ordonnées pour le calcul de la surface, du centre de gravité, des moments d'inertie d'une flottaison, des rayons métacentriques (a), et calcul du centre de gravité par l'épreuve de stabilité (b).

d'inertie des sections de parabole de chaque tranche en fonction de leur pente. Compte tenu des limites du nombre de pas de programme, il s'agit d'une correction approchée mais très suffisante vu la part très faible que représentent ces secteurs dans le moment d'inertie total.

III IV-2.5. Moment d'inertie longitudinal de la surface de flottaison par rapport à son centre de gravité. Grand rayon métacentrique

Le calcul est nécessaire si l'on désire comparer les phénomènes de tangage.

Le programme est initialisé en entrant successivement les valeurs de n (numéro de la dernière ordonnée), S (surface de flottaison) et x_G (position de son centre de gravité par rapport au plan origine des x) puis en appuyant sur la touche A.

On entre ensuite successivement les valeurs de x, y_0 et y_n de chaque ordonnée. En appuyant sur R/S le calcul pour l'intervalle concerné s'effectue et apparaît, comme dans les programmes précédents, le numéro de l'ordonnée suivante. La dernière entrée de données fait apparaître la valeur de I_{Lg}.

On peut alors entrer le volume Δ pour calculer le rayon métacentrique longitudinal R, et on relance le programme par R/S.

Dans le cas de cassures dans le contour du plan de flottaison on procédera comme pour le programme des sections en entrant deux fois successivement les coordonnées du point correspondant et en augmentant n d'autant.

Les valeurs entrées étant en mètre, on obtiendra les surfaces en m^2, le volume en m^3 et les moments d'inertie en m^4.

Toutes sortes d'autres programmes peuvent être élaborées pour le calcul des coefficients, les positions de centre de gravité par les moments, etc. Lorsque l'on est familiarisé avec sa calculatrice, le moindre programme fait gagner un temps précieux. En voici deux petits exemples. Le premier calcule l'angle de Delenbaugh.

Programme :
LBL A, ×, 1/x, ×, ×, ., 2, 8, ×, RTN
On entre successivement :
SV, ENTER ↑, H, ENTER ↑, r – a, ENTER ↑, P, et on lance par la touche A.
Le second calcule la position en x, y et z d'un centre de gravité résultant de la composition de plusieurs centres élémentaires.

Programme :
LBL A, STO+0, ×, STO+1, R ↓, f LAST x, ×, STO+2, R ↓, f LAST x, ×, STO+3, R/S, RCL 3, RCL 0, :, PRINTx, RCL 2, RCL 0, :, PRINTx, RCL 1, RCL 0, :, PRINTx, RCL 0, PRINTx, fCL REG, RTN.

On entre successivement les bras de levier en x, ENTER ↑, y, ENTER ↑, z, ENTER↑ et la masse, la force ou la surface et on lance par A. Lorsque tous les ensembles sont entrés on obtient, en appuyant sur R/S, la position en x, y, et z et la résultante.

On trouvera d'autres programmes dans les bibliothèques des fabricants. En voici quelques-uns pour HP 67 – 97 et 41 qui sont assez intéressants :

50 865 : *Moment of inertia*
Calcule la surface, le centre de gravité et les moments d'inertie en x_g, y_g et polaire de toute surface polygonale.

51 139 : *Boat speed and propeller dimensions*
Calcule la vitesse d'une coque à déplacement et les caractéristiques optimums de son hélice à partir de la longueur de flottaison, de la surface mouillée, de la puissance sur l'arbre d'hélice et de sa vitesse de rotation.

(suite de texte p. 93)

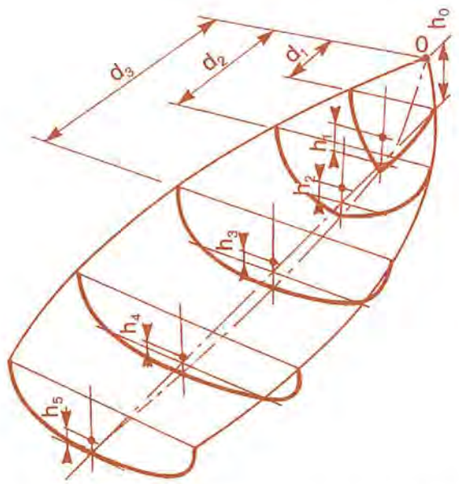


Fig. III-29. Éléments nécessaires au calcul de la surface, du poids et du centre de gravité du bordé ; ceux-ci correspondent au programme HP 52 383.

User Instructions

1 Moment d'inertie longitudinal de la flottaison par rapport à son centre de gravité 2

STEP	INSTRUCTIONS	INPUT DATA/UNITS	KEYS	OUTPUT DATA/UNITS
1	Entrer n	n	↑	
2	" S	S/m^2	↑	
3	" x_g	x_g/m	A	0.000
4	Entrer x_0	x_0/m	↑	
5	" y_{00}	y_{00}/m	↑	
6	" y_{n0}	y_{n0}/m	R/S	1.000
7	Entrer x_1	x_1/m	↑	
8	" y_{01}	y_{01}/m	↑	
9	" y_{n1}	y_{n1}/m	R/S	2.000
10	Entrer x_2	x_2/m	↑	
11	y_{02}	y_{02}/m	↑	
12	y_{n2}	y_{n2}/m	R/S	3.000→n
	Répéter 10 jusqu'à x_n		↑	
	" 11 " y_{0n}		↑	
	" 12 " y_{nn}		R/S	I_{Lg}/m^4
	Enter Δ	$Δ/m^3$	R/S	R^1/m

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
001	LBL A	21 11	
	CLF 0	16 22 00	
	x^2	53	
	x	-35	
	STO 7	35 07	$S x_g^2$
	↓	-31	
	1	01	
	+	55	
	STO D	35 14	n+1
010	I	36 46	
	R/S	51	
	x≷y	-41	
	-	-45	
	STO 0	35 00	$y_{n0} - y_{00}$
	↓	-31	
	STO 1	35 01	x_0
	ISZ I	16 26 46	
	I	36 46	
	R/S	51	
020	x≷y	-41	
	-	-45	
	STO 2	35 02	$y_{n1} - y_{01}$
	↓	-31	
	STO 3	35 03	x_1
	ISZ I	16 26 46	
	I	36 46	
	R/S	51	
	LBL B	21 12	
	x≷y	-41	
030	-	-45	
	STO 4	35 04	$y_{n2} - y_{02} \rightarrow y_{nn} - y_{0n}$
	↓	-31	
	STO 5	35 05	$x_2 \rightarrow x_n$
	ISZ I	16 26 46	
	RCL 3	36 03	Début calcul C
	RCL 1	36 01	
	LBL C	21 13	
	-	-45	
	STO C	35 03	C
040	RCL 4	36 04	
	RCL 0	36 00	
	-	-45	
	x	-35	
	RCL 5	36 05	
	RCL 1	36 01	
	-	-45	
	:	-24	
	STO A	35 11	A
	RCL 2	36 02	
050	RCL 0	36 00	
	-	-45	
	RCL A	36 11	
	-	-45	
	STO B	35 12	B
	RCL C	36 13	
	x	-35	

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	.	-62	
	6	06	
	8	08	
060	x	-35	S_1
	RCL 3	36 03	
	RCL C	36 13	
	.	-62	
	4	04	
	1	01	
	x	-35	
	F?0	16 23 00	
	CHS	-22	
	-	-45	
070	x^2	53	
	x	-35	$S_1 \delta^2$
	STO+6	35-55 06	
	RCL A	36 11	
	RCL C	36 13	
	x	-35	
	2	02	
	:	-24	S_2
	RCL 3	36 03	
	RCL C	36 13	
080	3	03	
	:	-24	
	F?0	16 23 00	
	CHS	-22	
	-	-45	
	x^2	53	
	x	-35	$S_2 \delta^2$
	STO+6	35-55 06	
	RCL 0	36 00	
	RCL C	36 13	
090	x	-35	S_3
	RCL 3	36 03	
	RCL C	36 13	
	2	02	
	:	-24	
	F?0	16 23 00	
	CHS	-22	
	-	-45	
	x^2	53	
	x	-35	$S_3 \delta^2$
100	STO+6	35-55 06	
	RCL B	36 12	
	.	-62	
	0	00	
	4	04	
	8	08	
	x	-35	
	RCL A	36 11	
	3	03	
	6	06	
110	:	-24	
	+	-55	
	RCL 0	36 00	

REGISTERS

0 $y_{n0} - y_{00}$ $y_{nn} - y_{0n}$	1 $x_0 \ldots x_{n-2}$	2 $y_{n1} - y_{01}$ $y_{n-1} - y_{0n-1}$	3 $x_1 \ldots x_{n-1}$	4 $y_{n2} - y_{02}$ $y_{n1} - y_{0n}$	5 $x_2 \ldots x_n$	6 ΣIlx	7 $S x_g^2$	8	9
S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9

A	B	C	D	E	I
A	B	C	n+1		0 à n

Program Listing

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	1	01	
	2	02	
	:	-24	
	+	-55	
	RCL C	36 13	
	3	03	
	y^x	31	
120	x	-35	Ilg
	STO+6	35-55 06	Σ Ilx
	F?0	16 23 00	1ère interrogation
	GTO E	22 15	
	RCL D	36 14	2e interrogation
	I	36 46	
	x=y?	16-33	
	GTO D	22 14	
	RCL 2	36 02	Décalage mémoires
	STO 0	35 00	
130	RCL 3	36 03	
	STO 1	35 01	
	RCL 4	36 04	
	STO 2	35 02	
	RCL 5	36 05	
	STO 3	35 00	
	I	36 46	
	R/S	51	Entrée données 2 à n
	GTO B	22 12	
	LBL D	21 14	Inversion
140	RCL 4	36 04	
	RCL 0	36 00	
	x≷y	-41	
	STO 0	35 00	
	↓	-31	
	STO 4	35 04	
	STF 0	16 21 00	Armement F0
	RCL 5	36 05	Début calcul C_n
	RCL 3	36 03	
	GTO C	22 13	
150	LBL E	21 15	Résultat
	RCL 6	36 06	Ilx
	RCL 7	36 07	
	-	-45	
	DSP 4	-63 04	
	PRINTx	-14	Ilg
	CL REG	16-53	
	DSP 3	-16 03	
	R/S	51	
	:	-24	
160	PRINTx	-14	R
	RTN	24	

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
170			
180			
190			
200			
210			
220			

LABELS

A	B	C	D	E
a	b	c	d	e
0	1	2	3	4
5	6	7	8	9

FLAGS

0
1
2
3

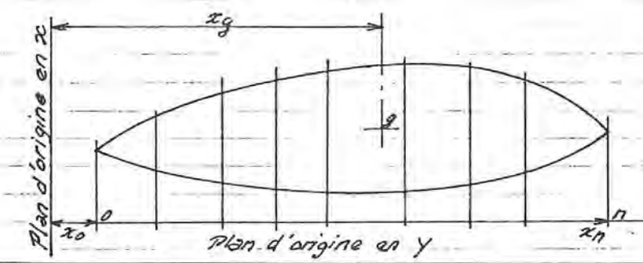
SET STATUS

FLAGS		TRIG	DISP
	ON OFF		
0	☐ ☒	DEG ☒	FIX ☒
1	☐ ☐	GRAD ☐	SCI ☐
2	☐ ☐	RAD ☐	ENG ☐
3	☐ ☐		n 3

Program Description

Program Title *Moment d'inertie longitudinal de la flottaison*
Name *GUTELLE* Date *17-4-82*
Address *3, rue Jules Simon*
City *Paris* State *FRANCE* Zip Code *75015*

Program Description, Equations, Variables, etc. *Selon le même principe que celui utilisé pour le calcul des sections le programme permet de calculer le moment d'inertie longitudinal de la flottaison par rapport à son centre de gravité à partir de la surface et de la position de celui-ci, calculés dans le programme "Surface de flottaison", pour un angle de gîte quelconque.*
En introduisant le déplacement Δ après l'impression de Ig, on obtient R, grand rayon métacentrique.



Operating Limits and Warnings *Nombre de sections minimum 3, pas de limite maximum; espacement des sections quelconque.*
Dans le cas où la courbe présente une inflexion, une ordonnée sera placée à sa hauteur. Dans le cas où la courbe présente une (ou plusieurs) cassures (coques à bouchains vifs) on considérera qu'en ces points sont placés 2 ordonnées infiniment proches. Le nombre n sera augmenté d'autant et les données correspondantes seront entrées 2 fois successives.

52 383 : ***Hull area, weight, centre of gravity***
Calcule la surface, le poids et la position longitudinale et verticale du centre de gravité du bordé, connaissant le périmètre, le poids et la position verticale du centre de gravité d'un certain nombre de sections (fig. III-29).

60 394 : ***Perspective drawing***
Permet la mise en vraie perspective de tout volume connaissant les coordonnées d'un nombre quelconque de ses points et la position du point de vue.

51 486 : ***Inverted perspective***
Permet à partir de deux coordonnées d'un point mis en perspective et connaissant une des coordonnées de référence de ce point d'en calculer les deux autres. Il s'enchaîne avec le programme précédent.
Malheureusement, le Club des utilisateurs HP n'existant plus, j'ignore s'il est encore possible de se les procurer.

III-V - DEVIS DE POIDS, CENTRE DE GRAVITÉ

Dans un bateau en équilibre stable, nous savons que son poids est égal à celui de l'eau déplacée et que son centre de gravité se trouve à la verticale de son centre de carène.

Le déplacement et le centre de carène étant définis *a priori,* encore faut-il être sûr que le poids du bateau et son centre de gravité y correspondront bien.

Que ce soit au niveau du projet, pour être certain que les caractéristiques choisies sont compatibles et réalistes, ou au stade des plans définitifs, pour définir la valeur et la position exacte du lest ou à titre de vérification générale, il sera nécessaire d'établir un devis de poids.

La précision de ce devis de poids sera d'autant plus grande qu'il sera plus affiné ; c'est-à-dire qu'il sera établi à partir d'éléments aussi élémentaires que possible. Ce serait cependant une erreur de tomber dans un excès qui conduirait rapidement à surcharger le calcul de façon abusive.

Il est certain par ailleurs que l'on ne pourra, et qu'il ne sera d'ailleurs pas nécessaire d'atteindre à la même précision au niveau du projet qu'à celui des plans définitifs.

Les poids peuvent en fait être répartis en deux chapitres, le poids du bateau proprement dit d'une part, la charge utile d'autre part. Chacun de ces chapitres se décomposera lui-même en un certain nombre de paragraphes.

Ainsi, dans le poids du bateau, il sera possible de distinguer :

• **la structure principale ;** elle comprend tout ce qui concerne la coque elle-même : structure centrale, membrures, lisses et serres, bordé, tableau, cloisons, porques et renforts structuraux, barrotage et pontage, renforts divers inclus dans la structure, visserie, peinture... ;

• **le lest avec sa fixation :** y compris dérive et son mécanisme... ;

• **la structure secondaire :** elle comprend toute la partie fixe des emménagements : couchettes, équipets, vaigrage, cloisons diverses, rouf, hiloires, pavois, cockpit, capots, visserie et peinture... ;

• **l'équipement mécanique de la coque :** jaumière et mèche de gouvernail, mécanisme de timonerie, ferrure d'étrave, cadènes, guindeau... ;

• **la machinerie :** moteur, réducteur-inverseur, ligne d'arbre, échappement, réservoirs de carburant et circuit d'alimentation, circuit de refroidissement, pièces de rechange et outillage, équipement électrique du moteur et batteries de démarrage... ;

• **l'équipement fixe :** circuit d'eau avec ses réservoirs, w.-c., douches, circuits de gaz avec bouteilles et réchauds, installations frigorifiques, éviers, chauffage et circuit d'eau chaude, installation électrique et ses batteries... ;

• **le gréement :** mâture complète avec ferrures, bômes, barres de flèche, tangon, gréements dormant et courant, jeu de voiles complet... ;

• **l'accastillage :** poulies, winches, rails divers...
Pour la charge utile on distinguera :

• **l'équipage :** nombre de personnes embarquées pour la navigation envisagée avec leur équipement personnel * ;

* A noter que dans la nouvelle réglementation des multicoques, la Commission de sécurité de la navigation de plaisance considère que le poids d'un équipier + vivres + eau + effets personnels est de 350 kg en 1re cat., 250 kg en 2e, 200 kg en 3e, 120 kg en 4e et 80 kg en 5e.

• **l'équipement mobile :** couchage, vaisselle, ustensiles et récipients de cuisine ou de conservation... ;

• **le matériel de mouillage et d'amarrage :** ancres, chaînes, aussières et amarres, pare-battage, tauds et cagnards... ;

• **le matériel de navigation :** instruments, y compris les appareils électroniques, les cartes et documents... ;

• **le matériel de sécurité :** radeau de sauvetage, brassières, bouées, fusées... ;

• **les matières consommables :** vivres, eau, combustibles...

Tous ces élements seront regroupés dans le tableau XI dont les colonnes correspondent, pour chaque élément, à son poids, sa position et son moment par rapport aux deux plans de référence horizontal et longitudinal.

Comme référence horizontale on peut prendre le plan de flottaison, mais, si l'on désire ne pas s'embarrasser de trop de signes négatifs, on peut prendre un plan tangent au bas de la carène. Dans le sens longitudinal le mieux est de prendre un plan placé à l'extrémité avant de la coque.

Sauf cas exceptionnel on ne s'occupe pas de la position latérale du centre de gravité, la majorité des plans d'emménagement présentent une certaine symétrie et, lors de leur élaboration on équilibre grossièrement cabinet de toilette, cuisine et batteries de façon à ne pas créer un déséquilibre trop important.

La somme de tous les poids et de tous les moments permet de définir le poids total et les positions verticale et longitudinale du centre de gravité.

Quelques remarques sont à faire au niveau de chacun de ces paragraphes.

1. Structure principale

Les échantillonnages ayant été définis lors du projet, le plus difficile est ici de déterminer la surface et la position du centre de gravité du bordé.

Pour une construction en bois, métallique ou en stratifié avec renforts homogènes on considérera le bordé dans son ensemble c'est-à-dire avec ses lisses, bauquières et membrures. Pour ces dernières, leur espacement et leur section étant généralement constants, on rapportera leur volume à une augmentation d'épaisseur du bordé, éventuellement corrigée dans le rapport des densités.

Exemple :

Soit un bordé en acajou (densité 0,55) renforcé par des membrures en robinier (densité 0,7) de 25 mm d'épaisseur, 34 mm de largeur et espacées de 170 mm.

Le poids de celles-ci correspondra à une augmentation du bordé de $\frac{25 \times 34 \times 0{,}7}{170 \times 0{,}55} = 6{,}4$ mm vers l'intérieur du bordé.

On détermine tout d'abord le développement, le poids au m² et le centre de gravité de quelques sections réparties généralement de la façon suivante (fig. III-29).

0 – à l'avant de la flottaison.
2 – au maître couple.
4 – au tableau arrière.
1 et 3 à mi-distance des sections voisines.

Si des changements brusques dans les échantillonnages se produisent en certains points de la longueur (suppression de lisses par exemple) on considérera que se trouvent en ces points deux sections infiniment proches ayant l'une l'échantillonnage maxi et l'autre l'échantillonnage mini.

Le développement est celui de l'extérieur du bordé.

Pour définir le poids et la position verticale du centre de gravité on divisera le bordé en un certain nombre d'éléments rectangulaires dont on calcule la section et le moment par rapport au plan de référence horizontal (fig. III-30).

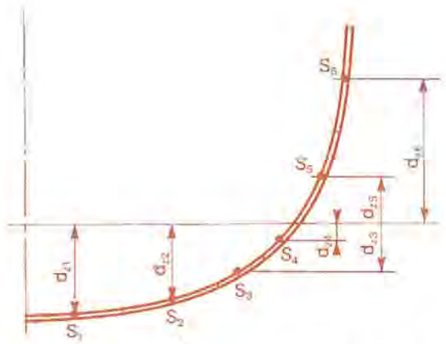


Fig. III-30. Calcul du poids et du centre de gravité d'une section de bordé.

TABLEAU III-XI
CALCUL DE DEVIS DE POIDS ET CENTRE DE GRAVITE

	Poids	Vertical		Horizontal	
		z	M_{tz}	x	M_{tx}
I – POIDS DU BATEAU					
1 – **Structure principale** Bordé Pont etc. Total					
2 – **Lest** Fixation Dérive etc. Total					
3 – **Structure secondaire** Poste avant Compartiment toilette Penderie etc. Total					
4 – **Equipement mécanique** Gouvernail Ferrure d'étrave etc. Total					
5 – **Machinerie** Moteur Ligne d'arbre etc. Total					
6 – **Equipement fixe** Réservoirs d'eau Plomberie etc. Total					
7 – **Gréement** Mât Bôme etc. Total					
8 – **Accastillage** Balcon avant etc. Total					
TOTAL POIDS DU BATEAU		X		X	

	Poids	Vertical		Horizontal	
		z	M_{tz}	x	M_{tx}
II – CHARGE UTILE					
9 – **Equipage** Dans le cockpit X éq. × 75 kg A l'intérieur X' éq. × 75 kg Effets personnels (X + X') × 25 kg Total					
10 – **Equipement mobile** Matelas Vaisselle etc. Total					
11 – **Matériel de navigation** Instruments Documents et cartes etc. Total					
12 – **Matériel de sécurité** Radeau 2 bouées etc. Total					
13 – **Matières consommables** Vivres Eau en réservoirs etc. Total					
TOTAL CHARGE UTILE		X		X	
Déplacement en charge Δ =		ΣM_{tz} =		ΣM_{tx} =	
Volume de carène V = Δ/1,026 =		/Δ = z_G =		/Δ = x_G =	

L'ensemble des résultats est consigné dans le tableau III-XII d'où l'on sort les trois valeurs recherchées S (m^2), p (kg/m^2) et z_g (m) *.

Les valeurs des cinq sections sont alors utilisées pour calculer l'ensemble du bordé selon la méthode des trapèzes par les formules suivantes :

$$S = \Sigma\ (x_{n+1} - x_n)\ (l_{n+1} + l_n)/2$$
$$P = \Sigma\ (x_{n+1} - x_n)\ (l_{n+1} + l_n)\ (p_{n+1} + p_n)/4$$
$$x_g = \Sigma\ (x_{n+1} - x_n)\ (l_{n+1} + l_n)\ (p_{n+1} + p_n)\ (x_{n+1} + x_n)/8P$$
$$z_g = \Sigma(x_{n+1} - x_n)\ (l_{n+1} + l_n)\ (p_{n+1} + p_n)\ (z_{n+1} + z_n)/8P$$

Si l'on doit faire le calcul à la main on utilisera le tableau III-XIII, mais si l'on est l'heureux possesseur d'une calculatrice HP le programme 52 383 résoudra le problème en quelques instants.

Attention, le tableau arrière lui-même n'est pas compris dans les surfaces calculées par ces moyens.

Les autres éléments de la structure seront calculés individuellement.

Pour le pont on procédera comme pour le bordé en considérant le poids total, barrots compris, et en divisant la longueur en tranches correspondant aux limites des ouvertures des roufs, cockpit, etc.

Pour les matériaux composites tels que bois moulé, stratifié, sandwiches divers, il ne faut pas sous-estimer la part des liants, colles ou résines et prévoir au moins 10 % de plus que les quantités normalement annoncées dans les manuels de construction.

Ne pas négliger non plus la visserie que l'on introduira dans le poids unitaire du bordé, ni surtout la peinture qui représente en moyenne de 1 à 2 kg/m^2 parfois même plus dans une construction polyester sur moule mâle ou en sandwich selon la qualité de surface de la stratification et la quantité d'enduit nécessaire pour la rattraper.

Il ne faut pas oublier non plus que certains matériaux comme le bois, sauf s'il est parfaitement isolé comme dans le procédé West System, possèdent une hygrophilie qui conduit à une absorption d'eau correspondant à environ 5 % du poids du bordé des œuvres vives.

* En 4e partie on trouvera un exemple encore plus complet permettant en outre de calculer les moments d'inertie de la section ; mais ce calcul n'est nécessaire que si la coque présente un problème de résistance de structure et n'intéresse généralement que la maîtresse section ou la section au droit du mât.

TABLEAU III-XII
SURFACE, POIDS ET CENTRE DE GRAVITE D'UNE SECTION

Elément	Densité	S	S . d	d_z	S . d . d_z
1					
2					
–					
n					
		Σ_1 =	Σ_2 =		Σ_3 =

S, surface de la section = Σ_1 ;
p, poids au m^2 du bordé = Σ_2 / l = kg/m^2 ;
d, densité ;
d_z, distance du centre de gravité de l'élément au plan de référence.
$z_g = \Sigma_3 / \Sigma_2$ = m
Toutes les sections S sont en m^2 et les longueurs en m ;
l est le demi-périmètre de la section.

2. Lest et sa fixation

Au niveau du projet, les paramètres du lest seront définis *a priori* pour être ensuite ajustés lors du devis final pour corriger la position finale du centre de gravité et le poids.

Il sera toujours bon, néanmoins, de réserver environ 5 % du poids du lest prévu pour pouvoir procéder à un ajustage après la mise à l'eau, à l'aide de gueuses scellées dans un aileron creux ou dans les fonds.

3. Structure secondaire

S'agissant essentiellement des emménagements, le calcul sera mené par tranche, et par poste dans chaque tranche. On trouvera ainsi par exemple (fig. III-31) :

- le coqueron avant ;
- le poste avant ;
- la tranche toilette-penderie ;
- le carré ;
- la tranche cuisine-poste de navigation ;

avec entre chaque tranche le poids de la cloison correspondante. On détaillera ensuite les roufs, cockpits, etc.

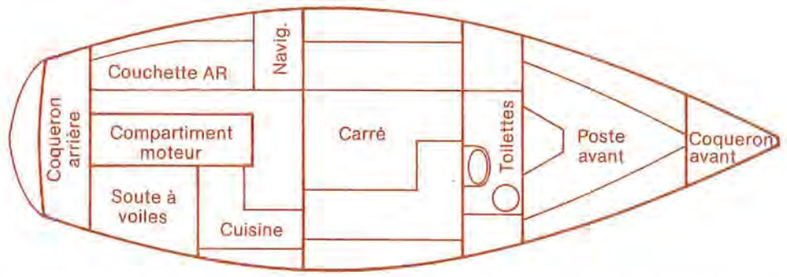


Fig. III-31. Exemple de répartition des tranches pour le calcul du devis de poids.

4. Équipement mécanique de la coque

On évaluera le poids de chaque élément en s'aidant des catalogues et de la documentation des fabricants bien que le poids soit une notion dont l'intérêt ne semble pas évident à beaucoup car bien peu d'entre eux le font figurer.

5. Machinerie

Pour le moteur on doit considérer le poids « mouillé » c'est-à-dire avec huile et eau de refroidissement.

Les pièces de rechange et, à un moindre degré, l'outillage seront fonction du type de moteur, de

TABLEAU III-XIII
SURFACE, POIDS ET CENTRE DE GRAVITE DU BORDE

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
Sec.	x	$x_{n+1} - x_n$	l	$l_{n+1} + l_n$	(2) × (4)	p	$p_{n+1} + p_n$	(5) × (7)	$x_{n+1} + x_n$	(8) × (9)	z	$z_{n+1} + z_n$	(8) × (12)
0													
1													
2													
3													
4													
5													
				Σ =			Σ =		Σ =			Σ =	
					2			4		8 P			8 P
				S =			P =		x_g =			z_g =	

TABLEAU III-XIV
POIDS DE L'EQUIPEMENT D'UN HAUBAN
(ridoir + embouts sertis + articulation)

∅	3	4	5	6	7	8	10	12	14	16	19
Poids kg	0,25	0,30	0,55	0,90	1,30	1,90	3,30	5	7	9,50	13,5

sa puissance et de la catégorie de navigation. On peut néanmoins évaluer le poids des pièces de rechange entre 2 et 5 % de celui du moteur nu. Quant à l'outillage il pèsera au moins une quinzaine de kilos sinon deux ou trois fois plus pour une navigation lointaine.

Les réservoirs, en construction métallique pèseront environ de 0,25 kg par litre pour des capacités de l'ordre de 50 l, à 0,15 kg par litre pour 250 l.

On incluera dans ce poste l'équipement électrique du moteur et les batteries de démarrage.

6. Équipement fixe

Ici encore se référer aux catalogues.

Le classique réchaud deux feux avec bouteille pèse, sans celle-ci, 4 kg et un réchaud four environ 15 kg. La bouteille de 2 kg de gaz pleine, 5 kg, celle de 3 kg, 6,7 kg et celle de 13 kg, environ 30 kg.

L'équipement électrique et les batteries domestiques seront inclus dans ce poste.

7. Gréement

La section des mâts et bôme ayant été définie au niveau du projet par l'abaque de la page 275, leur longueur permettra d'en calculer le poids auquel il ne faudra pas oublier d'ajouter celui des ferrures diverses, barres de flèche, soit 10 à 20 % du profil nu.

Pour le gréement ne pas oublier les manchonnages et les ridoirs. Le tableau III-XIV ci-dessous donne le poids moyen d'un ensemble comprenant une chape sertie, un ridoir serti et son articulation pour les différents diamètres de câble.

Pour les voiles on distinguera un jeu de voile hissé : grand-voile, génois moyen et éventuellement artimon, et les voiles complémentaires dans leur sac à leur emplacement de rangement.

8. Accastillage

Nous sommes à nouveau dans le domaine des catalogues mais, pour un projet on peut se baser sur des valeurs moyennes allant de 2 % du poids lège pour un bateau de 500 kg à 1,5 % pour 20 t.

9. Équipage

L'équipage moyen peut être estimé à 75 kg « tout nu » et à 100 kg avec ses affaires personnelles pour une croisière d'un mois, mais ce chiffre peut monter à 125 kg dans le cas d'une croisière lointaine.

10. Équipement mobile

Un matelas de 10 cm de mousse pèse de 9 à 10 kg selon sa surface, la densité de la mousse et le grammage de la housse.

Le sac de couchage pèse environ 1,5 kg sec, mais combien mouillé ?

Pour la vaisselle on peut compter 1,5 à 2 kg par couvert pour une vaisselle en porcelaine, verre trempé et acier inoxydable.

Le matériel de cuisine peut varier énormément, non seulement selon le nombre de personnes embarquées mais aussi selon les habitudes du cuisinier. On pourra compter de 10 à 20 kg en incluant le poids de la petite épicerie de base avec ses récipients spécifiques. On trouvera au chapitre IX-VIII – Équipement, les caractéristiques des mouillages, aussières et amarres selon la taille du voilier.

Sous cette rubrique entreront également les pièces de rechange de tout l'équipement et l'outillage, hors ceux du moteur. Une bonne caisse à outils pèse environ 30 kg.

11. Matériel de navigation

L'ensemble des instruments de base : compas, jumelles, baromètre, sextant, représente environ 15 kg. Il faut y ajouter le poids des instruments électroniques, récepteur de radio, sondeur, gonio, jusqu'au radar ou au récepteur de navigation par satellite. Sur un voilier de grande croisière ce poste devra être largement calculé car les propriétaires ont toujours tendance à accroître ce type de matériel au long des années. Or il ne faut pas considérer que le poids propre des appareils mais aussi celui des batteries et des chargeurs nécessaires à leur alimentation.

On mésestime souvent le poids des documents de navigation. Une dizaine de cartes grand'aigle pèsent 1,3 kg (et l'on ne va pas loin avec 10 cartes) tandis que les ouvrages pour la seule navigation côtière atteignent 5,5 kg auxquels il faut ajouter 5 kg de tables et éphémérides pour une navigation hauturière. On atteint ainsi facilement une quinzaine de kilos pour une simple traversée de l'Atlantique.

12. Matériel de sécurité

Une bouée avec son feu ou une perche de signalisation font environ 4 kg ; un coffret de fusées pour 3e à 1e catégorie, 5 kg ; un extincteur de 1,5 à 2,5 kg.

Pour les radeaux de survie on pourra compter :

- classe V 6 places 25 à 30 kg
- classe IV 4 places 60 kg
  6 places 70 kg
- classe II allégé 6 places 35 kg
  8 places 45 kg
  10 places 55 kg
- classe II 6 places 50 à 55 kg
  8 places 60 à 65 kg
  10 places 70 à 75 kg

13. Matières consommables

Avec un menu normal ne comprenant pas de produits concentrés, déshydratés ou lyophilisés, on peut compter environ 3 kg par jour de navigation et par personne, boisson (sans emballage) comprise *. Il est certain que ce chiffre peut varier selon l'âge des équipiers et le lieu de navigation, en particulier, dans ce dernier cas, pour la boisson.

Le type d'emballage joue un grand rôle sur ce poste, l'eau en bouteille plastique ou en jerricane sera bien sûr beaucoup plus intéressante que le vin en bouteille (5 à 600 g de verre) ... mais le plaisir n'est pas le même.

L'eau nécessaire à la cuisine et à l'hygiène sera comptée pour 1 l par jour et par équipier *. Ce poste peut être allégé pour des croisières longues en recyclant les eaux usées ou en utilisant un désalinisateur.

La consommation de gaz peut être évaluée à 800 g environ par jour pour un équipage de 6 personnes. Elle sera, relativement au nombre de personnes, plus élevée pour un équipage moins nombreux.

Pour tous les produits consommables on ne comptera que 75 % des quantités nécessaires à la traversée prévue sachant qu'au départ en croisière on aura prévu 50 % de réserve supplémentaire pour imprévus. Ainsi, si la durée prévue est de 24 jours, l'approvisionnement réel sera de 36 jours mais on ne comptera son poids que pour 27 jours.

Le soin apporté à l'élaboration du devis de poids est un élément fondamental du projet.

En effet tous les échantillonnages sont liés au poids en charge du voilier et une erreur conduira immanquablement à un sous-dimensionnement dangereux. Pratiquement tous les plans que j'ai eus à étudier pour la revue *Bateaux* (environ 200) avaient un déplacement total en charge supérieur de 10 à 25 % à celui prévu par l'architecte. Les exceptions se comptaient sur les doigts d'une main.

Récemment encore, en commission de sécurité, un architecte annonçait pour un half-tonner une charge utile de 200 kg. Les équipiers prévus devaient certainement être d'un gabarit très spécial !

A titre d'exemple voici les poids de chaque poste du devis prévisionnel d'un voilier de 11 m destiné à une navigation en 1re catégorie.

I – Poids du bateau	
1 – Structure principale	1 800 kg
2 – Lest	2 500 kg
3 – Structure secondaire	800 kg
4 – Équipement mécanique	35 kg
5 – Machinerie	330 kg
6 – Équipement fixe	300 kg
7 – Gréement	300 kg
8 – Accastillage	100 kg
Total	6 165 kg

* Dans le cas de produits déshydratés ou lyophilisés, compter 1 kg de plus pour l'eau nécessaire à leur remise en condition.

* Il s'agit ici du poids à compter dans le devis, non de la consommation réelle.

II – Charge utile	
9 – Équipage (4 personnes)	400 kg
10 – Équipement mobile	350 kg
11 – Matériel de navigation	40 kg
12 – Matériel de sécurité	60 kg
13 – Matières consommables *	400 kg
Total	1 250 kg
Déplacement	7 415 kg

* Pour une croisière de 24 jours.

BIBLIOGRAPHIE-CHAPITRE III

1. J. ANGELI, *Calcul et tracé des carènes.* Librairie Maritime Le Yacht. Épuisé.

ANNEXE

DENSITE DES MATERIAUX ET PRODUITS

MATERIAUX		PRODUITS	
Acier	7,8	Glace en pain	0,8
Alliage léger	2,8	Alcool-kérosène	0,82
Stratifié polyester (30/70)	1,55	Essence	0,73
Contre-plaqué marine	0,55	Fuel-oil	0,87
Bois moulé (acajou)	0,6	Huile de graissage	0,92
Acajou	0,5	Eau douce	1
Chêne	0,75	Eau salée ou usée	1,03
Epicéa, okoumé, spruce	0,45	Charbon	1,4
Pin	0,6		
Teck	0,7		
Bronze	8,4 à 9,2		
Bronze d'aluminium	7,45		
Fonte	7,4 à 7,8		
Plomb	11,3 à 11,4		

IV

CONTRAINTES ET ÉCHANTILLONNAGES

Parmi les différentes étapes de la conception d'un voilier, la définition et le calcul des échantillonnages de ses multiples constituants représente une de celles, des plus importantes, dont dépendront sa sécurité et sa longévité.

Tant que la contruction des voiliers est restée traditionnelle et que l'on ne cherchait pas la performance à tout prix, des tables et des formules simples, basées sur une expérience continue en raison de la stabilité des méthodes de construction, permettaient de résoudre facilement ce problème.

Lorsque les sociétés de classification établirent des spécifications permettant de classer les navires de commerce en vue de leur assurance puis, plus tard, de leur respect des règlements nationaux ou internationaux destinés à améliorer la sécurité des transports maritimes, c'est encore sur l'expérience et les usages de la construction pratiquée qu'elles se basèrent.

On note cependant déjà, avec le passage du bois au métal, fer, acier puis alliage léger, qu'un certain conservatisme va hypothéquer progressivement ces spécifications tout au moins en construction de plaisance.

Ainsi par exemple, bien que les membrures n'aient plus le rôle essentiel de liaison des bordés qu'elles avaient dans la construction en bois, la structure transversale restera prépondérante dans la construction métallique.

En fait, les sociétés de classification ne feront, la plupart du temps, qu'entériner des pratiques mises au point par des architectes et des constructeurs qui auront pris la responsabilité de courir des risques en s'écartant du chemin étroit qu'elles avaient défini.

Avec l'avènement de la construction en stratifié, l'accélération de plus en plus grande de la recherche des performances et la pression économique, la lourdeur de la plupart des sociétés de classification ne leur permit pas de s'adapter à ces nouvelles techniques et la rupture fut totale, à l'exception des pays nordiques dont les sociétés de classification comme le Norsk Veritas firent preuve d'un grand dynamisme, entreprenant parfois d'importants travaux de recherche.

En Grande-Bretagne, en revanche, il n'est certainement pas aberrant de considérer que l'influence très forte du Lloyd's a, pendant longtemps, considérablement handicapé les constructeurs qui s'y étaient soumis, et cette tutelle, aujourd'hui fort contestée, a ouvert à d'autres pays un marché jusqu'ici très fermé.

Récemment, des travaux entrepris pour définir des spécifications internes à la Communauté européenne ont heureusement capoté en raison des contraintes abusives que voulaient imposer le lobby des sociétés de classification associées pour la circonstance.

Cependant, par ailleurs, il faut reconnaître le droit de la clientèle à être assurée d'un niveau minimum de qualité lorsqu'elle acquiert un navire de plaisance, alors même que la concurrence commerciale et la course aux performances pourraient inciter des constructeurs à descendre en dessous des limites nécessaires à la sécurité.

En ce sens, le drame du Fastnet de 1979 a été un révélateur certain de ces risques et a amené les responsables de la course en haute mer à rechercher une solution à ce problème.

Une commission a été instituée à la demande de l'ORC sous l'égide de l'American Bureau of Shipping, constituée d'architectes, de constructeurs et de techniciens de la plaisance et a étudié, à partir de 1979, un guide pour la construction et la classification des voiliers de course au large *(Guide for building and classing of offshore racing yachts)* qui a atteint un bon niveau d'avancement.

Ces travaux ont été suivis pour la France, par J.P. Aubry, G. Dolto, J.M. Finot et E. Ogden qui ont permis d'ajuster les spécifications à celles couramment pratiquées par les chantiers français, en particulier dans le domaine de la construction en stratifié.

Ce guide, relativement simple et couvrant les matériaux couramment employés, acier, alliage léger, stratifié de verre-résine, bois classique ou contre-plaqué, représente certainement ce qu'il y a de mieux adapté actuellement, tout au moins pour le métal et le stratifié.

Mais pour pouvoir appliquer intelligemment des règles de spécification ou des règles de calcul, encore faut-il avoir une connaissance relativement précise des contraintes auxquelles sont soumis les différents éléments d'un voilier, qualitativement mais aussi, si possible, quantitativement.

C'est pourquoi ce chapitre va s'articuler selon quatre axes :
- une recherche des origines et du développement des contraintes auxquelles est soumis un voilier ;
- les moyens disponibles pour calculer ou définir les échantillonnages et les méthodes de calcul de quelques éléments simples ;
- une étude du principe des divers règlements ;
- des tables d'échantillonnage basées sur une étude statistique.

Il est supposé que le lecteur a acquis auparavant les notions de résistance des matériaux nécessaires, car seules certaines de leurs applications seront développées ici.

Pour ceux qui n'auraient pas ces connaissances ils pourront consulter les ouvrages suivants :
- *Résistance des matériaux,* Basquin et Lemasson, éd. Delagrave. Des exemples d'application dans le texte qui explicitent chaque cas et des exercices malheureusement sans résultats. Le meilleur ouvrage de base.

- *Résistance des matériaux,* Giet et Géminard. 2 volumes, éd. Dunod.
et *Problèmes de résistance des matériaux,* Giet. 2 volumes, éd. Dunod.

- *Résistance des matériaux,* Kerguinas et Caignaert, éd. Dunod.
et *Applications de résistance des matériaux,* Kerguinas... éd. Dunod.

Ces deux titres et leurs compléments pratiques sont de niveaux croissants et fournissent de nombreux exemples commentés avec leur solution. Tous deux (mais surtout le second) décrivent la méthode de calcul des poutres hyperstatiques par la méthode des trois moments que nous utiliserons pour le calcul de la répartition des efforts sur le mât.

- *Structure et construction du voilier,* J.P. Aubry, EMOM. Indispensable complément du présent ouvrage.

Enfin un recueil de formules analysant à peu près tous les cas possibles et imaginables :
- *Formulas for stress and strain,* R.J. Roark et W.C. Young, McGraw-Hill, USA.

Auquel il faut ajouter, en français :
- *Aide-mémoire de résistance des matériaux,* Goulet, éd. Dunod.

- *Aide-mémoire de résistance des matériaux,* Pissarenko, Yakovlev et Matvéev. Editions de Moscou distribuées par Librairie du Globe, 2, rue de Buci 75006 Paris.

Pour ceux qui auraient la chance de le trouver d'occasion, il faut sauter sur l'ouvrage de Paul Vallat, *Résistance des matériaux appliqués à l'aviation,* Librairie polytechnique Béranger. Écrit par un ingénieur pour la formation des techniciens des bureaux d'études, c'est le type même de ce que devraient être les ouvrages techniques. La théorie n'y tient que la place juste nécessaire au bénéfice d'une information pratique destinée à l'usage quotidien.

Le jour où, à nouveau, ces ouvrages ne seront plus écrits pour des programmes scolaires abscons mais pour ceux qui les utilisent, peut-être formera-t-on des techniciens réellement opérationnels.

IV-I - LE TRAVAIL D'UN VOILIER

Les contraintes auxquelles est soumis un voilier ont quatre origines :
- les pressions statiques et dynamiques de l'eau ;
- le fonctionnement même du voilier dans sa liaison avec son moteur, la voilure, par leur lien commun le gréement ;
- la répartition des poids ;
- les mouvements de la surface de l'eau.

La première et les deux dernières sont indépendantes de l'allure à laquelle navigue le voilier mais sont liées par contre à la vitesse relative entre l'eau et la coque dans tous les déplacements de celle-ci.

La seconde au contraire atteint sa valeur maximum lorsque la stabilité est la plus sollicitée, c'est-à-dire au près. Elle n'en est pas moins tributaire également des mouvements du voilier par rapport à l'eau en raison des contraintes dynamiques que ceux-ci engendrent.

Pour comprendre la façon dont toutes ces contraintes vont agir sur la structure du voilier il faut définir tout d'abord que celle-ci est formée essentiellement d'une coque creuse, constituée par le bordé et le pont et leur ossature de renforts sur lesquels viennent se fixer les éléments d'emménagements porteurs de la charge utile et les divers points d'ancrage transmettant à la coque les autres efforts.

La coque constitue la poutre navire qui devra résister aux diverses sollicitations que nous venons d'énumérer.

Mais, au vu de la diversité des efforts auxquels elle est soumise, il apparaît immédiatement que l'on peut envisager deux conceptions différentes de la réalisation de la coque. D'une part une conception « individualisée » où chaque sollicitation est assumée par un élément spécifique, par exemple le bordé n'assure que la fonction de résistance à la pression de l'eau, toutes les autres sollicitations étant absorbées par des renforts spécialisés, et d'autre part une conception « globale » ou monocoque, dans laquelle le bordé et son ossature assurent seuls toutes les fonctions.

Dans la première catégorie se situent des conceptions telles que celle imaginée à l'origine par le suédois Lars Bergström pour *Imp* (fig. IV-1) dans laquelle un bordé en sandwich stratifié-balsa très léger enveloppe une structure tubulaire comportant tous les points de fixation du gréement et du lest et qui a connu depuis diverses évolutions.

Dans la seconde on retrouve la construction en bois traditionnelle dans laquelle le bordé de coque et de pont, y compris bien sûr membrures, varangues, lisses, serres et barrots supporte tous les efforts alors que les emménagements n'ont aucune part dans la résistance mécanique.

Plus près de nous on trouve dans le même style les voiliers construits par Jeremy Rogers selon un procédé d'imprégnation du stratifié par injection

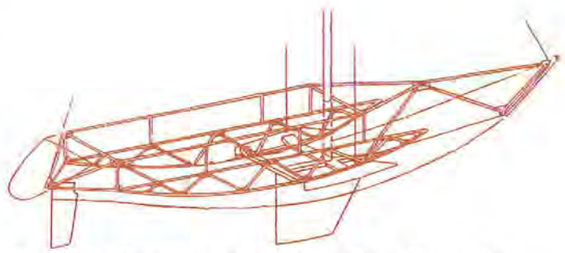


Fig. IV-1. Structure tubulaire de Lars Bergström pour Imp.

de résine mis au point en collaboration avec Lotus, le constructeur de voitures de course. Le bordé obtenu est un sandwich de stratifié-mousse de PVC qui ne pèse que 5,7 kg/m² pour un one-tonner comme *Eclipse* raidi seulement par trois porques situées dans la partie avant.

En fait, en dehors de quelques cas exceptionnels comme ceux cités ci-dessus, le système de structure adopté se situe entre ces extrêmes, les efforts étant absorbés par un bordé assisté de divers renforts combinés la plupart du temps avec des éléments des emménagements.

Cependant, ici encore, pour bien comprendre le mécanisme de ces structures il est nécessaire de savoir quel type de contrainte induit chaque sollicitation.

IV-I-1. CONTRAINTES DUES AUX PRESSIONS DE L'EAU

La carène du voilier posé sur l'eau est soumise à la pression hydrostatique, proportionnelle à la profondeur et égale à 1 bar * par 10 m de profondeur.

Des différences d'enfoncement de la coque, comme c'est le cas en présence de vagues, vont provoquer des variations correspondantes de la pression hydrostatique, on sera donc amené à adopter des pressions de référence fonction de la taille de la coque. Dans une première approche de ce cas particulier on peut admettre que la pression statique maximum sur le bordé est de 0,12 bar par mètre de creux (hauteur entre le livet et le bas de la carène) **.

* 1 bar = 1,02 kg/cm². Une pression de 1 bar exerce une contrainte de 10^5 pascal (Pa) et 1 Pa = 1 newton/m² donc 1 bar = 1 daN/cm².

** Elle devrait être en fait de 0,1 bar par mètre mais l'on admet que la coque peut enfourner jusqu'à ce que le pont s'enfonce à une profondeur égale à 20 % du creux.

Par exemple la pression hydrostatique maximum pour une coque de 1,50 m de creux serait de $0{,}12 \times 1{,}5 = 0{,}18$ bar. Ceci pour une pression purement statique avec un enfoncement du livet de 0,30 m sous la surface de l'eau.

La pression dynamique due à la marche est, elle, fonction de la vitesse et, pour une coque à déplacement, on peut adopter la formule $P_d = \frac{0{,}12\ V^2}{1\,000}$ avec V en nœuds ce qui donnera :

Vitesse en nœuds	Pression en bar
5	0,003
10	0,012
15	0,027
20	0,048

Les valeurs sont plus élevées pour des coques planantes atteignant pour :

15 nœuds	0,4 bar
20	0,8
25	1
30	1,25

On le constate, ces valeurs sont très faibles pour les coques à déplacement.

En fait, les pressions les plus importantes proviennent de la rencontre avec les vagues. Elles répondent à la formule générale de pression dynamique au point d'arrêt : q_0 kg/m² $= 0{,}5\ \rho V^2$ où ρ (masse spécifique) = 104,6 pour l'eau de mer, ou q_0 N/m² avec ρ = masse volumique = 1 000 kg/m³.

Elle est donc fonction du carré de la vitesse de rencontre laquelle sera, dans le cas le plus défavorable, égale à la somme des vitesses du voilier et de la masse d'eau en mouvement qu'il reçoit.

Le plus délicat est de définir la vitesse de la masse d'eau à prendre en considération, car elle dépendra essentiellement des caractéristiques des vagues que le voilier sera amené à rencontrer.

La masse d'eau qui constitue la « vague », telle qu'on l'entend dans le langage courant et telle qu'elle nous intéresse ici, est celle de la crête, elle est donc égale à la vitesse circonférentielle tant que la houle ne déferle pas mais peut atteindre une vitesse très supérieure dans une déferlante puisque alors l'eau suit le déplacement de la crête et atteint donc sa célérité.

Rappelons les formules qui permettent de calculer ces vitesses :
vitesse circonférentielle : $v = \pi\ A/T$
célérité : $C = \lambda/T = \sqrt{g\lambda/2\pi} \simeq 1{,}25\ \sqrt{\lambda}$ où
A : double amplitude = hauteur de crête à creux ;
T : période $= \sqrt{2\ \pi\lambda/g} \simeq 0{,}8\ \sqrt{\lambda}$;
λ : longueur ou distance entre crêtes.

Voyons maintenant quelques exemples.

Soit une houle de 5 m de creux ayant une période de 16 secondes, la longueur sera de 400 m, elle ne déferlera pas puisque le rapport A/L est de 1/80.

La vitesse circonférencielle sera de 0,98 m/s soit 1,9 nœud, alors que sa célérité est de 25 m/s soit 48,6 nœuds.

Elle ne sera donc pas dangereuse en elle-même mais le deviendra énormément si, par suite de la superposition avec d'autres systèmes de vagues par exemple, un déferlement est amené à se produire quand même sur la crête. La vitesse de déplacement de cette eau sera alors en effet celle de la célérité de la vague principale.

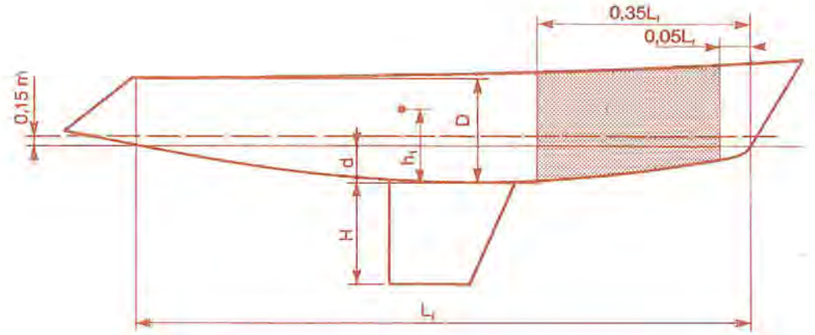
C'est le cas le plus couramment rencontré sous les latitudes sud.

On aurait alors $q = 52{,}3 \times 25^2 = 32\,687{,}5$ kg/m² $\simeq 3{,}3$ bars ce qui est considérable et explique les dégats que l'on peut constater dans de telles circonstances, chandeliers tordus, hublots éclatés, etc.

Autre exemple, une houle de 1 m de creux et 6 m de longueur sera déferlante puisque le rapport A/L est supérieur à 1/7. Sa période sera de 1,96 seconde et sa vitesse circonférentielle de 0,52 m/s soit 1,02 nœud. Par contre sa célérité sera de 3,06 m/s soit 5,95 nœuds. La pression dynamique de cette petite vague déferlante sera :
$q = 52{,}3 \times 3{,}06^2 = 489{,}7$ kg/m² $\simeq 0{,}05$ bar

En fait, compte tenu des accélérations importantes que l'on observe aux extrémités de la coque lors des mouvements de tangage et du fait que des crêtes déferlantes se rencontrent sur des vagues de célérité beaucoup plus élevée, la valeur de la pression dynamique à prendre en considération sera de 10 à 15 fois supérieure.

À titre d'exemple [16] on a pu mesurer sur un voilier de 44' au largue sur des périodes de rencontre de 3,5 à 4 secondes des variations de pression près de l'étrave de l'ordre de 0,1 bar pour des variations d'accélération de – 0,3 à + 0,4 g. Mais dans le cas d'un choc avec la vague les variations de pression ont atteint 0,8 bar pour une



VALEURS DE C

Section	A l'extrémité avant	A 0,05 de l'extrémité avant de la flottaison	A 0,35 de l'extrémité avant de la flottaison	A l'extrémité arrière
Fonds jusqu'à d + 0,15 m au-dessus de LWL	0,8	1,2	1,2	0,7
Hauts au-dessus de d + 0,15 m	0,7	1,08	1,08	0,63

Pont, cockpit et devant de rouf 1,83 + 0,04 L.
Toit, hiloires et arrière de rouf 1,98

Fig. IV-2. Répartition des zones de contrainte et valeur du coefficient C selon le règlement de l'A.B.S. pour les voiliers de la jauge IOR. En grisé les zones de contrainte maximum.

accélération de 1 g dans un temps extrêmement court de l'ordre de la demi-milliseconde (0,0005 seconde).

En définitive, pour le calcul final on considérera une pression maximum globale, somme des trois composantes que l'on vient d'étudier et qui sera déterminée à partir de formules prenant pour référence dimensionnelle un creux et une longueur de coque.

On constate cependant dans la pratique que toutes les parties de la coque ne sont pas soumises à une telle pression qui n'a des chances de se développer, dans des conditions normales de navigation, que sur les deux tiers avant de la coque. C'est une des raisons pour lesquelles les divers règlements d'échantillonnages prévoient en général une variation de la pression sur la longueur de celle-ci et également sur la hauteur du bordé.

C'est ainsi que le règlement de l'ABS considère, selon l'emplacement de la section sur la flottaison une « hauteur équivalente » *(design head)* $h = C\ (3d + 0{,}14\ L + 1{,}62)$ pour les fonds et $h = C\ (3d + 0{,}14\ L + 1{,}62 - h_l)$ où h_l = hauteur du point considéré au-dessus de la ligne de quille pour les hauts (fig. IV-2).

D'autres éléments accidentels peuvent intervenir. Ce sont les accostages malheureux et la rencontre d'« objets flottants non identifiés » (OFNI), troncs d'arbre, conteneurs ou bouées à la dérive, etc.

Si l'on pense devoir tenir compte de ces efforts accidentels en plus du coefficient de sécurité normal on pourra leur donner une valeur égale au tiers du poids du voilier.

Les parties de la coque pour lesquelles ces contraintes sont vérifiées seront le livet avec les

parties adjacentes du bordé et du pont et les fonds, tous deux au tiers avant.

Les pressions sur le bordé vont induire dans celui-ci des contraintes de flexion que l'on peut considérer comme uniformément réparties sur les éléments de surface ou « panneaux » délimités par les renforts intérieurs, lisses, cloisons ou autres.

Le contrôle de la résistance du bordé devra se faire dans un premier temps sur le panneau le plus grand situé dans la zone de plus haute pression. Dans un second temps il pourra être nécessaire d'effectuer un second contrôle pour un panneau encore plus grand mais situé dans une zone de moindre pression.

Si l'épaisseur du bordé est uniforme, c'est bien sûr la valeur la plus forte qui sera retenue. Mais on peut aussi réduire la dimension des panneaux en modifiant l'espacement ou le nombre des renforts intérieurs ; un calcul de poids et éventuellement de coût de fabrication permettront de choisir la solution la plus avantageuse.

Des contraintes de pression impliquent un matériau isotrope, c'est-à-dire n'ayant pas de direction privilégiée pour ses caractéristiques optimums, c'est le cas pour le métal (bien que le recuit ne supprime pas toujours totalement les effets du laminage) ou pour un stratifié à base de mat.

S'il n'en est pas ainsi (bois sous toutes ses formes ou stratifié à base de tissus) on devra répartir le plus uniformément possible le croisement des différentes couches mais cela n'implique nullement que celles-ci doivent être placées parallèlement et perpendiculairement à l'axe de la coque.

Le bordé de pont doit répondre aux mêmes considérations que le bordé de coque pour une pression d'eau à définir, la même que celle du haut du bordé soit encore la moitié de la pression maximum prise pour les fonds.

IV-I-2. CONTRAINTES DE FONCTIONNEMENT

Nous étudierons dans la sixième partie le mécanisme des contraintes dans le gréement, retenons seulement pour l'instant celles qui seront directement appliquées à la coque (fig. IV-3). Elles se subdivisent en trois groupes :

a) les contraintes du gréement dormant agissant de part et d'autre du plan axial : galhaubans, bas-haubans, bastaques, pataras (s'il est en double) ; nous les appellerons contraintes d'action transversale.

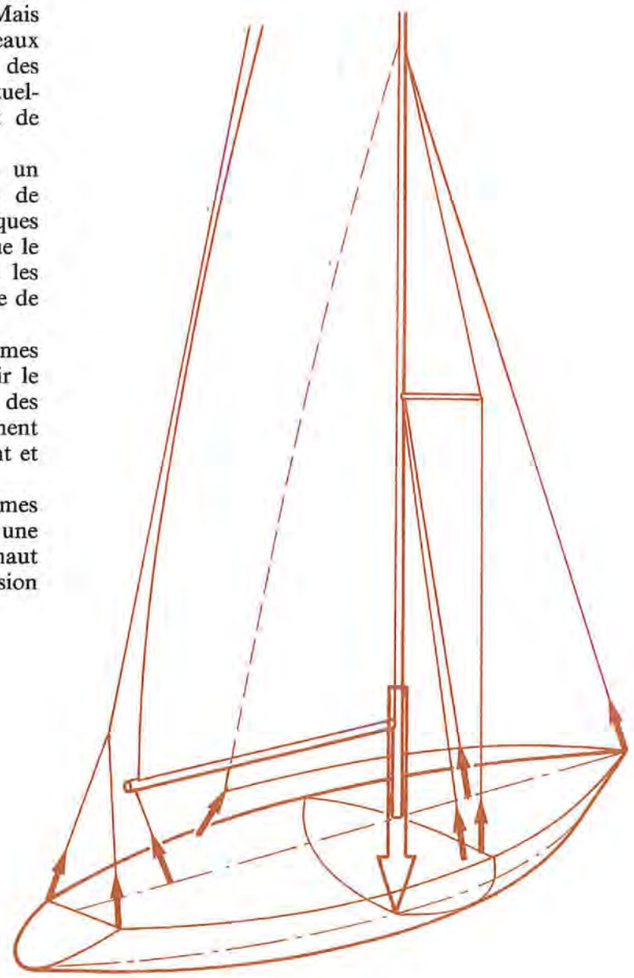


Fig. IV-3. Ensemble des efforts du gréement sur la coque et réaction du mât.

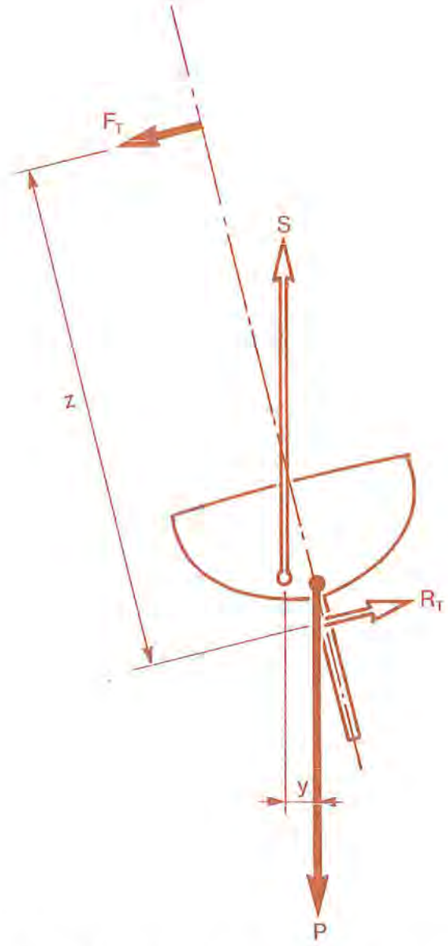


Fig. IV-4. Équilibre des couples de chavirement et de redressement.

b) les contraintes du gréement dormant agissant de part et d'autre du plan transversal passant par le mât : étai, bas-étai, point d'amure des focs, bas-haubans (s'ils sont décalés dans le sens longitudinal), bastaques, pataras ; nous les appellerons contraintes d'action longitudinale ;

c) les contraintes du gréement courant : écoute de grand-voile, écoutes de focs (sauf cas particulier on ne tiendra pas compte du gréement du spinnaker qui intervient à un moment où les autres contraintes sont réduites).

Les contraintes du groupe c seront en général décalées latéralement et longitudinalement par rapport au mât.

Éventuellement on sera amené à considérer également les contraintes dues aux retours des drisses si ceux-ci se font sur le pont sans reprise de leur effort au pied du mât. Mais il s'agit là de contraintes locales n'intervenant pas dans le travail de la coque proprement dit et susceptibles d'un traitement indépendant.

La somme des composantes verticales des trois groupes de contraintes sera égale à celle, de sens opposé, que le mât applique sur la coque. On notera que dans tout ceci le fait que le mât repose sur le pont ou la quille ne change rien.

IV-I-2.1. Contraintes d'action tranversale

On sait que la coque d'un voilier en route est soumise à l'équilibre de deux couples, le couple de chavirement représenté par l'effort exercé par le vent sur les voiles et la réaction de l'eau sur la coque et le couple de redressement, égal et de sens opposé, exercé par le poids du voilier et la force d'Archimède (fig. IV-4) *.

L'ensemble des forces exercées de part et d'autre du plan axial du voilier, est transmis à la coque par les éléments de structure sur lesquels ceux-ci sont repris : cloisons, goussets, renforts divers, le tout situé dans un plan transversal ou une zone relativement étroite située à leur niveau.

L'ensemble des forces constituant le poids du voilier est réparti sur toute la longueur de sa coque, la résultante étant située dans le plan transversal contenant le centre de gravité et le centre de carène.

Si les deux plans étaient confondus les efforts aboutiraient simplement à des contraintes de traction, compression et cisaillement dans ce plan qui pourraient être absorbées par une simple cloison ou une structure composite équivalente.

Malheureusement les deux plans dans lesquels les couples exercent leur action sont généralement décalés d'une certaine longueur de coque. Il va donc apparaître sur cette longueur, entre les deux plans, une torsion de moment égal au moment de redressement.

* Voir Tome 1, ch. III – B.

Pour qu'un corps résiste à un moment de torsion M_t il faut que :

$M_t \leqslant R_{pg} \cdot I_0/v$ *

Dans la portion de coque qui nous intéresse c'est la section du bordé située juste en arrière de la cloison du mât qui sera la plus sollicitée puisque c'est elle qui, étant la plus petite, aura le module de torsion I_0/v le plus faible.

La configuration que nous venons d'étudier est la plus simple. Elle peut devenir plus complexe si, par exemple, le mât est muni de bastaques ou d'un pataras double ; une partie du moment de chavirement est transmise par ceux-ci en des points de la coque situés beaucoup plus en arrière que la section de mât et une partie du moment de torsion sera transférée au niveau de leur ancrage.

De même, sur un voilier à plusieurs mâts, le couple de chavirement total sera réparti entre les sections correspondant à chacun d'eux.

Nous voyons tout de suite apparaître des facteurs fondamentaux qui devront être pris en considération lors de la conception de la structure, à savoir que la partie de la coque située entre le (ou les) mât(s) et le centre de gravité devra être conçue pour résister en partie à des efforts de torsion. Si l'on sait que ces sollicitations induisent des efforts de cisaillement diagonaux (fig. IV-5) se traduisant, dans le cas d'un tube (et la coque n'est-elle pas une sorte de tube ?) à son écrasement, on voit que dans le cas de matériaux hétérogènes ou de bordés composés d'éléments ayant chacun une fonction spécifique, la direction de meilleure résistance, (ou les renforts spécialisés) devra être orientée selon ces directions diagonales.

Ceci est automatiquement réalisé, par exemple, dans une construction en bois moulé puisque les plis de bois sont orientés de cette façon. Dans une construction en stratifié, une partie des renforts devra, dans cette section de la coque, être disposée en diagonale ; deux nappes croisées de tissus unidirectionnels seront une bonne solution.

De même, il était courant autrefois, dans les voiliers en construction bois traditionnelle de qualité de disposer, entre le bordé et les membrures, des lattes de métal orientées en diagonales.

Il peut être amusant de noter que le Primat, un petit voilier en contre-plaqué dessiné par E.G. van de Stadt et qui eut beaucoup de succès dans les années soixante, comportait des lisses en diagonale.

IV-I-2.2. Contraintes d'action longitudinale

Un mât sensiblement au milieu de la coque poussant vers le bas et un haubannage tirant vers le haut en avant et en arrière, cela va induire dans la poutre navire une flexion longitudinale dont le moment, par rapport au plan du mât, est la somme des moments des divers éléments du gréement concernés.

Pour qu'un corps résiste à un moment de flexion M_f il faut que :

$M_f \leqslant R_p \cdot I_{Gy}/v$

Le moment fléchissant maximum se situera ici aussi au niveau du (ou des) mât(s), c'est donc la section à ce niveau qui sera à considérer.

Dans le cas présent la sollicitation de flexion va entraîner des contraintes de compression dans le haut de la coque, de traction dans le bas et de cisaillements transversal et longitudinal entre celles-ci. Ces dernières peuvent être assimilées à des efforts diagonaux de traction ou compression comme on le constaterait en remplaçant la coque par une poutre en treillis (fig. IV-6).

La conception de la structure nécessaire s'orientera donc vers des éléments longitudinaux travaillant en compression en haut de la section et en traction en bas, reliés par des éléments diagonaux travaillant en traction ou en compression.

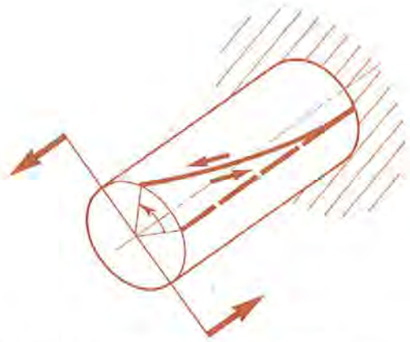


Fig. IV-5. La torsion fait intervenir des contraintes diagonales qui peuvent être encaissées par un treillage.

* Le détail de toutes ces formules est rappelé au § IV-II-1.2.

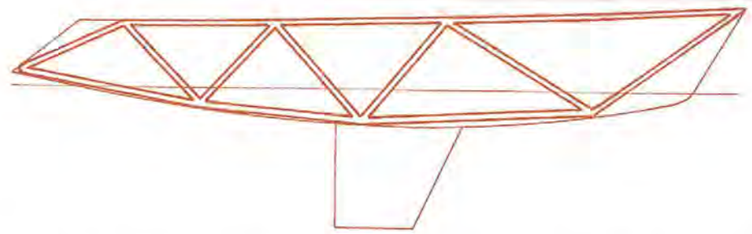


Fig. IV-6. Pour la flexion, comme pour la torsion, une coque peut être assimilée à une poutre en treillis. En la combinant avec la triangulation de la figure IV-7, en y incluant le varangage et en choisissant pour les nœuds des points correspondant à des efforts localisés (écoute de foc, pataras, etc.) on peut constituer une poutre qui encaisse tous les efforts auxquels est soumise la coque. Mais le même effet peut être obtenu aussi en plaçant sur le bordé des renforts judicieux.

La direction des efforts n'étant généralement pas verticale, leurs composantes horizontales vont induire des contraintes de compression transversales ou longitudinales dans le plan de leur point d'attache.

Par ailleurs la contrainte transversale entre les cadènes de hauban au vent et le mât justifie la présence de un ou plusieurs barrots prenant appui sur un solide coussin d'étambrai et conduira toujours le mât à prendre appui sur le côté au vent de celui-ci.

Pour un mât posé sur le pont l'effort de compression transversale de la cadène ne sera plus transféré à l'étambrai qui a disparu mais à l'ensemble de la structure transversale la reliant à la coque et au lest. S'il n'est pas prévu de cloison dans ce plan, des tirants reliant la cadène à la varangue la plus proche s'imposent, de même bien sûr, qu'une épontille (fig. IV-7).

Le support de pied de mât encaissera pour sa part des efforts latéraux dirigés sous le vent (voir VI[e] partie).

Compte tenu du fait que tous les éléments du gréement dormant viennent se fixer sur le mât il serait parfaitement justifié d'envisager, sous le pont, une série de renforts rayonnant vers l'étambrai. Pour le moins, on évitera de placer des ouvertures sur ces axes, à moins de les encadrer d'une structure rigide adéquate.

Lorsqu'il n'y a pas de cloison ou de structure équivalente, le pont, du fait de son bouge aura tendance à se soulever au niveau des cadènes, c'est pourquoi dans ce cas, il est indispensable de relier le pont à la quille par un tirant.

IV-I-2.3. Contraintes du gréement courant

Les points d'ancrage de ces manœuvres étant généralement décalés transversalement et longitudinalement leur composante verticale viendra s'ajouter à celle du gréement dormant dans les deux systèmes précédents. Elles auront également des composantes horizontales. Mais celles-ci seront de directions variables et l'équilibre de leurs

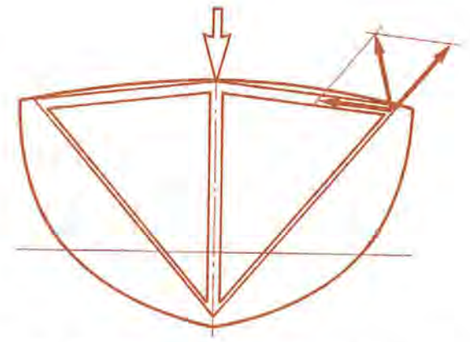


Fig. IV-7. Triangulation au niveau du mât pour équilibrer la pression de celui-ci et la traction des haubans. Avec un mât descendant sur la quille, les deux demi-barrots, placés en ligne droite, prendront appui sur chaque côté de l'étambrai.

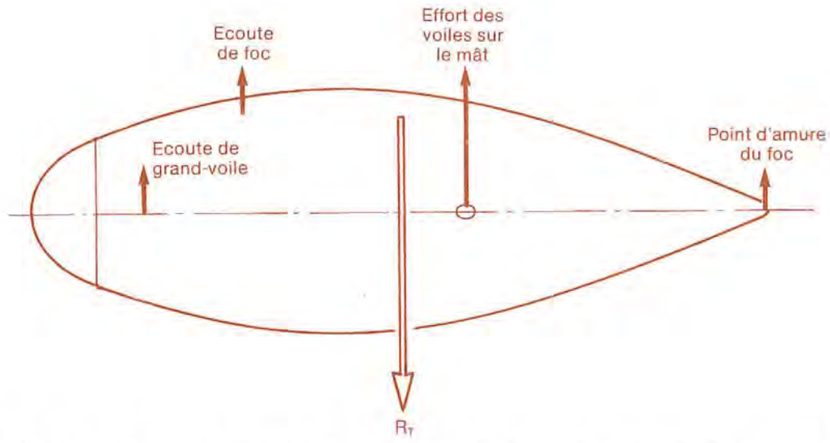


Fig. IV-8. En plan, la somme des efforts latéraux sur la coque équilibre la résistance transversale hydrodynamique.

moments se fera non pas par rapport au mât mais par rapport au centre de pression hydrodynamique étant entendu que l'on inclut dans les contraintes en question celles des points d'amure et de drisse (fig. IV-8). Il est bon de noter en passant que la résultante de toutes ces forces est égale à la résultante des pressions du vent sur la voilure. Il en résultera un moment fléchissant latéral dont la valeur maximum sera atteinte à hauteur du centre de dérive.

Heureusement ces contraintes sont faibles par rapport à toutes les autres et la section intéressée (généralement vers le bau maxi) ayant son module de flexion maximum dans le sens transversal il ne sera pas, dans la plupart des cas, indispensable d'en tenir compte.

IV-I-3. CONTRAINTES DUES À LA RÉPARTITION DES POIDS

Sur les grands navires, il s'agit là de la principale source de contraintes auxquelles est soumise la poutre navire.

Pour un voilier, à l'exception du lest, les charges représentent une proportion faible du poids total et leur influence n'est pas déterminante tant que l'on reste dans des longueurs inférieures à une quinzaine de mètres. Au-delà elles devront être prises en considération surtout si la coque est fine. Il est donc bon de savoir comment elles se manifestent, d'autant que les mouvements de l'eau et du voilier viendront les modifier comme nous le verrons plus loin.

La coque à l'arrêt reçoit de l'eau une poussée dont la répartition longitudinale revêt une forme semblable à celle de la courbe des déplacements * (fig. IV-9 a).

À l'opposé, l'ensemble des poids du voilier, coque, lest, moteur, réservoirs, équipements divers... définit une courbe des poids de forme irrégulière mais délimitant une surface égale à la précédente. Pour des commodités de calcul on établit généralement cette courbe en divisant la coque en un certain nombre de tranches successives.

La différence entre ces deux courbes va déterminer la courbe de charge de la poutre navire.

Par une première intégration de cette courbe on obtient celle des efforts tranchants (fig. IV-9 b) puis, par une seconde celle des moments fléchissants (fig. IV-9 c).

* Courbe des aires affectée d'un coefficient égal à la densité de l'eau.

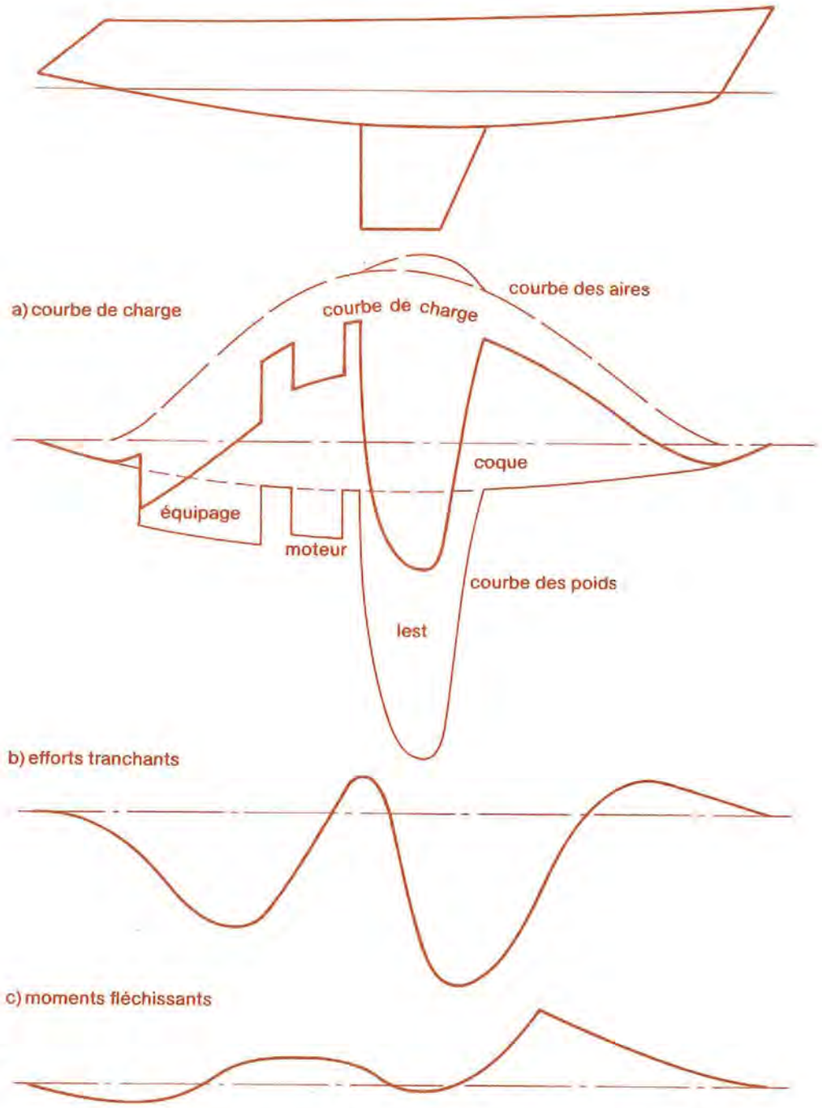


Fig. IV-9. Si le principe de calcul reste le même que pour tout autre navire, la forme des courbes des efforts tranchants et des moments fléchissants de la poutre navire d'un voilier moderne revêt une forme particulière du fait de l'importance du poids du lest et de la courbe de charge (différence entre la courbe des déplacements et la courbe des poids) qui en résulte. Les courbes représentées, données à titre d'exemple, n'intègrent que les éléments principaux constituant l'ensemble et n'ont aucune prétention à la précision.

D'autre part, il faudrait y superposer les efforts d'action longitudinale du mât et du gréement.

Fig. IV-10. Les deux cas extrêmes du voilier sur houle, le plus dangereux étant celui où la coque est placée entre deux crêtes.

En raison de l'importance du poids du lest dans l'ensemble, ces courbes revêtent des formes très accidentées avec des maxima qui ne se situent pas toujours aux mêmes points que sur un navire classique.

On ajoutera ces courbes des efforts tranchants et des moments fléchissants dus à la charge à ceux dus aux contraintes d'action longitudinale du gréement pour obtenir les contraintes globales en flexion de la poutre navire à l'arrêt.

IV-I-4. CONTRAINTES DUES AUX MOUVEMENTS DE LA SURFACE DE L'EAU

Celles-ci auront deux causes : d'une part la modification des pressions hydrostatiques au passage de la vague, d'autre part, les accélérations provoquées par les mouvements de l'ensemble du voilier.

IV-I-4.1. Contraintes dues à la modification des pressions hydrostatiques

Nous venons de voir comment, en fonction de la courbe de charge et des contraintes d'action longitudinale du gréement, se répartissaient les contraintes de flexion sur la poutre navire à l'arrêt, en eau plate.

Dès que le voilier se déplace la répartition des poussées va changer, entraînant une modification, assez faible, des contraintes.

Cette modification sera plus importante au passage des vagues avec deux cas extrêmes lorsque le voilier est en équilibre sur une crête ou, au contraire, se trouve posé entre deux d'entres elles (fig. IV-10 a et b).

Le premier cas n'est pas gênant puisque, réduisant les efforts verticaux de bas en haut aux extrémités, le poids de celles-ci équilibre alors partiellement les tractions du gréement.

Il en va tout autrement dans le second cas où, au contraire, toute une partie du poids vers le centre de la carène n'est plus soutenu tandis que les réactions correspondantes sont reportées vers les extrémités.

La variation de ces contraintes aura de plus un effet particulièrement néfaste au niveau de la fatigue du matériau dont est construit la coque.

Cela peut prendre une grande importance sur des voiliers longs et fins et on se souviendra sûrement des problèmes qu'avait connu *Vendredi 13,* le trois mâts de J.Y. Terlain, de ce fait.

Il s'agit en tout cas, ici aussi, de contraintes de flexion, principalement dans le sens vertical, mais également, à la gîte, dans le sens transversal.

Le calcul exact des efforts tranchants et des moments fléchissants sur houle est extrêmement complexe puisqu'il fait intervenir la variation d'immersion de chaque tranche de la coque en fonction de la forme de la houle (sinusoïdale ou trochoïdale).

Il nécessite donc des moyens informatiques puissants. Signalons qu'il existe un programme de ce type à la Direction des Constructions et Armes Navales (DCAN) de Lorient.

IV-I – 4.2. Contraintes dues aux accélérations

Du fait du désordre de ses mouvements un voilier est soumis à des accélérations de toutes directions et valeurs mais situées principalement dans le plan vertical axial. Leur effet se fera

d'autant plus sentir que les masses mises en mouvement se situeront plus loin du centre de gravité de l'ensemble.

C'est pourquoi c'est essentiellement le gréement qui en fera les frais, les masses les plus éloignées étant les haubans eux-mêmes mais surtout la mâture et la voilure.

Il est très difficile d'en évaluer la valeur mais nous verrons au chapitre consacré au calcul du gréement de quel ordre de grandeur peut être la variation des efforts dans les différentes parties du gréement.

C'est bien sûr de la valeur maximum dont il faudra tenir compte pour tous les calculs de la coque.

Une étude complète du phénomène passe par celle des mouvements du voilier et de sa réponse à ceux des vagues. Dans l'hypothèse la plus simple on supposera que le voilier se déplace avec les particules d'eau et suit donc les mêmes équations du mouvement.

Mais une étude précise nécessite une analyse détaillée du spectre de vague que le voilier sera amené à rencontrer et à en calculer les effets sur celui-ci en tenant compte de son inertie et de l'amortissement aéro et hydrodynamique des mouvements.

Ces méthodes de calcul, utilisées couramment dans la grande construction navale dépassent largement les possibilités de l'architecte naval de plaisance, car elles nécessitent la mise en œuvre de puissants moyens informatiques.

Ces problèmes étudiés par St Denis et Pierson [1] ont été largement développés depuis et leur application à l'informatique décrite par Moore [2].

A titre d'exemple, pour un voilier de 12,34 m déplaçant 9 638 kg et dans des vagues de 5 m de creux on obtient pour la seule accélération verticale une valeur de 0,2 g [3]. Mais il est certain que les accélérations angulaires dans les mouvements de tangage atteignent des valeurs proches de 1 g vers l'étrave ou au centre de gravité du gréement.

L'effet de ces accélérations peut devenir extrêmement grave lorsque des phénomènes de résonance interviennent c'est-à-dire lorsque, du fait de leur période propre, des éléments du voilier, comme le gréement et la coque par exemple, réagissent à contretemps.

On se souvient peut-être du premier démâtage de *Pen Duick VI* dans l'Atlantique lors de la première course autour du monde en 1973. Un croisillon assurant la transmission à l'épontille de l'effort de compression du mât posé sur le pont et devant supporter une charge **centrée** de 60 tonnes avait été retrouvé écrasé sur le **côté droit.** L'accident s'était produit alors que le voilier naviguait au près bâbord amures dans une mer très dure où il tapait énormément. Or j'avais été frappé par le peu de hauteur du collier recevant le pied de mât, trois doigts, pas plus de 4 à 5 cm. Dans ces conditions il semble très probable que les choses se soient passées de la façon suivante.

Dans les mouvements très durs de la mer, l'ensemble de la mâture et du gréement d'une part, la coque de l'autre sont entrés en résonance et le mât est sorti de son étambrai pour retomber comme un bélier à quelques centimètres sous le vent faisant supporter au croisillon un effort non seulement très élevé mais décentré, pour lequel il n'était pas conçu.

D'autres contraintes particulières peuvent encore s'appliquer à une coque de voilier.

C'est le cas par exemple de celles dues aux gouvernails suspendus avec ou sans aileron.

Le point d'application de la réaction de l'eau s'exerçant bien en dessous de la fixation provoque sur l'arrière de la coque un moment de torsion non négligeable.

Autre exemple : la fixation de l'aileron de lest. On pense généralement que l'effort principal auquel elle est soumise est dû au porte-à-faux à la gîte. On oublie qu'en marche normale au près ce porte-à-faux est compensé dans une part importante par la réaction de l'eau qui exerce un moment de sens opposé.

En fait, les efforts les plus importants auxquels est soumis un lest sont provoqués par les accélérations verticales dues au pilonnement dans les vagues provoquant des contraintes alternées et, d'une façon toute différente, aux échouages (volontaires) et aux échouements (involontaires). Néanmoins, parce que ce cas constitue un extrême, c'est pour un angle de gîte de 90°, correspondant au maximum de porte-à-faux du lest que l'on calcule le varangage.

Toutes les contraintes vont en fin de compte venir s'additionner ou se combiner dans les différentes parties de la coque.

En conclusion on retiendra que la coque d'un voilier doit résister à des contraintes de pression, de torsion et de flexion longitudinale surtout mais parfois aussi transversale.

Certaines de ces contraintes peuvent être calculées à partir de données à peu près connues, pression hydrostatique, travail du gréement, ré-

partition de la charge, mais pour d'autres, liées à des phénomènes dynamiques on ne possédera que peu de données quantifiées ce qui nécessitera d'avoir recours à des coefficients de sécurité plus ou moins arbitraires, mais néanmoins en accord avec l'expérience, à moins de pouvoir disposer de moyens d'analyse très puissants. On peut raisonnablement penser que, dans un avenir assez proche, on pourra disposer de données plus précises grâce aux études menées par l'INERN ou dans le cadre de la participation à la Coupe de l'America.

IV-II LES MOYENS DISPONIBLES POUR CALCULER OU DÉFINIR LES ÉCHANTILLONNAGES

Une fois que les contraintes auxquelles la coque est soumise sont supposées connues, il reste à utiliser ces données pour passer au stade du calcul des structures.

Il faut bien dire que dans la réalité des faits les architectes navals de plaisance n'atteignent ce stade que très exceptionnellement se basant la plupart du temps sur leur expérience personnelle quand ils ne s'en remettent pas tout simplement (c'est le cas de certains) au chantier qui, en définitive est alors seul responsable vis-à-vis du client.

Ces deux attitudes ne sont pas fondamentalement mauvaises dès lors qu'il s'agit d'architectes et de chantiers sérieux bénéficiant d'une longue expérience. Les méthodes sont cependant difficilement transmissibles parce que confidentielles et posent donc le problème de l'information de celui qui désire s'intéresser à l'architecture navale. D'autre part elles ne permettent pas d'obtenir du matériau ses performances optimums, tant sur le plan mécanique qu'économique. Il n'est que de constater la disparité des échantillonnages des voiliers présentés à l'approbation de la Commission de sécurité de la navigation de plaisance pour en être convaincu. Sans même compter les prototypes destinés uniquement à la course, les écarts vont facilement du simple au double pour des voiliers de caractéristiques analogues.

Comme il existe extrêmement peu de cas de voiliers ayant coulé par suite d'une insuffisance de leur échantillonnage [17] on serait tenté de penser que la limite inférieure est encore trop élevée. Ce serait faire abstraction du vieillissement qui ne se traduit généralement pas par la crevaison du bordé mais, pour les coques en stratifié, par des délaminages partiels, rarement décelables, par la désolidarisation de cloisons, de renforts ou de contre-moulages divers ; pour les coques en métal par une déformation permanente du bordé (surtout sensible sur l'alliage léger) et, pour le bois moulé ou le contre-plaqué par des fissurations de lisses ou de membrures, des ruptures de cloisons, etc.

Si l'architecte ou le chantier ne disposent pas de l'expérience ou de l'information nécessaires ils devront se retourner soit vers des tables connues soit vers les règlements des sociétés de classification, soit vers des méthodes de calcul.

IV-II-1. LES MÉTHODES DE CALCUL

Celles-ci peuvent être plus ou moins sophistiquées selon la précision du but recherché, allant de la simple étude d'éléments ponctuels basée sur les méthodes classiques de la résistance des matériaux (résistance du bordé à une pression définie, résistance de la poutre navire en torsion et flexion) à la méthode des éléments finis permettant d'analyser les contraintes dans tout l'ensemble de la coque.

Il va sans dire que nous nous en tiendrons ici à la première méthode, la seconde requérant à elle seule des connaissances mathématiques (calcul matriciel) et des moyens informatiques dépassant la possibilité du lecteur auquel nous nous adressons. Ceux qui désireraient s'informer sur ces possibilités pourront se reporter aux références [4] à [8].

IV-II-1.1. Rappel de quelques éléments de résistance des matériaux

Les matériaux utilisés en construction navale de plaisance se répartissent en plusieurs groupes selon qu'ils sont homogènes (acier, alliage léger)

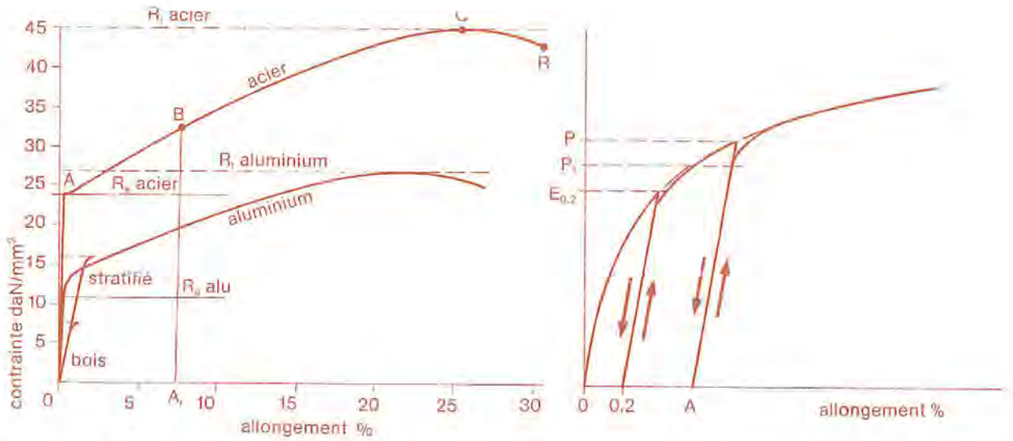


Fig. IV-11. Courbes de traction de divers matériaux : à gauche, acier, aluminium, stratifié et bois ; à droite, acier inoxydable austénitique. Si pour l'acier il est facile de définir une limite élastique, cela est moins net pour l'aluminium et, pour le stratifié et le bois, elle est pratiquement confondue avec la charge de rupture. Le comportement de l'acier inoxydable austénitique est particulier en ce sens qu'à l'origine il ne présente pas de zone de déformation élastique ; en revanche, après avoir été soumis à une charge P puis relâché, il présente une zone élastique jusqu'à une charge P_1 environ 10 % inférieure à P. Par convention on fixe sa limite élastique à la contrainte correspondant à un allongement de 0,2 %. Certains alliages ont un comportement semblable.

non homogènes (bois) ou composites (bois moulé, contre-plaqué, stratifié, sandwiches, ferrociment).

Les caractéristiques des matériaux homogènes se résument essentiellement à trois valeurs principales repérables sur les graphiques efforts/allongements qui sont obtenus à partir d'essais sur des éprouvettes.

On voit que les courbes de traction (fig. IV-11) présentent généralement une portion rectiligne 0A qui s'interrompt par un brusque crochet ou un arrondi suivi d'une zone où l'allongement s'accroît beaucoup plus vite que la résistance, celle-ci passant parfois par un maximum C avant que ne se produise la rupture en R.

La partie rectiligne est le domaine élastique ; si l'effort cesse, l'allongement redevient égal à 0 et le point A définit la valeur de la limite élastique R_e.

La partie AC de la courbe correspond à la zone de déformation plastique. Si l'effort atteint le point B, lorsqu'il sera supprimé l'allongement ne reviendra pas à 0 mais en A_r selon une parallèle à la droite 0A. A_r est l'allongement rémanent.

Chez certains matériaux comme le bois ou le stratifié la zone de déformation plastique est extrêmement réduite et l'écart entre R_e et R_r est très faible.

Pour d'autres matériaux on constate un autre phénomène.

La courbe allongement/traction ne présente ni partie rectiligne ni inflexion brusque permettant de définir une limite entre zone élastique et plastique, c'est le cas en particulier des aciers inoxydables austénitiques utilisés en construction navale. Dans ce cas lorsque l'effort exercé cesse il reste un allongement rémanent. Pour définir quand même une limite élastique on détermine l'effort qui conduit à un A_r de valeur fixée à 0,2 % (1 % en Allemagne).

On constate par ailleurs sur ces métaux un autre phénomène. Lorsqu'on applique à nouveau un effort sur l'éprouvette la courbe d'allongement, partant de A_r, est rectiligne jusqu'à une valeur de R égale à environ 90 % de l'effort initial. Toute cette zone est devenue élastique. On peut donc donner à ces aciers des caractéristiques d'élasticité

élevées par écrouissage ou précontrainte. Ainsi, par exemple, un hauban qui aura subi une précontrainte égale à 75 % de sa charge de rupture aura un comportement élastique jusqu'à 67,5 % de celle-ci.

A partir des courbes de traction on définit ainsi généralement :

• **la résistance à la rupture à la traction R_t,** donnée le plus souvent en daN/mm² ou cm² * ;

• **la résistance ou limite élastique à la traction R_e** correspondant au point A de la courbe de traction ;

• **le module d'élacticité longitudinal E,** ou module de Young, donné également en daN/mm² ou cm² ou en MPa qui caractérise l'aptitude du matériau à l'allongement et représente l'effort par unité de section qui, dans l'hypothèse où l'on se trouverait dans une zone d'élasticité parfaite, allongerait l'éprouvette de sa propre longueur.

Selon la constitution des matériaux, les valeurs de ces caractéristiques peuvent être modifiées par le type de contrainte exercée. Ainsi, alors que pour les matériaux laminés ou filés la résistance en compression est à peine inférieure à celle en traction, la résistance au cisaillement n'est que la moitié environ de celle-ci. La différence peut être encore plus importante pour les métaux coulés. Ainsi la fonte ordinaire a une résistance en compression de 6 à 8 daN/mm² contre 1,4 à 3 daN/mm² en traction.

Le module d'élasticité suit bien sûr les mêmes lois ; pour les métaux par exemple, le **module d'élasticité transversal G** ** (cisaillement ou torsion) est à peu près égal à 0,4 E.

On peut calculer G à partir de E si l'on connaît une autre caractéristique du matériau : le **coefficient de Poisson** μ qui définit le rapport entre la contrainte transversale unitaire et l'allongement axial unitaire d'une éprouvette soumise à un effort de traction, $\mu = \frac{E}{2G} - 1$

Soit pour :
acier $\mu = 0{,}27$
alliage léger $\mu = 0{,}33$
contre-plaqué $\mu \simeq 0{,}24$

Il est donc très important, lorsque l'on a besoin de résultats précis ou lorsque l'on veut comparer des matériaux différents, de disposer de **toutes** les caractéristiques mécaniques des matériaux choisis dans la nuance et après traitement exacts pour le type de contrainte considéré ce qui n'est pas toujours aisé pour les matériaux non homogènes comme le bois ou composites comme les stratifiés. Ceci est malheureusement très difficile à obtenir, les catalogues des fournisseurs français se contentant en général des résistances à la rupture, de la limite élastique et du module d'élasticité en traction.

D'autres caractéristiques comme l'**allongement, A %,** sont contenues dans le module d'élasticité ou, comme la dureté, la ductilité, la résistance au choc, la résistance à la fatigue, ne sont utilisées que dans des cas particuliers.

La **dureté,** par exemple, n'a guère besoin d'être commentée. Selon la méthode d'essai utilisée elle sera caractérisée par un degré Brinell ou Rockwell. La dureté Barcol sert à définir certaines caractéristiques des stratifiés, en particulier leur état de polymérisation. Elle se situe autour de 50 pour une polymérisation considérée comme achevée.

La **malléabilité** est l'aptitude d'un matériau à conserver l'allongement auquel il a été soumis entre la limite élastique et la rupture.

Les métaux ont une grande malléabilité qui permet leur formage à froid, le bois ou le verre, par contre, dont la limite élastique et la rupture sont presque confondues n'ont pratiquement pas de malléabilité.

La **capacité d'absorption énergétique** découle également de l'étude des courbes de la figure IV-11 ainsi que d'une propriété complexe du matériau, la **résilience**.

L'énergie absorbée par un matériau soumis à une charge donnée est égale au produit de cette charge par l'allongement correspondant. Elle équivaut à la surface incluse entre la courbe et l'axe des abscisses. Si l'on s'en tient à la déformation élastique et en rapportant la résistance du matériau à sa densité (tableau IV-I) on voit que le stratifié vient en tête suivi par le bois avec, loin derrière, les métaux. Par contre, si l'on considère la résistance à la rupture il en va tout autrement, l'aluminium vient en tête, suivi de l'acier avec, loin derrière, le stratifié et le bois.

La **résistance au poinçonnement** met en œuvre la flexion d'une zone extrêmement restreinte qui s'apparente au cisaillement. Le phénomène n'étant intéressant qu'à la rupture, on retrouve le même classement que pour la capacité d'absorption énergétique, à savoir aluminium, acier, stratifié et bois (Tableau IV-II).

TABLEAU IV-I
CAPACITE D'ABSORPTION ENERGETIQUE DES MATERIAUX EN FLEXION
(d'après *Structure et construction du voilier,* J.P. Aubry)

Matériau	Energie absorbée sans déformation permanente $1\,000 \times \frac{R_e^2}{2dE}$	Energie absorbée jusqu'à rupture par déformation permanente (environ)
Bois	54	100
Stratifié	90	120
Aluminium	3,8	1 600
Acier	1,8	1 150

TABLEAU IV-II
RESISTANCE AU POINCONNEMENT COMPAREE DES MATERIAUX
(d'après *Structure et construction du voilier* J.P Aubry)

Matériau	Energie absorbée jusqu'à poinçonnement complet du panneau (environ)
Bois	0,6
Stratifié	20
Aluminium	900
Acier	640

La résistance à la fatigue est liée à l'alternance ou à la variation cyclique des efforts. Très difficile à calculer elle est généralement déterminée par essai sur éprouvettes.

Elle peut être provoquée par la variation normale des efforts comme la pression de l'eau sur le bordé mais aussi par des vibrations provoquées au moment du choc de ce même bordé dans les vagues ou entretenues par une source mécanique (ligne d'arbre d'hélice), aérodynamique (gréement) ou hydrodynamique (dérive, safran).

La résistance à la rupture diminue au fur et à mesure que le nombre de cycles augmente et que l'effort croît. Elle peut rester pratiquement constante en deçà d'un certain effort et chuter rapidement si celui-ci est dépassé.

Le bois résiste très bien à la fatigue, le stratifié également tant que l'on ne dépasse pas un certain taux de contrainte, certaines matières plastiques très bien (on en fait des charnières), les métaux généralement d'autant moins que leur alliage est plus complexe.

On admet par exemple pour 10^5 cycles :
0,33 R_r pour le stratifié ;
0,50 R_r pour l'acier et l'alliage léger.

La résistance au fluage est nécessaire à connaître lorsque le matériau est soumis à un effort permanent, il cède progressivement sous cet effort tout en conservant son équilibre et presque sans rien perdre de ses caractéristiques sinon de sa forme.

Les métaux sont peu sensibles au fluage à condition de rester nettement en dessous de la limite élastique. Au contraire, les matières plastiques, le bois y sont soumis.

La **résistance au choc** diffère des précédentes en ce qu'elle fait intervenir un paramètre dynamique, la vitesse de propagation de l'onde de choc dans le matériau :

$V = \sqrt{\frac{E}{d}}$ avec :
V : m/s
E : N/m²
d : kg/m³

Les matériaux résistent d'autant mieux que cette vitesse est faible et le stratifié vient alors en tête avec le bois.

Dans les matériaux non homogènes, bois, composites, les caractéristiques mécaniques peuvent être très différentes selon la direction ou le type de la contrainte. Ainsi le bois, par exemple, pourra, selon les espèces, voir le rapport entre sa

* Rappelons que 1 daN ≃ 1 kg, exactement 1,02 kg. Dans le système S.I. l'unité de contrainte ou de résistance est le pascal (Pa) = 1×10^6 N/m². Pour plus de commodité on utilise le mégapascal MPa = 1 N/mm². On rencontrera souvent les deux unités daN/mm² ou MPa ; 1 daN/mm² = 10 MPa.

** On l'appelle aussi module d'élasticité de cisaillement, module de rigidité ou module de Coulomb.

résistance en traction dans des directions parallèles ou perpendiculaires aux fibres, varier entre 25/1 pour les feuillus durs (charme, fruitiers) et 50/1 pour les résineux légers (spruce, sapin...).

Pour ce matériau ce qu'il est surtout important de connaître c'est le rapport entre sa résistance en traction et en compression dans une direction parallèle aux fibres (cas des lisses et serres ou d'un ensemble lisse + bordé). Ce rapport est compris entre 2 et 3 selon les espèces.

Dans un matériau dont les composants ont des directions de résistance privilégiées comme un mois moulé, un contre-plaqué ou un tissu de verre l'orientation de l'effort par rapport à ces directions modifiera la résistance du matériau selon un coefficient d'efficacité η. Ce coefficient $\eta = \Sigma a_n \cos 4\ \theta$ dans une formule simplifiée où a_n est le volume partiel du groupe de fibres faisant un angle θ avec la direction de l'effort (fig. IV-12).

Le tableau ci-dessous en résume les résultats.

Orientation des fibres	Direction de l'effort	η
Parallèles	Parallèle Perpendiculaire	1 0
Croisées à 90°	Perpendiculaire à une couche A 45°	0,5 0,25
Uniforme dans le plan	Quelconque dans le plan	0,375
Uniforme dans l'espace	Quelconque	0,2

Le liant, résine ou colle modifiera quelque peu ces coefficients théoriques. Ainsi un bois moulé avec plis à 90° et collage époxyde aura un coefficient $\eta \simeq 0{,}75$ dans le sens d'un des plis et 0,375 à 45°, un stratifié de tissu de verre équilibré (composition égale en chaîne et en trame) aura à 45° un coefficient $\eta \simeq 0{,}5$ au minimum et un unidirectionnel conservera encore à 90° un coefficient $\eta \simeq 0{,}25$ ceci pour des pourcentages de poids de verre d'environ 50 %.

Dans un composite comme le stratifié, la résistance au cisaillement sera très différente selon que la contrainte s'exercera perpendiculairement aux couches de renforts ou dans le plan séparant ceux-ci entraînant ce que l'on appelle le délaminage. Celui-ci se produira en particulier lors des

Fig. IV-12. Angle d'orientation de l'effort par rapport à la direction des fibres pour le calcul du coefficient d'efficacité.

sollicitations de flexion, du fait des contraintes de cisaillement longitudinal. Celles-ci sont en effet supportées presque uniquement par la résine de liaison.

C'est là un des problèmes les plus délicats de la résistance des stratifiés utilisés en construction navale de plaisance car, du fait de leur procédé de fabrication au contact par superposition de couches successives de renforts, leur structure est bi-dimensionnelle. Seuls des procédés d'imprégnation *in situ* permettraient d'utiliser des renforts à structure tri-dimensionnelle. Par ailleurs il serait vain de vouloir utiliser (en flexion tout au moins) des renforts à hautes caractéristiques mécaniques, s'ils ne sont pas associés à des résines de qualités en rapport.

Ces différences par rapport aux matériaux homogènes conduiront à définir des caractéristiques de résistance de rupture, de limite élastique, de module d'élasticité différentes en traction et compression, donc en flexion (combinaison des deux), et parfois en cisaillement, chacune devant être appliquée à bon escient pour le type de contrainte considéré.

L'imprécision dans la détermination des efforts, la mauvaise connaissance ou la tolérance dans les caractéristiques des matériaux, la fatigue, font qu'il n'est pas possible d'utiliser directement dans le calcul les caractéristiques connues ou estimées de ceux-ci.

On doit leur appliquer un **facteur de sécurité,** R_r/R_pmax. conduisant à des caractéristiques pratiques. La valeur de ce coefficient est variable selon la précision des éléments du calcul et le type d'efforts. En mécanique, où pourtant ces éléments sont relativement bien connus, il varie de 2 à 5 pour des efforts constants, de 3 à 7 pour des efforts variables de même sens et de 6 à 14 pour des efforts

variables alternés. Il est rare qu'on aille aussi loin en construction navale de plaisance et, selon les sources, le coefficient de sécurité pour le calcul du bordé peut atteindre les valeurs suivantes :

- bois massif : 2,5 à 5 sur la résistance à la rupture en flexion ;
- bois moulé, contre-plaqué : 4 à 10 sur la résistance à la rupture en flexion ;
- stratifié : 2 à 10 sur la résistance à la rupture en flexion ;
- métal : 2 à 4 sur la résistance à la rupture à la traction.

Comme on le voit ces coefficients vont, au mieux, du simple ou double.

On peut être étonné de voir donner au bois massif un coefficient moitié du bois moulé ou du contre-plaqué. C'est qu'il est considéré seul et non dans un ensemble structuré alors que les deux autres sont handicapés par leur coefficient d'efficacité. En fait, dans un ensemble en construction classique, bordé rivé sur membrure, il ne sera pas inférieur à 5. Il pourrait atteindre 3 dans une construction en petites lattes ou en bordés collés sur chant.

Pour le stratifié l'écart est très grand en raison du comportement particulier à des sollicitations diverses que l'on peut étager ainsi :

- Charge statique à court terme : 2
- Charge statique à long terme : 4
- Charge variable : 4
- Charge répétée : 6
- Fatigue ou charge alternée : 6
- Chocs répétés : 10

Personnellement j'adopterais les valeurs suivantes, le minimum s'appliquant à des voiliers de course, le maximum à des voiliers de croisière.

- bois massif : 5
- bois moulé, contre-plaqué : 2,5 à 4
- stratifié : 4 à 6
- acier : 2 à 3
- alliage léger : 2,5 à 4

Le bois massif n'a qu'un coefficient pour la croisière (on ne construit plus ainsi de voiliers de course). A noter que selon les normes B 51-008 et B 52-001 il devrait être de 5 sur la résistance à la rupture moyenne en flexion à 12 % d'humidité auquel il faudrait ajouter un correctif pour l'humidité qui sera estimée à 15 %.

La plage la plus large est fournie pour le stratifié car c'est là où les différences de qualité de mise en œuvre peuvent être les plus grandes.

Les coefficients de l'alliage léger sont plus élevés que ceux de l'acier pour tenir compte d'un taux de fatigue et d'une ductilité moins favorables.

Les tableaux ci-après résument les caractéristiques des principaux matériaux utilisés en construction navale de plaisance. Les graphiques de la figure IV-13 donnent les caractéristiques minimums en fonction du poids de verre des stratifiés mat (ou projeté) et roving établies par le GPRMC (Groupement des Plastiques Renforcés du Marché Commun).

IV-II-1.2. Calcul des contraintes

Le but de ce paragraphe n'est pas de décrire les mécanismes du comportement des matériaux d'où découlent les formules qui permettent d'évaluer les contraintes selon les divers types de sollicitations, mais de constituer un simple recueil des principales d'entre elles que nous rencontrerons dans les paragraphes suivants.

Les références bibliographiques données en début de ce chapitre permettront à ceux qui le désirent d'approfondir le sujet.

Contrainte — **Déformation**

- **Traction** : $\sigma_t = N/S \leqslant R_{pt}$ — $\Delta_L = \frac{1}{E} \cdot \frac{N}{S} \cdot L$
- **Compression** : $\sigma_c = N/S \leqslant R_{pc}$ — $\Delta_L = \frac{1}{E} \cdot \frac{N}{S} \cdot L$
- **Flambage local** :

(formule applicable aux tubes minces)

$$\tau_a = R_{pt} \Big/ \left(1 + \frac{3R_{pc} \cdot \alpha}{2E}\right)$$

(α = diamètre extérieur/épaisseur)

- **Cisaillement** : $\tau = T/S \leqslant R_{pg}$ — $\gamma = \frac{1}{G} \cdot \frac{T}{S}$
- **Torsion** : $\tau_{max} = \frac{M_t}{I_0/v} \leqslant R_{pg}$ — $\theta = \frac{1}{G} \cdot \frac{M_t}{I_0}$
- **Flexion** :

$\sigma_{max} = \frac{M_{fmax}}{I_G/v} \leqslant R_{pt}$ ou R_{pc}

M_{max} et la flèche y dépendent du type d'encastrement des appuis

- **Cisaillement transversal en flexion** : $\tau_{moy} = T/S \leqslant R_{pg}$
- **Cisaillement longitudinal en flexion** : $\tau = \frac{T \cdot M_s}{b \cdot I_G}$

(b = largeur de la section)

- **Flambage des pièces longues**

Formule applicable pour des élancements

$\lambda = \frac{L}{\rho_{Gmin}} > 110$

ρ_{Gmin} rayon de giration minimum de la section : $\sqrt{\frac{I_{Gmin}}{S}}$

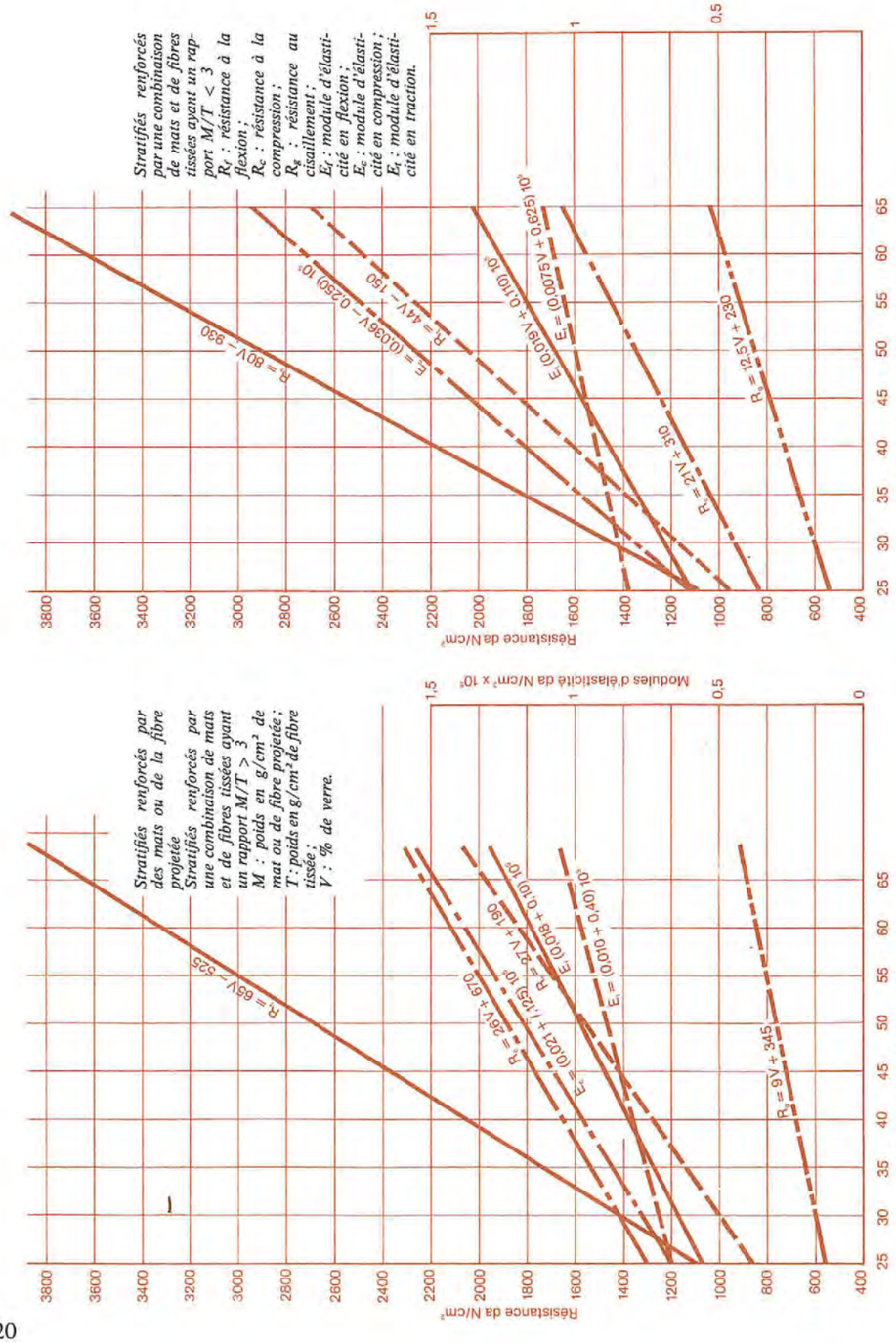


Fig. IV-13. Propriétés mécaniques minimales des stratifiés en fonction du pourcentage de verre.
R_f, E_f : caractéristiques en flexion ;
R_c, E_c : caractéristiques en compression ;
R_g : résistance au cisaillement.
R_t, E_t : caractéristiques en traction ;

TABLEAU IV-III
CARACTERISTIQUES MOYENNES DES BOIS A 15 % D'HUMIDITE
(Source : *KOLMANN, technologie des Holzes, 2 Aufl. I Bd. Springer-Verlag)*

Essence	kg/dm³ d	daN/mm² R_c // fil	E_c	R_f // fil	E_f // fil	R_t // fil	E_t	R_g * // fil	G
Acajou *(Swietenia mahagoni)*	0,60	5	–	6,5	800	–	–	1,05	–
Chêne pédonculé *(Quercus pedunculata)*	0,69	6,1	–	8,8	1 170	9	–	1,1	–
Epicéa *(Picea exelsa)*	0,47	5	980	7,8	1 100	9	980	0,67	–
Frêne *(Fraxinus excelsior)*	0,69	5,2	980	12	1 340	16,5	2 100	1,28	91
Grand-Bassam	0,51	4	–	7,4	760	–	900	0,7	54
Iroko *(Chlorophora excelsa)*	0,70	5,4	–	8,8	1 030	15	–	–	–
Orme champêtre *(Ulmus campestris)*	0,68	5,6	–	8,9	1 100	8	–	0,7	–
Pin d'Orégon *(Pseudotsuga douglasii)*	0,51	4,7	1 000	8,7	1 150	10,5	1 130	0,79	–
Pin sylvestre *(Pinus sylvestris)*	0,52	5,5	–	10	1 200	10,4	960	0,6	–
Robinier *(Robinia pseudoacacia)*	0,77	7,3	1 330	15	1 360	14,8	1 330	1,6	200
Spruce *(Picea sitchensis)*	0,45	3,9	1 260	7,2	1 070	–	–	0,81	130
Teck *(Tectona grandis)*	0,67	7,2	–	14,8	1 300	11,9	–	0,83	–
Western red cedar *(Thuja plicata)*	0,38	3,5	–	5,4	790	5	–	0,6	–

* A prendre pour résistance au cisaillement longitudinal des collages.

TABLEAU IV-IV
CARACTERISTIQUES MECANIQUES MOYENNES DES CONTRE-PLAQUES

Qualité	kg/dm³ d	daN/mm² R_t // fil ext	R_t ⊥ fil ext	R_t moy	R_f // fil ext	E_f // fil ext	R_f ⊥ fil ext	E_f ⊥ fil ext	R_f moy	E_f moy	R_c moy	R_g ⊥ pli	R_g // pli	E_g
Extérieur (1)	0,6	–	–	3,5	–	370 à 400	–	–	5	600	0,6 à 0,7	–	–	–
Marine (2)	0,7	4 à 4,6	3,3 à 3,4	3,5 à 4	7,5 à 9	750 à 960	4,2 à 5,5	300 à 500	5,5 à 7	500 à 700	1 à 1,2	1,2	0,4	900

Note : Ces valeurs sont données à titre indicatif, les caractéristiques variant considérablement selon les fabrications.
Sources : (1) ODAC
(2) Rougier

TABLEAU IV-V
CARACTERISTIQUES MECANIQUES MOYENNES DES METAUX UTILISES EN CONSTRUCTION NAVALE DE PLAISANCE

Nuance	kg/dm³ d	daN/mm² R_r	R_e	E
Aciers				
E 24-2	7,8	40	23,5	20 600
E 28-2	7,8	49	27,5	20 600
E 36-2	7,8	56	35,5	20 600
Marinor	7,8	54	36	20 600
Aciers inoxydables				
Z 2 CND 17 13 (1)	7,9	56	21,5	18 500
Z 8 CNDT 17 12 (2)	7,9	60	27	18 500
Alliages légers (3)		min.	min.	
A-G 4 MC H111 (5 086)	2,65	24	10	7 200
A-G 4,5 MC H111 (5 083)	2,66	27,5	12,5	7 200
A-GS T5 (6 060)	2,7	22	17	6 900
A-SGM T6 (6 061)	2,7	29	24	7 000

(1) Marque UGINOX NSM 225, norme américaine AISI 316 L
(2) Marque UGINOX NSMC
(3) D'après norme NF A 50-451 ; les valeurs moyennes de résistance sont environ 15 % plus élevées.

Formule d'Euler
$P \leqslant k \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_{Gmin}/L^2 \cdot C$
avec P : charge supportée par la colonne ;
L : longueur libre de flambage ;
k : coefficient d'encastrement (fig. IV-14) ;
C : coefficient de sécurité = 5 pour le métal, 10 pour le bois.

• **Torsion et flexion combinées**
Moment de torsion idéal

$$M_{ti} = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{ti}}{I_0/v} \leqslant R_{pg}$$

Moment de flexion idéal

$$M_{fi} = (M_f + M_{ti})/2$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fi}}{I_G/v} \leqslant R_{pt} \text{ ou } R_{pc}$$

Les deux conditions doivent être remplies.

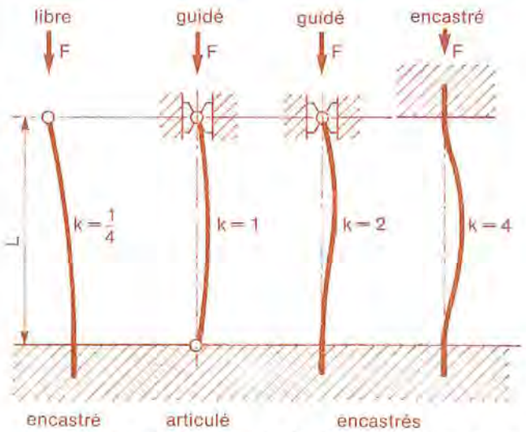


Fig. IV-14. Définition de la longueur libre L en fonction des conditions d'encastrement pour le calcul du flambage par la formule d'Euler.

• **Torsion et compression ou extension**

$$\sigma = N/S \qquad \tau = \frac{M_t}{I_0/v}$$

on doit avoir $\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leqslant R_{pt}$ ou R_{pc}

• **Flexion et traction ou compression**
Somme algébrique de la contrainte due à l'effort axial σ_n et des contraintes maxi dues à la flexion σ_f. Il en résulte un décalage de la fibre neutre dans le rapport $\sigma_f - \sigma_n/\sigma_f + \sigma_n$

Dans toutes ces formules :
R_{pt} = Résistance pratique à la traction.
R_{pc} = Résistance pratique à la compression.
R_{pg} = Résistance pratique au cisaillement.

N = Force normale à la section.
T = Force dans le plan de la section, effort tranchant.
S = Surface de la section.
M_t = Moment de torsion.
M_f = Moment fléchissant.
M_s = Moment statique de la section S
I_0 = Moment d'inertie polaire.
I_G = Moment d'inertie par rapport à un axe passant par le centre de gravité de la section.
v = Distance de la fibre la plus éloignée de l'axe de référence du moment d'inertie.

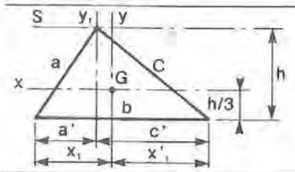
Toutes les unités utilisées doivent être cohérentes : m, kg et kg/m² ou cm, daN et Pa.

TABLEAU IV-VI
EXEMPLES DE CARACTERISTIQUES DE QUELQUES COMPOSITIONS DE STRATIFIES A BASE DE RESINES ET RENFORTS DIVERS

Composition	% renf.	kg/dm³ d	daN/mm² R_t	E_t	R_c	E_c	R_f	E_f	R_g ⊥ chaîne	R_g // chaîne	E_g // chaîne	Délaminage
Roving mat verre E/polyester (1)	35	1,58	12,4	850	11,7	690	17,2	755	7,6	6,2	310	0,7
Roving mat verre E/polyester (2)	43	–	18,6	1 172	14,5	1 193	28	950	–	–	–	1
Projeté verre E/polyester (1)	30	1,41	9,3	690	13,1	690	15,2	590	8,2	8,2	415	1,4
Mat verre E/polyester (3)	25	1,35	7,8	630	11,8	640	14,2	590	–	–	–	–
Mat verre E/polyester (4)	33	–	10,8	810	15	810	19	670	–	–	–	0,7
Roving verre E/polyester (3)	50	1,65	22,5	1 420	11,8	690	18,6	1 250	9	9	1 300	–
Roving verre E/polyester (4)	50	–	25	1 580	24	–	–	–	–	–	–	1,2
UD verre E/polyester (3)	70	1,90	78	–	34	–	98	4 400	–	–	–	–
UD + mat verre E/polyester (2)	45	–	46	2 100	24	–	–	–	–	–	–	1,2
UD verre R/époxyde (4)	76	1,98	175	5 300	66	5 000	152	5 700	8,6	–	–	–
C-flex seul/polyester (5)	43	–	46,6	2 170	32,1	–	–	–	–	–	–	–
UD carbone HT/époxyde (4)	64	1,52	200	15 700	150	13 000	176	13 500	9,7	–	–	–
UD aramide 49/époxyde (4)	64	1,52	165	7 520	28,2	7 480	63,6	552	4,9	–	–	–
Aramide 49 tissé + mat E/polyester (2)	49	–	38	1 880	15	1 860	30	1 610	–	–	–	0,95
Aramide 49 tissé/polyester (2)	55	–	42	2 600	11,5	1 630	25,5	2 340	–	–	–	1,3
Aramide 49 UD/polyester (2)	45	–	61	3 100	13,5	2 680	32	2 270	–	–	–	0,7
UD verre E/époxyde (5)	50 *	1,90	230	7 300	–	–	110	3 030	–	–	–	8
UD verre R/époxyde (5)	50 *	1,85	340	8 700	–	–	131	4 040	–	–	–	8,6
UD carbone HR/époxyde (5)	50 *	1,50	320	24 100	–	–	124	9 500	–	–	–	8,5
UD aramide HR/époxyde (5)	50 *	1,90	320	12 500	–	–	58	4 260	–	–	–	4,8

Note : Les pourcentages de renfort total sont donnés en poids sauf pour ceux marqués * qui sont en volume.
Unités : d : kg/dm³. Toutes les autres en daN/mm² = 1 Hbar (hectobar) = 10^5P (pascal) ≃ 1 kg/mm².
Sources : (1) Essais privés.
(2) Du Pont de Nemours
(3) *Marine design manual for fiberglass reinforced plastics* et Scott Bader.
(4) S.P.S.
(5) Vetrotex, résine polymérisée à chaud. Caractéristiques données pour la comparaison des renforts.

TABLEAU IV-VIII-1



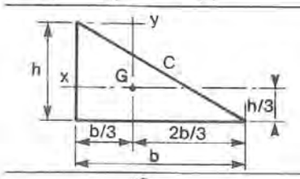
Triangle quelconque

$x_1 = \frac{3b^2 - c^2 + a^2}{6b}$ $\quad x'_1 = \frac{3b^2 + c^2 - a^2}{6b}$ $\quad S = \sqrt{p\,(p-a)\,(p-b)\,(p-c)} = \frac{bh}{2}$ $\quad p = \frac{a+b+c}{2}$

$a' = \frac{b^2 - c^2 + a^2}{2b}$ $\quad c' = \frac{b^2 + c^2 - a^2}{2b}$ $\quad I_x = \frac{b\,.\,h^3}{36} = \frac{S\,.\,h^2}{18}$ $\quad \frac{I_x}{v} = \frac{b\,.\,h^2}{24}$

$I_y = \frac{b\,.\,h\,(b^2 - x_1\,.\,x'_1)}{36} = \frac{S\,(b^2 - x_1\,.\,x'_1)}{18}$ $\quad I_{y_1} = \frac{h\,(x_1{}^3 + x'_1{}^3)}{12}$

$I_b = \frac{b\,.\,h^3}{12} = \frac{S\,.\,h^2}{6}$ $\quad I_s = \frac{b\,.\,h^3}{4} = \frac{S\,.\,h^2}{2}$ $\quad I_G = \frac{b\,.\,h\,(h^2 + x_1{}^2 + x'_1{}^2 + x_1\,.\,x'_1)}{36}$

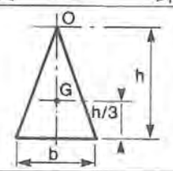


Triangle rectangle

$I_x = \frac{b\,.\,h^3}{36} = \frac{S\,.\,h^2}{18}$ $\quad \frac{I_x}{v} = \frac{b\,.\,h^3}{12}$ $\quad c^2 = b^2 + h^2$

$I_y = \frac{b^3\,h}{36} = \frac{S\,.\,b^2}{18}$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{b^2\,h}{12}$

$I_b = \frac{b\,.\,h^3}{12} = \frac{S\,.\,h^2}{6}$ $\quad I_s = \frac{b\,.\,h^3}{4} = \frac{Sh^2}{2}$ $\quad I_h = \frac{b^3\,h}{12} = \frac{S\,.\,b^2}{12}$ $\quad I_G = \frac{b\,.\,h\,.\,c^2}{36}$

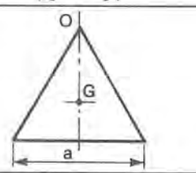


Triangle isocèle
Par rapport au sommet

$I_o = \frac{b\,.\,h}{48}\,(b^2 + 12\,h^2) = \frac{S}{24}\,(b^2 + 12\,h^2)$

Par rapport à G

$I_G = \frac{b\,.\,h}{144}\,(4\,h^2 + 3\,b^2) = \frac{S}{72}\,(4\,h^2 + 3\,b^2)$

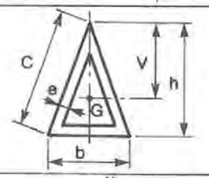


Triangle équilatéral
Par rapport au sommet

$I_o = 5\,a^2\,\frac{\sqrt{3}}{48} = \frac{5\,Sa^2}{12}$

Par rapport à G

$I_G = a^4\,\frac{\sqrt{3}}{48} = \frac{Sa^2}{12}$



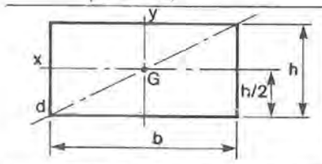
Triangle isocèle creux

$v = h\left(\frac{b+c}{b+2c}\right)$ $\quad I_G = e\,.\,\frac{8\,c^3\,b + 2\,c\,.\,b^3 + 3\,c^2\,b^2 + 4\,c^4 + b^4}{12\,(b+2c)}$

$I_x = e\,.\,c\,.\,h^2\,.\,\frac{2\,b+c}{3\,(b+2\,c)}$ $\quad \frac{I_x}{v} = e\,.\,c\,.\,h\,.\,\frac{2\,b+c}{3\,(b+c)}$

Triangle équilatéral b = c

$I_x = \frac{ec^3}{4}$ $\quad I_G = \frac{e\,c^3}{2}$ $\quad v = \frac{c\,\sqrt{3}}{3}$ $\quad \frac{I_x}{v} = \frac{e\,.\,c^3\,\sqrt{3}}{4}$ $\quad \frac{I_G}{v} = \frac{e\,.\,c^2\,\sqrt{3}}{2}$

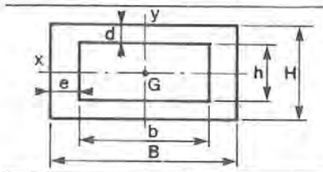


Rectangle

$S = b \times h$ $\quad I_x = \frac{b\,.\,h^3}{12} = \frac{S\,.\,h^2}{12}$ $\quad I_y = \frac{h\,.\,b^3}{12} = \frac{S\,.\,b^2}{12}$ $\quad I_b \frac{b\,.\,h^3}{3} = \frac{S\,.\,h^2}{3}$

$I_G = \frac{b\,.\,h}{12}\,(b^2 + h^2) = \frac{S}{12}\,(b^2 + h^2)$ $\quad I_d = \frac{b^3\,h^3}{6\,(b^2 + h^2)}$

$\frac{I_x}{v} = \frac{b\,.\,h^2}{6}$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{h\,.\,b^2}{6}$ $\quad \frac{I_G}{v} = \frac{b\,.\,h}{6}\,\sqrt{b^2 + h^2}$ $\quad \frac{I_d}{v} = \frac{b^2\,h^2}{6\,\sqrt{b^2 + h^2}}$

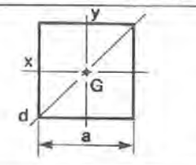


Rectangle creux $\quad I_x = \frac{B\,.\,H^3 - b\,.\,h^3}{12}$ $\quad I_y = \frac{B^3\,H - b^3\,h}{12}$ $\quad I_o = \frac{B\,.\,H\,(B^2 + H^2) - b\,.\,h\,(b^2 + h^2)}{12}$

$S = BH - bh$ $\quad \frac{I_x}{v} = \frac{B\,.\,H^3 - b\,.\,h^3}{6\,H}$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{B^3\,H - b^3\,h}{6\,B}$ $\quad \frac{I_o}{v} = \frac{2\,I_o}{\sqrt{B^2 + H^2}}$

Si e = d et très petit : $\quad I_x = \frac{H^2\,e}{6}\,(3\,B + H)$ $\quad I_y = \frac{B^2\,e}{6}\,(3H + B)$ $\quad I_o = \frac{e}{6}\,(B + H)^3$

$\frac{I_x}{v} = \frac{He}{3}\,(3\,B + H)$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{Be}{3}\,(3\,H + B)$ $\quad \frac{I_o}{v} = \frac{e\,(B+H)^3}{3\,\sqrt{B^2 + H^2}}$



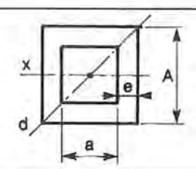
Carré

$S = a^2$

$I_x = \frac{a^4}{12}$ $\quad I_a = \frac{a^4}{3}$ $\quad I_d = \frac{a^4}{12}$ $\quad I_G = \frac{a^4}{6}$

$\frac{I_x}{v} = \frac{a^3}{6}$ $\quad \frac{I_d}{v} = \frac{a^3\,\sqrt{2}}{12}$ $\quad \frac{I_G}{v} = \frac{a^3\,\sqrt{2}}{6}$

TABLEAU IV-VIII-2

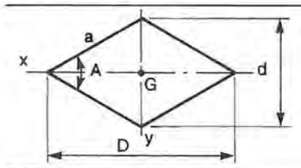


Carré creux $\quad S = A^2 - a^2$

$I_x = I_d = \frac{A^4 - a^4}{12}$ $\quad I_o = \frac{A^4 - a^4}{6}$ $\quad \frac{I_x}{v} = \frac{A^4 - a^4}{6\,A}$ $\quad \frac{I_d}{v} = \frac{(A^4 - a^4)\,\sqrt{2}}{12\,A}$ $\quad \frac{I_o}{v} = \frac{A^4 - a^4}{3\,A\,\sqrt{2}}$

Si e très petit

$I_x = I_d \approx \frac{2\,e\,.\,A^3}{3}$ $\quad I_o \approx \frac{4\,e\,.\,A^3}{3}$ $\quad \frac{I_x}{v} \approx \frac{4\,e\,.\,A^2}{3}$ $\quad \frac{I_d}{v} \approx \frac{2\,e\,.\,A^2\,\sqrt{2}}{3}$ $\quad \frac{I_o}{v} \approx \frac{4\,e\,.\,A^3\,\sqrt{2}}{3}$

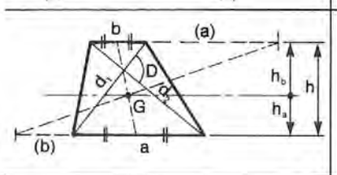


Losange

$S = \frac{D\,.\,d}{2} = a^2\,\sin A$

$I_x = \frac{d^3\,D}{48}$ $\quad I_y = \frac{d\,.\,D^3}{48}$ $\quad I_G = \frac{d\,.\,D}{48}\,(d^2 + D^2)$

$\frac{I_x}{v} = \frac{d^2\,D}{24}$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{d\,.\,D^2}{24}$ $\quad \frac{I_G}{v} = \frac{u}{24}\,(d^2 + D^2)$



Trapèze

$S = h\,\frac{(a+b)}{2} = \frac{d_1\,.\,d_2}{2}\,\sin D$ $\quad h_a = \frac{h}{3}\,.\,\frac{2\,b+a}{a+b}$ $\quad h_b = \frac{h}{3}\,.\,\frac{2\,a+b}{a+b}$

$I_x = \frac{h^3}{36}\left(\frac{a^2 + 4\,a\,.\,b + b^2}{a+b}\right)$ $\quad I_a = \frac{h^3}{12}\,(a + 3\,b)$ $\quad I_b = \frac{h^3}{12}\,(3\,a + b)$

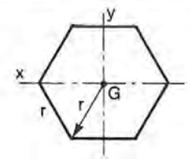
$\frac{I_x}{v} = \frac{h^2}{12}\left(\frac{a^2 + 4\,a\,.\,b + b^2}{2\,a+b}\right)$ $\quad \frac{I_a}{v} = \frac{h^2}{12}\,(a + 3\,b)$ $\quad \frac{I_b}{v} = \frac{h^2}{12}\,(3\,a + b)$

Polygone régulier n = nombre de côtés c = côté a = apothème r = rayon du cercle circonscrit

$S = \frac{n\,.\,c\,.\,a}{2}$

$I_x = \frac{S}{24}\,(6\,r^2 - c^2) = \frac{S}{48}\,(12\,a^2 + c^2)$ $\quad I_G = \frac{S}{12}\,(6\,r^2 - c^2) = \frac{S}{24}\,(12\,a^2 + c^2)$

$\frac{I_x}{v} = \frac{S}{24}\left(6\,r - \frac{c^2}{r}\right)$ $\quad \frac{I_G}{v} = \frac{S}{12}\left(6\,r - \frac{c^2}{r}\right)$

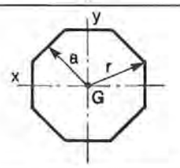


Hexagone

$S = \frac{3\,r^2\,\sqrt{2}}{2}$

$I_x = I_y = \frac{5\,r^4\,\sqrt{3}}{16} = \frac{5\,r^2\,S}{24}$ $\quad I_G = \frac{5\,r^4\,\sqrt{3}}{8} = \frac{5\,r^2\,S}{12}$

$\frac{I_x}{v} = \frac{5\,r^3}{8}$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{5\,r^3\,\sqrt{3}}{16}$ $\quad \frac{I_G}{v} = \frac{5\,r^3\,\sqrt{3}}{8}$

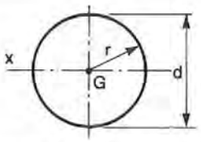


Octogone

$S = 2\,r^2\,\sqrt{2}$

$I_x = \frac{1 + 2\,\sqrt{2}}{6}\,.\,r^4 = 0{,}6381\,r^4 = 0{,}8758\,a^4$ $\quad \frac{I_x}{v} = 0{,}6906\,r^3 = 0{,}8758\,a^3$

$I_G = \frac{1 + 2\,\sqrt{2}}{3}\,.\,r^4 = 0{,}31905\,r^4 = 0{,}4379\,a^4$ $\quad \frac{I_G}{v} = 0{,}31905\,r^3$

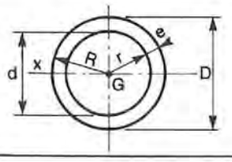


Cercle

$S = \pi r^2 \approx 0{,}785\,d^2$

$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{Sr^2}{4} \approx 0{,}05\,d^4$ $\quad \frac{I}{v} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4} \approx 0{,}1\,d^3$

$I_o = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi r^4}{2} = \frac{Sr^2}{2} \approx 0{,}1\,d^4$ $\quad \frac{I_o}{v} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi r^3}{2} \approx 0{,}2\,d^3$



Couronne

$S = \pi\,(R^2 - r^2) = \pi e\,(R + r) = \pi e\,(2\,r + e)$

$I = \frac{\pi}{64}\,(D^4 - d^4) = \frac{S}{16}\,(D^2 + d^2) = \frac{\pi d^3 e^*}{8} \approx 0{,}05\,(D^4 - d^4)$

$I_o = \frac{\pi}{32}\,(D^4 - d^4) = \frac{S}{8}\,(D^2 + d^2) = \frac{\pi d^3 e^*}{4} \approx 0{,}1\,(D^4 - d^4)$

$\frac{I}{v} = \frac{\pi}{32}\,\frac{(D^4 - d^4)}{D} \approx 0{,}1\,\frac{(D^4 - d^4)}{D}$

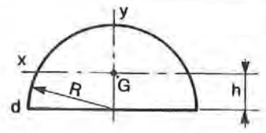
$= \frac{\pi d^2 e^*}{4} \approx 0{,}8\,d^2 e^*$

$\frac{I_o}{v} = \frac{\pi}{16}\,\frac{(D^4 - d^4)}{D} \approx 0{,}2\,\frac{(D^4 - d^4)}{D}$

$= \frac{\pi d^2 e^*}{2} \approx 1{,}6\,d^2 e^*$

* pour e petit.

TABLEAU IV-VIII-3

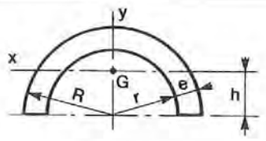


Demi-cercle

$S = \frac{\pi R^2}{2}$ $\quad h = 0{,}4244\ R$ $\quad I_y = I_d = \frac{\pi d^4}{128} \approx 0{,}025\ d^4$

$I_x = R^4\left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right) = 0{,}1098\ R^4$ $\quad \frac{I_x^*}{v} = 0{,}1908\ R^3$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{\pi d^3}{64} \approx 0{,}05\ d^3$

* pour v = h

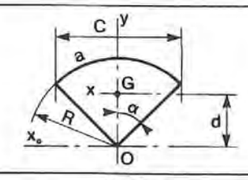


Demi couronne

$S = \frac{\pi (R^2 - r^2)}{2}$

$I_x = 0{,}1098\,(R^4 - r^4) - 0{,}283\,R^2 r^2 \left(\frac{R-r}{R+r}\right) \approx 0{,}3\ er^3$*

$h = \frac{4\,(R^2 + Rr + r^2)}{3\pi\,(R + r)}$ * pour e petit

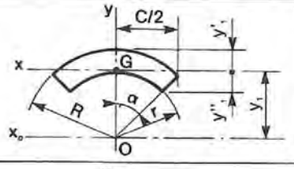


Secteur

$S = \frac{\pi \,.\, R^2\,\alpha}{180}$ $\quad a = \frac{\pi \,.\, R \,.\, \alpha}{90}$ $\quad c = 2\,R\,\sin\alpha$ $\quad d = \frac{120\,R\,\sin\alpha}{\pi\,\alpha} = \frac{c\,R^2}{3\,S}$ $\quad \alpha^r = \alpha\ \text{rad} = \frac{\pi\,\alpha^o}{180}$

$I_{xo} = \frac{R^4}{8}\,(a + \sin 2\alpha) = \frac{S \,.\, R^2}{4}\left(1 + \frac{\sin 2\alpha}{a}\right)$ $\quad I_x = \frac{R^4}{8}\left(2\alpha^r + \sin 2\alpha - \frac{32\sin^2\alpha^r}{9\,\alpha^r}\right)$

$I_y = \frac{R^4}{8}\,(a - \sin 2\alpha) = \frac{S \,.\, R^2}{4}\left(1 - \frac{\sin 2\alpha}{a}\right)$ $\quad I_o = \frac{a \,.\, R^4}{4} = \frac{S \,.\, R^2}{2}$



Secteur de couronne

α en radian $\quad \alpha\ \text{rad} = \frac{\pi\alpha^o}{180}$ $\quad \gamma = r/R$

$S = \alpha\,(R^2 - r^2)$ $\quad c/2 = R\,\sin\alpha$

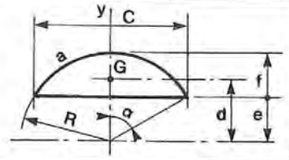
$y_i = \frac{2\,\sin\alpha\,(R^3 - r^3)}{3\,\alpha\,(R^2 - r^2)}$ $\quad y'_i = R\left[\frac{1 - 2\,\sin\alpha\,(1-\gamma^3)}{3\alpha\,(1-\gamma^2)}\right]$

$I_x = \frac{R^4 - r^4}{8}\left(2\,\alpha + \sin 2\alpha - \frac{32\,\sin^2\alpha}{9\,\alpha}\right)$

$I_y = \frac{R^4 - r^4}{8}\,(2\alpha - \sin 2\alpha)$

$I_{xo} = \frac{R^4 - r^4}{8}\,(2\alpha + \sin 2\alpha)$

$y''_i = \frac{2\,R\,\sin\alpha}{3\,\alpha}\left(\frac{1-\gamma^3}{1-\gamma^2} - \frac{3\,\gamma\alpha\,\mathrm{cotg}\,\alpha}{2}\right)$

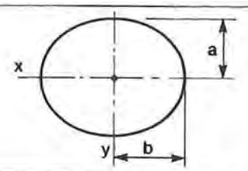


Segment

$S = \frac{R^2}{2}\left(\frac{\pi\alpha}{90} - \sin 2\alpha\right)$ $\quad I_x = \frac{R^4}{8}\left(a - \frac{\sin 4\alpha}{2}\right)$

$a = \frac{\pi \,.\, R \,.\, \alpha}{90}$ $\quad c = 2\sqrt{R^2 - a^2} = 2\sqrt{2Rf - f^2} = 2R\,\sin\alpha$ $\quad I_y = \frac{R^4}{8}\left(a - \frac{4}{3}\sin 2\alpha + \frac{1}{6}\sin 4\alpha\right)$

$f = R\,(1 - \cos\alpha)$ $\quad d = \frac{2\,R^3\,\sin^3\alpha}{3\,S} = \frac{120\,R\,\sin^3\alpha}{\pi\alpha - 90\,\sin 2\alpha}$ $\quad I_o = \frac{R^4}{4}\left(a - \frac{2}{3}\sin 2\alpha - \frac{1}{6}\sin 4\alpha\right)$

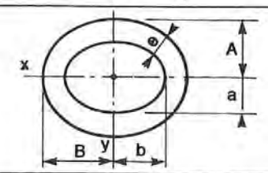


Ellipse $\quad S = \pi \,.\, a \,.\, b$

$I_x = \frac{\pi \,.\, a^3\,b}{4} = \frac{S \,.\, a^2}{4} = 0{,}7854\,a^3\,b$ $\quad \frac{I_x}{v} = \frac{\pi \,.\, a^2\,b}{4}$

$I_y = \frac{\pi \,.\, a \,.\, b^3}{4} = \frac{S \,.\, b^2}{4} = 0{,}7854\,a \,.\, b^3$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{\pi \,.\, a \,.\, b^2}{4}$

$I_o = \frac{\pi \,.\, a \,.\, b}{4}\,(a^2 + b^2) = \frac{S}{4}\,(a^2 + b^2)$ $\quad \frac{I_o}{v} = \frac{\pi \,.\, b\,(a^2 + b^2)}{4}$



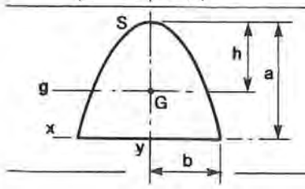
Ellipse creuse $\quad S = \pi\,(A \,.\, B - a \,.\, b)$ $\quad$ Si e petit

$I_x = \frac{\pi}{4}\,(A^3\,B - a^3\,b)$ $\quad \frac{I_x}{v} = \frac{\pi}{4A}\,(A^3\,B - a^3\,b)$ $\quad I_x \approx \frac{\pi}{4}\,A^2\,e\,(A + 3B)$ $\quad \frac{I_x}{v} \approx \frac{\pi}{4}\,A \,.\, e\,(A + 3B)$

$I_y = \frac{\pi}{4}\,(A \,.\, B^3 - a \,.\, b^3)$ $\quad \frac{I_y}{v} = \frac{\pi}{4B}\,(A \,.\, B^3 - a \,.\, b^3)$ $\quad I_y \approx \frac{\pi}{4}\,B^2\,e\,(3A + B)$ $\quad \frac{I_y}{v} \approx \frac{\pi}{4}\,Be\,(3A + B)$

$I_o = \frac{\pi}{4}\left[A \,.\, B\,(A^2 + B^2) - a \,.\, b\,(a^2 + b^2)\right]$ $\quad I_o \approx \frac{\pi}{4}\,e\,(A + B)^3$ $\quad \frac{I_o}{v} \approx \frac{\pi}{4} \,.\, \frac{e\,(A + B)^2}{A}$

$\frac{I_o}{v} = \frac{\pi}{4A}\left[A \,.\, B\,(A^2 + B^2) - a \,.\, b\,(a^2 + b^2)\right]$



Parabole

$S \approx \frac{4\,a \,.\, b}{3}$ $\quad I_s = \frac{4\,a^3\,b}{7}$ $\quad Ig = \frac{16\,a^3\,b}{175}$

$h = \frac{3\,a}{5}$ $\quad I_x = \frac{32\,a^3\,b}{105}$ $\quad I_y = \frac{4\,a \,.\, b^3}{15}$

IV-II-1.3. Calcul des moments d'inertie

Les calculs de résistance en flexion et en torsion font appel à une caractéristique géométrique des sections concernées : le moment d'inertie par rapport à un axe passant par le centre de gravité de la section ou par rapport à un pôle, généralement représenté par ce même centre de gravité.

Le tableau IV-VIII donne un certain nombre de formules permettant de calculer les surfaces, les centres de gravité, les moments et les modules d'inertie de diverses sections géométriques simples.

Cependant les sections à étudier ont parfois des formes complexes (section d'une coque ou d'un profil de mât par exemple). Leurs moments d'inertie peuvent néanmoins être calculés en les décomposant en un certain nombre d'éléments simples et en appliquant les formules suivantes :

- Cas d'un axe extérieur à la section élémentaire (fig. IV-15) :

$I_{y'y} = I_{\alpha\beta} + (S \,.\, d^2)$

- Le moment d'inertie total est la somme des moments d'inertie des éléments par rapport à l'axe considéré.
- Si l'on connaît les moments d'inertie par rapport à deux axes orthogonaux y et z on détermine le moment d'inertie par rapport à un autre axe θ en traçant l'ellipse centrale d'inertie (fig. IV-16). Les deux demi-axes de celles-ci sont respectivement :

$$\rho_{y'y} = \sqrt{\frac{I_{y'y}}{S}} \text{ et } \rho_{z'z} = \sqrt{\frac{I_{z'z}}{S}}$$

Le moment d'inertie par rapport à l'axe θ est :

$I_{\theta'\theta} = S.\rho_{\theta'\theta}^2$

dans lequel $\rho_{\theta'\theta}$ est l'écart entre l'axe θ et la parallèle tangente à l'ellipse.

On peut également le calculer par la formule $I_{\theta'\theta} = I_{y'y}\cos^2\theta + I_{z'z}\sin^2\theta - 2\sin\theta\cos\theta \times I_{yz}$, dans laquelle $I_{yz} = \int_S y \,.\, z \,.\, d \,.\, S$ est le moment produit de la surface S par rapport aux axes y et z ; il est nul lorsqu'un des axes y ou z est un axe de symétrie de S. De même $I_\theta = I_{y'y} = I_{z'z}$ si la section est un polygone régulier.

Ainsi, pour une section rectangulaire de hauteur h et de base b inclinée sur la verticale d'un angle θ, on aura :

$I_{\theta z} = I_{gy}\sin^2\theta + I_{gz}\cos^2\theta$

$I_{\theta y} = I_{gz}\sin^2\theta + I_{gy}\cos^2\theta$

où I_{gy} = moment d'inertie par rapport à l'axe passant par le centre de gravité et parallèle à h ;

I_{gz} = moment d'inertie par rapport à l'axe passant par le centre de gravité et parallèle à b.

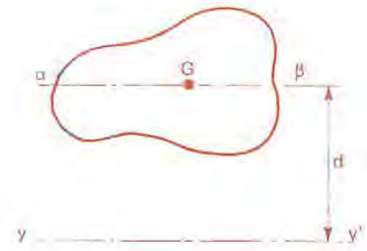


Fig. IV-15. Représentation du théorème de Huygens : $I_{y'y} = I_{\alpha\beta} + S.d^2$

On pourra utiliser le programme suivant pour HP 67, 97 et 41.

Entrer h, ENTER ↑, b, ENTER ↑ et θ

LBL A, STO A, R↓, STO B, R↓, STO C, RCL B, RCL C, GSB a, STO 1, R/S (affichage I_{gy}), RCL C, RCL B, GSB a, STO 2, R/S (affichage I_{gz}), RCL A, sin, x^2, ×, RCL 1, RCL A, cos, x^2, ×, +, R/S (affichage $I_{\theta y}$), RCL 1, RCL A, sin, x^2, ×, RCL 2, RCL A, cos, x^2, ×, +, CL REG, RTN (affichage $I_{\theta z}$)

LBL a, 3, y^x, ×, 12, :, RTN (sous programme).

Exemple I :

Nous voulons connaître les moments d'inertie d'un rectangle de hauteur 300 mm, de base 18 mm, incliné de 12° sur la verticale.

$I_{gy} = 18 \times 300^3/12 = 40\,500\,000\ mm^4$

$I_{gz} = 18^3 \times 300/12 = 145\,800\ mm^4$

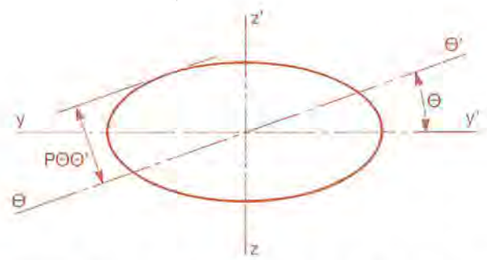


Fig. IV-16. L'ellipse d'inertie, dont les axes sont définis par les moments d'inertie $I_{y'y}$ et $I_{z'z}$, permet de calculer le moment d'inertie par rapport à un axe quelconque θ'θ sachant que $I_{\theta'\theta} = S.\rho_{\theta'\theta}^2$.

$I_{\theta y} = 145\,800 \sin^2 12 + 40\,500\,000 \cos^2 12$
$= 38\,755\,598 \text{ mm}^4$
$I_{\theta z} = 40\,500\,000 \sin^2 12 + 145\,800 \cos^2 12$
$= 1\,890\,202 \text{ mm}^4$

Pour un triangle de base b et de hauteur h, $I_{yz} = b^2 . h^2/72$, les axes y et z passant par le centre de gravité. Son signe est positif si la plus grande partie de sa surface se trouve dans les cadrans positifs de la figure IV-17 et *vice-versa.*

Exemple II :

Nous voulons connaître les moments d'inertie du triangle rectangle ABC par rapport aux axes parallèles à son hypoténuse et passant par G.

Nous savons calculer les moments d'inertie et le moment produit par rapport à des axes parallèles aux côtés :

$I_{y'y} = b . h^3/36 \qquad I_{z'z} = b^3 . h/36$
$I_{yz} = b^2 . h^2/72$
soit : $I_{y'y} = 4 \times 2{,}31^3/36 = 1{,}37 \text{ cm}^4$
$I_{z'z} = 4^3 \times 2{,}31/36 = 2{,}05 \text{ cm}^4$
(pour vérification) $I_0 = 3{,}42 \text{ cm}^4$
$I_{yz} = 4^2 \times 2{,}31^2/72 = 1{,}18 \text{ cm}^4$
positif puisque la majorité de la surface se trouve dans les cadrans positifs.

L'angle θ étant de 30° nous aurons
$I_{\theta'\theta} = 1{,}37 \cos^2 30 + 2{,}05 \cos^2 30$
$- 2 \sin 30 \cos 30 \times 1{,}18 = 0{,}52 \text{ cm}^4$
$I_{y'y} = 1{,}37 \sin^2 30 + 2{,}05 \cos^2 30$
$+ 2 \sin 30 \cos 30 \times 1{,}18 = 2{,}90 \text{ cm}^4$
(pour vérification) $I_0 = 3{,}42 \text{ cm}^4$

Signalons le programme n° 50865 pour HP 67, 97 et 41 qui donne pour n'importe quelle surface polygonale : la surface, la position du centre de gravité et les trois moments d'inertie, en x, en y et le moment produit.

Ce programme est fort utile car la plupart des sections peuvent être ramenées à une forme polygonale en remplaçant les courbes par une succession de facettes.

Pour un profil de quille ou de safran on peut prendre $I_x \approx 3\,S . e^2/50$, $I_x/v \approx 3\,S . e/25$, $I_y \approx 3\,S . l^2/50$, $I_y/v \approx 3\,S . l/25$, $I_0 \approx 3S\,(e^2 + l^2)/50$, $I_0/v \approx S\,(e^2 + l^2)/10l$

Deux valeurs découlant du moment d'inertie d'une section se rencontrent dans les formules de résistance des matériaux :

• Le **module d'inertie** I_G/v où v est la distance du point de la section le plus éloigné de l'axe pour lequel est calculé I_G

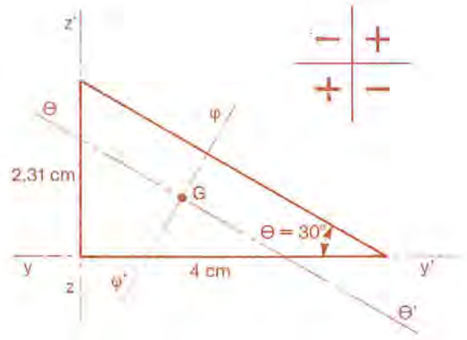


Fig. IV-17. Calcul des moments d'inertie par rapport à d'autres axes ortogonaux passant par G.

• **Le rayon de giration** $\rho = \sqrt{\frac{I_G}{S}}$

Exemple III : Calcul des moments d'inertie d'une section de coque

La figure IV-18 représente une demi-section de coque en forme d'un voilier en bois moulé dont les caractéristiques sont :

L = 7,50 m
L_f = 6,10 m
b = 2,80 m
t = 0,60 m
Poids = 2 800 kg
Moment de redressement maximum = 1 400 m daN
Bordé : e = 18 mm constante ; bois moulé, acajou, d = 0,7
Lisses : 6 de 40 × 40 mm de chaque bord ; épicéa, d = 0,5
Quille : 300 × 80 mm ; acajou, d = 0,6
Bauquière : 100 × 40 mm ; acajou, d = 0,6
Pont, hiloire et rouf : 15 mm, contre-plaqué, d = 0,7
Elongis de rouf : 60 × 40 mm ; acajou, d = 0,6

Pour pouvoir calculer les moments d'inertie du bordé nous le diviserons en un certain nombre de segments (6 dans notre exemple) dont nous déterminerons, pour chacun, les moments d'inertie, selon leur inclinaison par rapport à la verticale, par rapport à leur centre de gravité et la distance de celui-ci par rapport à un axe passant par le point le plus bas de la section et par l'axe vertical de symétrie.

(suite du texte page 133)

User Instructions

MOMENTS D'INERTIE, POIDS et SURFACE LINEAIRES d'une SECTION de COQUE

STEP	INSTRUCTIONS	INPUT DATA/UNITS	KEYS	OUTPUT DATA/UNITS
1	Entrer d, densité du matériau	kg/dm³	↑	
2	" l, longueur du segment	mm	↑	
3	" e, épaisseur du segment	mm	↑	
4	" θ, angle de l sur la verticale	°	A	
5	Surface du segment		R/S	S mm²
6	Poids linéaire du segment		R/S	p kg/m
7	Surface linéaire du segment			S m²/m
8	Moment d'inertie $I_{\theta y}$			$I_{\theta y}$ mm⁴
9	Moment d'inertie $I_{\theta z}$			$I_{\theta z}$ mm⁴
10	Entrer d_{z1}	d_{z1} mm	↑	
11	" d_y	d_y mm	R/S	
12	$s.d_y^2$		R/S	$s.d_y^2$
13	$s.d_{z1}$			$s.d_{z1}$
14	Répéter 1 à 13 pour chaque segment		A	
15	Calcul de G_z		R/S	G_z mm
16	Entrer s	s mm	↑	
17	" d_{z1}	d_{z1} mm	B	
18	d_{z2}		R/S	d_{z2} mm
19	$s.d_{z2}^2$			$s.d_{z2}^2$
20	Répéter 16 à 19 pour chaque segment		B	
21	$\Sigma s.d_{z2}^2$		R/S	$\Sigma s.d_{z2}^2$
22	$\Sigma I_{\theta y}$		R/S	$\Sigma I_{\theta y}$
23	$I_{Gy}/2$		R/S	$I_{Gy}/2$
24	I_{Gy}			I_{Gy} mm⁴
25	$\Sigma s.d_y^2$		R/S	$\Sigma s.d_y^2$
26	$\Sigma I_{\theta z}$		R/S	$\Sigma I_{\theta z}$
27	$I_{z'z}/2$		R/S	$I_{z'z}/2$
28	Moment d'inertie par rapport à z'z			$I_{z'z}$ mm⁴
29	Moment d'inertie polaire			I_0 mm⁴
30	Σp		R/S	Σp
31	Poids linéaire			P kg/m
32	ΣS		R/S	ΣS
33	Surface totale linéaire			S m²/m

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
001	LBL A	21 11	Calcul de s, p, S_1, $I_{\theta y}$, $I_{\theta z}$
	STO A	35 11	
	R↓	-31	
	STO B	35 12	
	x≷y	-41	
	STO C	35 13	
	x	-35	
	STO D	35 14	
	STO+0	35-55 00	
010	R/S	51	s
	x	-35	
	1	01	
	0	00	
	0	00	
	0	00	
	:	-24	
	STO+8	35-55 08	
	R/S	51	p
	RCL B	36 12	
020	RCL C	36 13	
	+	-55	
	1	01	
	0	00	
	0	00	
	0	00	
	:	-24	
	STO+9	35-55 09	
	R/S	51	S
	RCL B	36 12	
030	RCL C	36 13	
	GSB a	23 16 11	
	STO 1	35 01	
	RCL C	36 13	
	RCL B	36 12	
	GSB a	23 16 11	
	STO 2	35 02	
	RCL A	36 11	
	sin	41	
	x^2	53	
040	x	-35	
	RCL 1	36 01	
	RCL A	36 11	
	cos	42	
	x^2	53	
	x	-35	
	+	-55	
	STO+3	35-55 03	
	R/S	51	$I_{\theta y}$
	RCL 1	36 01	
050	RCL A	36 11	
	sin	41	
	x^2	53	
	x	-35	
	RCL 2	36 02	
	RCL A	36 11	
	cos	42	

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	x^2	53	
	x	-35	
	+	-55	
060	STO+4	35-55 04	$I_{\theta z}$
	R/S	51	entrer d_{z1} et d_y
	x^2	53	
	RCL D	36 14	
	x	-35	
	STO+5	35-55 05	
	R/S	51	$s.d_y^2$
	R↓	-31	
	RCL D	36 14	
	x	-35	
070	STO+6	35-55 06	$s.d_{z1}$
	R/S	51	Calcul de G_z
	RCL 6	36 06	
	RCL 0	36 00	
	:	-24	
	STO E	35 15	
	PRINT x	-14	
	RTN	24	
	LBL B	21 12	Calcul de d_{z2} et $s.d_{z2}^2$
	RCL E	36 15	
080	−	-45	
	F x<0 ?	16-45	
	CHS	-22	
	R/S	51	d_{z2}
	x^2	53	
	x	-35	
	STO+7	35-55 07	$s.d_{z2}^2$
	R/S	51	
	RCL 7	36 07	
	R/S	51	$\Sigma s.d_{z2}^2$
090	RCL 3	36 03	
	R/S	51	$\Sigma I_{\theta y}$
	+	-55	
	R/S	51	$I_{Gy}/2$
	2	02	
	x	-35	
	PRINT x	-14	I_{Gy}
	STO A	35 11	
	RCL 5	36 05	
	R/S	51	$\Sigma s.d_y^2$
100	RCL 4	36 04	
	R/S	51	$\Sigma I_{\theta z}$
	+	-55	
	R/S	51	$I_{Gz}/2$
	2	02	
	x	-35	
	PRINT x	-14	I_{Gz}
	RCL A	36 11	
	+	-55	
	PRINT x	-14	I_0
110	RCL 8	36 08	
	R/S	51	Σp
	2	02	

REGISTERS

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Σs	I_{gy}	I_{gz}	$\Sigma I_{\theta y}$	$\Sigma I_{\theta z}$	$\Sigma s.dy^2$	$\Sigma s.d_{z1}$	$\Sigma s.d_{z2}^2$	Σp	ΣS
S0	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9

A	B	C	D	E	I
θ / I_{Gy}	e	l	s	G_z	

Program Listing

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
	x	-35	
	PRINT x	-14	p
	RCL 9	36 09	
	R/S	51	Σ s
	4	04	
	x	35	
	PRINT x	-14	s
120	FCL REG	16-53	
	RTN	24	
	LBL a	21 16 11	saus-programme
	3	03	
	y^x	31	
	x	-35	
	1	01	
	2	02	
	:	-24	
	RTN	24	
130			
140			
150			
160			

STEP	KEY ENTRY	KEY CODE	COMMENTS
170			
180			
190			
200			
210			
220			

LABELS

A	B	C	D	E
a	b	c	d	e
0	1	2	3	4
5	6	7	8	9

FLAGS

0	
1	
2	
3	

SET STATUS

FLAGS		TRIG	DISP
	ON OFF		
0	☐ ☐	DEG ☒	FIX ☐
1	☐ ☐	GRAD ☐	SCI ☐
2	☐ ☐	RAD ☐	ENG ☐
3	☐ ☐		n =

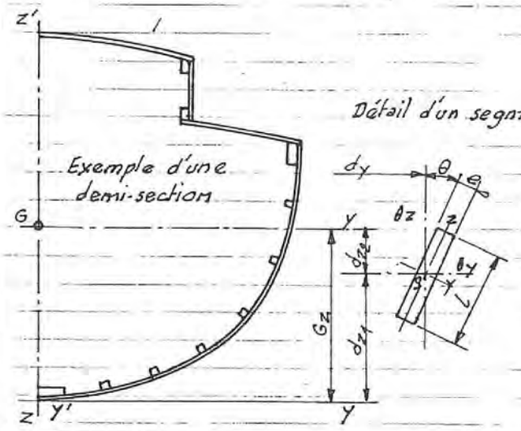
Program Description

Program Title Moments d'inertie, poids et surface linéaire d'une section de coque
Name GUTELLE Pierre **Date** 16.9.1985
Address 3, rue Jules SIMON
City Paris **State** FRANCE **Zip Code** 75015

Program Description, Equations, Variables, etc. Ce programme calcul les trois moments d'inertie I_{Gy}, $I_{z'z}$, I_0, le poids et la surface totale par mètre de longueur d'une section de coque avec tous ses éléments longitudinaux.

La section est divisée en autant de segments unitaires que nécessaire sur lesquels sont effectués les calculs. Lorsque tous les éléments des segments unitaires sont entrés et les calculs effectués, la suite du programme donne les résultats globaux.

Chaque étape du calcul est marqué d'une instruction R/S afin que le résultat soit reporté dans un tableau figurant dans l'ouvrage "Architecture du voilier. Tome II", ou d'une instruction PRINTx pour les résultats globaux.



Operating Limits and Warnings Si l'on ne remplit pas le tableau, les instructions R/S peuvent être supprimées à l'exception des pas 61, 71 et 87.
Attention : ce programme n'est valable que pour des segments rectangulaires ou assimilés. Pour des segments de section circulaire ou triangulaire, il faut effectuer un calcul séparé et ajouter les résultats dans les mémoires 0 et 339.

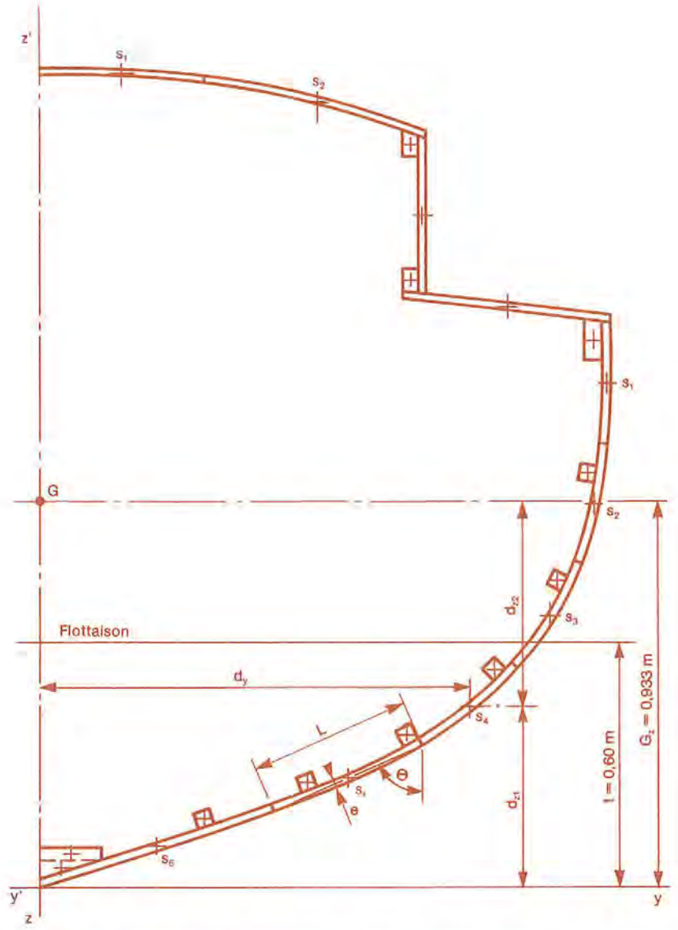


Fig. IV-18. Calcul des moments d'inertie d'une section de coque.

Nous profiterons du même calcul pour déterminer le poids et la surface au mètre linéaire. Cette dernière est la surface totale de toutes les faces des éléments, elle permettra de calculer le poids total de revêtement époxyde ou de peinture. Le fait que les surfaces en contact y sont incluses correspondra au poids de colle pour le bois ou aux cordons de soudure pour le métal.

Pour le calcul ultérieur du devis de poids on pourra répéter cette opération pour un certain nombre de sections, placées en des points caractéristiques où la section change de forme (avant et arrière de rouf ou de cockpit par exemple). Dans le cas où le matériau est homogène (métal par exemple) le G_z du moment d'inertie est également celui du poids. Il permettra de calculer la position verticale du centre de gravité de l'ensemble de la coque, du pont et du rouf. Dans le cas d'un matériau non homogène, on calculera la somme des produits $p.d._{z1}$ que l'on divisera par Σ_p pour obtenir le G_z du poids.

TABLEAU IV-IX. MOMENTS D'INERTIE, POIDS ET SURFACE LINÉAIRES D'UNE SECTION

(1) Désignation	(2) d	(3) l	(4) e	(5) θ	(6) s	(7) p	(8) S	(9) d_{z1}	(10) $s.d_{z1}$	(11) d_{z2}	(12) $s.d_{z2}^2$	(13) $I_{\theta y}$	(14) d_y	(15) $s.d_y^2$	(16) $I_{\theta z}$
Bordé 1	0,7	300	18	1,5	5 400	3,78	0,32	1 235	6 669 000	302	492 737 951	40 472 348	1 390	10 433 340 000	173 452
2	"	"	"	12	"	"	"	940	5 076 000	7	270 106	38 735 598	1 360	9 987 840 000	1 890 202
3	"	"	"	32	"	"	"	665	3 591 000	268	387 639 912	29 167 958	1 250	8 437 500 000	11 477 842
4	"	"	"	50,5	"	"	"	445	2 403 000	488	1 285 596 756	16 472 928	1 050	5 953 500 000	24 172 872
5	"	400	"	66	7 200	5,04	0,42	265	1 908 000	668	3 212 115 869	16 043 970	755	4 104 180 000	80 150 430
6	"	600	"	72	10 800	7,56	0,62	100	1 080 000	833	7 492 697 571	31 203 002	285	837 230 000	293 088 598
Lisses 1	0,5	40	40	11	1 600	0,80	0,08	1,015	1 624 000	82	10 777 421	213 333	1 345	2 894 440 000	213 333
2	"	"	"	23,5	"	"	"	750	1 200 000	183	53 539 978	"	1270	2 580 640 000	"
3	"	"	"	45	"	"	"	535	856 000	398	253 354 129	"	1115	1 989 160 000	"
4	"	"	"	60	"	"	"	370	592 000	563	507 019 872	"	900	1 296 000 000	"
5	"	"	"	69	"	"	"	255	408 000	678	735 337 208	"	655	686 440 000	"
6	"	"	"	72	"	"	"	170	272 000	763	931 293 500	"	400	256 000 000	"
Quille 1	0,6	150	30	90	4 500	2,70	0,18	67	301 500	866	3 374 237 302	337 500	75	25 312 500	8 437 500
2	"	150	50/2	90	3 750	2,25	0,18	52	195 000	881	2 910 125 017	520 833	50	9 375 000	4 687 500
Baguière	"	100	40	0	4 000	2,40	0,14	1 340	5 360 000	407	662 831 938	3 333 333	1 360	7 398 400 000	533 333
Pont	0,7	510	15	84	7650	5,36	0,53	1 425	10 901 250	492	1 852 335 060	1 953 584	1145	10 029 341 250	164 003 603
Rouf 1	"	400	15	87,5	6 000	4,20	0,42	1 995	11 970 000	1 062	6 767 987 412	264 498	200	240 000 000	79 848 002
2	"	550	15	76,5	8 250	5,78	0,57	1 920	15 840 000	987	8 038 074 276	11 479 876	680	3 814 800 000	196 643 561
Elongis 1	0,6	60	40	0	2 400	1,44	0,10	1 820	4 368 000	887	1 888 554 101	720 000	915	2 009 340 000	320 000
2	"	60	40	0	2 400	1,44	0,10	1 485	3 564 000	552	731 481 592	720 000	915	2 009 340 000	320 000
Hiloire	0,7	380	15	0	5 700	3,99	0,40	1 645	9 376 500	712	2 890 168 941	68 590 000	940	5 036 520 000	106 875
					93 850	62,07	5,38		87 555 250		44 478 174 320	+261 315 429		80 068 698 750	867 133 770

$I_{\theta y}$=44 739 490 350 x 2 = 89 478 980 700 mm⁴ $I_{z'z}$= 80 033 832 520 x 2 = 161 871 665 000 mm⁴

P= 62,07 x 2 = 124,14 kg/m S = 5,38 x 4 = 21,53 m²/m G_z = 87 555 250 : 93 850 = 933 mm

Pour faciliter le travail on utilisera le tableau IV-IX qui prend pour exemple la section de la figure IV-18.

Nous y trouverons successivement :

Col. 1 : numéro du segment de bordé ou de pont, quille, lisses et serres, etc. ;

Col. 2 : d = densité du matériau ;

Col. 3 : l = longueur du segment ;

Col. 4 : e = épaisseur du segment ;

Col. 5 : θ = angle de la longueur l sur la verticale ;

Col. 6 : s = section du segment ;

Col. 7 : p = poids au mètre du segment ;

Col. 8 : $S = l + e = 1/2$ surface au mètre du segment ;

Col. 9 : d_{z1} = distance du centre de gravité à la ligne de base y'y ;

Col. 10 : $s \cdot d_{z1}$ = moment du segment à la ligne de base y'y ;

Col. 11 : d_{z2} = distance du centre de gravité du segment à l'axe G_y ; $d_{z2} = G_z \pm d_{z1}$ avec $G_z = \Sigma(s \cdot d_{z1})/\Sigma s$;

Col. 12 : $s \cdot d_{z2}^2$

Col. 13 : $I_{\theta y}$ = moment d'inertie du segment incliné par rapport à un axe y'y passant par son centre de gravité ;

Col. 14 : d_y = distance du centre de gravité du segment à l'axe vertical z'z ;

Col. 15 : $s \cdot d_y^2$;

Col. 16 : $I_{\theta z}$ = moment d'inertie du segment incliné par rapport à un axe z'z passant par son centre de gravité.

On remplit d'abord les colonnes 1 à 10 et 13 à 16 puis, après avoir calculé G_z, les colonnes 11 et 12.

Le moment d'inertie vertical par rapport à l'axe G_y : $I_{Gy} = 2\ [\Sigma(s \cdot d_{z2}^2) + \Sigma I_{y'y}]$

Le moment d'inertie transversal par rapport à l'axe vertical z'z : $I_{z'z} = 2\ [\Sigma(s \cdot d_y^2) + \Sigma I_{z'z}]$

Le moment d'inertie polaire $I_0 = I_{Gy} + I_{z'z}$

P : poids total en kg par mètre linéaire = $2\ \Sigma p$

S : surface totale en m² par mètre linéaire = $4\Sigma s$

Pour le calcul des moments d'inertie des segments inclinés, on utilise la méthode vue ci-dessus avec :

$I_{\theta y} = I_{gz} \sin^2\theta + I_{gy} \cos^2\theta$

$I_{\theta z} = I_{gy} \sin^2\theta + I_{gz} \cos^2\theta$

où I_{gz} = moment d'inertie du segment par rapport à son axe parallèle à l ;

I_{gy} = moment d'inertie du segment par rapport à son axe parallèle à e.

On notera l'importance de certains éléments souvent négligés, comme le rouf, dans le moment d'inertie par rapport à l'axe G_y. Ainsi l'hiloire et ses deux élongis représentent presqu'autant que la quille seule. Ces éléments travaillant principalement en compression et étant pourvus d'ouvertures il importe que l'entourage de celles-ci soit renforcé de telle façon qu'elles ne constituent pas d'affaiblissement sensible.

Le programme des pages 129 à 132 permet d'effectuer tous les calculs du tableau avec une HP 67 ou 97. On peut bien sûr l'adapter pour HP 41 qui, grâce à son plus grand nombre de mémoires, permettra de conserver s et d_{z1} pour les réutiliser après le calcul de G_z.

J'ai placé des instructions R/S à tous les affichages correspondant au tableau. Il n'est pas indispensable, utilisant un programme, de les conserver si l'on ne désire pas remplir un tableau sauf pour les pas 61, 71 et 87. Je le conseille cependant car il permet, en cas d'erreurs en cours, de ne pas avoir à recommencer tous les calculs déjà effectués. Il suffit de rétablir les totaux dans les mémoires 0 et 3 à 9, ce qui est quand même moins long.

Attention, ce programme n'est valable que pour des segments rectangulaires ou assimilés. Pour des segments circulaires ou triangulaires (comme l'élément 2 de la quille dans l'exemple) il faut faire un calcul séparé et ajouter les résultats dans les mémoires 0 et 3 à 9.

IV-II – 1.4. Matériaux composites

On rencontrera parfois des éléments de structure constitués par l'assemblage de matériaux différents formant un matériau composite : contreplaqué stratifié, bois d'essences et donc de caractéristiques différentes, stratifié sur armature métallique par exemple, sans parler des stratifiés eux-mêmes armés de renforts divers, et pour lesquels le problème est encore plus complexe.

Ceux dont le niveau scientifique est suffisamment élevé pourront se reporter pour ce dernier point à la référence [9].

Pour les cas simples il est bon cependant de disposer des quelques notions qui permettront d'adapter les formules du calcul normal. L'essentiel de celles-ci est repris d'une excellente brochure publiée par la société britannique Fibreglass Ltd [10].

Lorsque l'on soumet à un effort de traction un ensemble constitué d'un matériau de renfort à hautes caractéristiques et d'un liant, ou matrice, de caractéristiques plus faibles, l'allongement sera

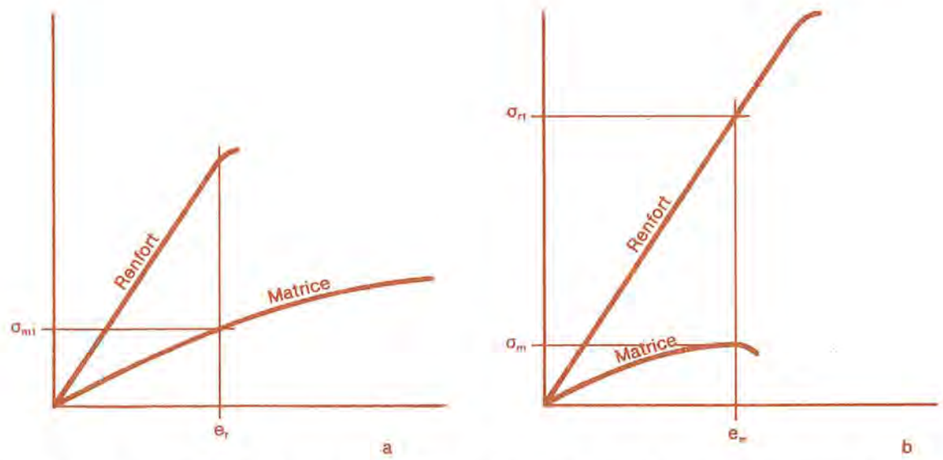


Fig. IV-19. La résistance d'un stratifié n'est que celle du plus faible de ses composants, la fibre (a) ou la matrice (b).

le même pour les deux, par conséquent $\sigma_m/E_m = \sigma_r/E_r$ ou $\sigma_r/\sigma_m = E_r/E_m$, le suffixe r désignant le renfort et le suffixe m la matrice. Cela veut dire que chacun des deux matériaux sera soumis à des contraintes en rapport avec son module d'élasticité en traction.

Ainsi dans un stratifié dans lequel le module l'élasticité de la fibre de verre est 20 fois celui de la résine, la première absorbera des contraintes 20 fois supérieures à la seconde.

Pour obtenir des performances maximums d'un composite il faut donc que l'on ait $\hat{\sigma}_r/E_r$ aussi voisin que possible de $\hat{\sigma}_m/E_m$, * c'est-à-dire que les deux composants atteignent leur résistance à la rupture en même temps, ou un peu avant pour le renfort.

Le module d'élasticité en traction du composite sera donc une combinaison de celui de chacun de ses composants selon la formule :

$E_c = E_r \cdot V_r + E_m (1 - V_r)$ dans laquelle :

V_r = section du renfort/section totale du composite en %.

De même, en supposant que la liaison entre les composants soit parfaite, la résistance à la rupture du composite sera théoriquement :

$\hat{\sigma}_c = \hat{\sigma}_r \cdot V_r + \hat{\sigma}_m \cdot V_m$ où

V_m = section de la matrice/section totale du composite en %.

* $\hat{\sigma}$ indique la contrainte au moment de la rupture.

Voyons maintenant comment se comporte chacun des composants lors d'un essai de traction. En général le renfort (la fibre de verre en particulier) a un comportement élastique jusqu'à la rupture, alors que la résine n'a pratiquement pas de comportement élastique. La figure IV-19 nous montre deux des cas qui peuvent se présenter. Dans le premier (a) le renfort atteint sa limite élastique avant la limite de rupture de la matrice.

La limite pratique du composite sera alors :

$\sigma_c = \sigma_r + \sigma_{m1} \cdot V_m$ où :

σ_{m1} est la contrainte dans la matrice lorsque le renfort atteint sa limite élastique.

La matrice n'est donc pas utilisée au mieux de ses performances.

Dans le second cas (b) c'est le contraire, la matrice atteint sa résistance à la rupture avant que le renfort n'ait atteint sa limite élastique. Le renfort ne peut alors exploiter ses pleines possibilités et :

$\hat{\sigma}_c = \sigma_{r1} \cdot V_r + \hat{\sigma}_m \cdot V_m$ où :

σ_{r1} est la contrainte dans le renfort lorsque la matrice atteint sa limite de rupture.

Dans un composite idéal A_r et A_m seraient sur la même verticale.

On conçoit alors que, en fonction des caractéristiques de chacun des composites il existe un rapport optimum V_r/V_m pour qu'ils atteignent en même temps leur limite.

Reprenons les courbes de la figure IV-19 et traçons en face de chaque cas le graphique de la figure IV-20.

Dans le premier cas (a) la courbe $0\hat{\sigma}_r$ représente la part de la contrainte dans le renfort en fonction du pourcentage de V_r. Elle est nulle lorsque $V_r = 0$ (le composite ne comprend que de la matrice) et maximum pour $V_r = 100$ (il ne comprend que du renfort).

La courbe $\hat{\sigma}_m\ \sigma_{r1}$ représente la part de la contrainte de la matrice. Maximum pour $V_r = 0$ elle serait égale à σ_{r1} si elle n'avait pas atteint sa rupture auparavant. En effet, dans la partie du graphique à gauche du point C où se coupent les deux courbes, on a $\hat{\sigma}_c = \sigma_{r1} \cdot V_r + \hat{\sigma}_m \cdot V_m$

Au point de rencontre, le pourcentage de matrice n'est plus suffisant pour assurer son rôle

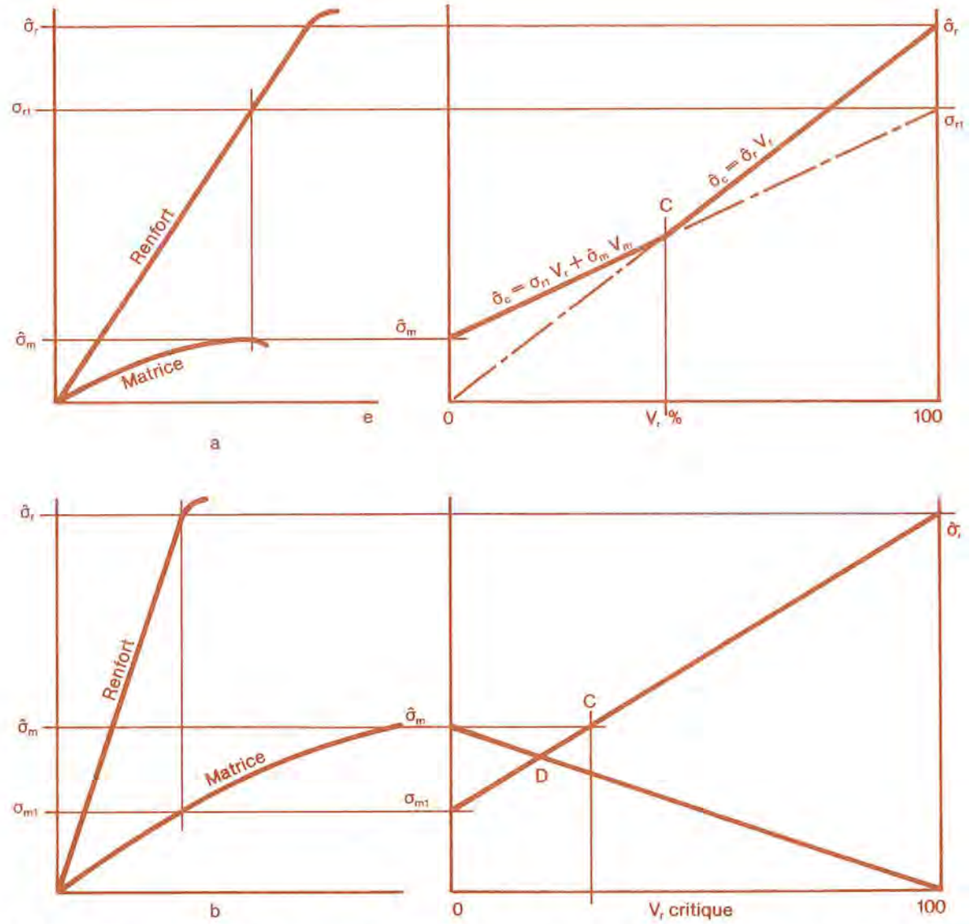


Fig. IV-20. Détermination du pourcentage optimum de verre dans un stratifié limité par la résistance de sa matrice (a), et point critique dans le cas d'un stratifié dont la matrice a une résistance supérieure à la limite de la fibre (b).

et seul le renfort supporte la contrainte : $\hat{\sigma}_c = \hat{\sigma}_r \cdot V_r$

V_f optimum $= \hat{\sigma}_m/(\hat{\sigma}_m + \sigma_r - \sigma_{rl})$

Dans un composite idéal les points C, $\hat{\sigma}_r$ et σ_{rl} seraient confondus.

Dans le cas (b), où le renfort atteint sa limite élastique avant la rupture de la matrice, la droite $\hat{\sigma}_m$ 100 représente la part de la contrainte absorbée par la matrice et la droite σ_{ml} $\hat{\sigma}_r$, celle absorbée par le renfort.

Si V_r est faible la rupture du renfort va intervenir très tôt et son absence dans le composite va alors donner à celui-ci des caractéristiques inférieures à celles qu'il aurait eu s'il n'avait été constitué que de matrice.

Si V_r est élevé le composite va également se rompre avant que la matrice ait entièrement rempli son rôle mais on aura au moins atteint les possibilités du renfort.

Il existe cependant un point critique en dessous duquel le composite a une résistance inférieure à celle de la matrice seule. Ce point C correspond sur la droite σ_{ml} $\hat{\sigma}_r$ à la valeur de $\sigma = \hat{\sigma}_m$ et V_r critique $= (\hat{\sigma}_m - \sigma_{ml})/(\sigma_r - \sigma_{ml})$.

Le point D, intersection des deux droites, correspond à la valeur de V_r pour laquelle la résistance du composite serait minimum :

$V_{f\ min} = (\hat{\sigma}_m - \sigma_{ml})/(\sigma_r + \hat{\sigma}_m - \sigma_{ml})$

Ce cas s'applique en particulier à des pièces moulées avec renforcement de fibre, ou à la « choucroute », mélange de résine, de charge et de fibre de verre coupée utilisée parfois pour les collages.

Cette étude théorique, destinée à faire comprendre le mécanisme du travail des composites ne peut être appliquée sans correction car bien d'autres facteurs interviennent pour réduire les caractéristiques idéales ainsi obtenues, ne serait-ce que la qualité de la liaison entre les deux composants.

Lorsque les deux éléments d'un composite ont des caractéristiques proches comme c'est le cas par exemple pour une cloison en contre-plaqué sur laquelle est collée une épontille en bois massif, ou un élément de bordé avec sa lisse, on aura recours à une formule simple, celle de la section équivalente.

En traction, compression et cisaillement, il suffira d'affecter à la section d'un des éléments un coefficient $k = R_1/R_2$

En flexion on conservera les hauteurs et c'est la largeur d'un des éléments qui sera affectée d'un coefficient E_1/E_2.

Exemple :

Un élément de bordé en bois moulé a une largeur de 200 mm et une épaisseur de 18 mm. Il est associé à une lisse en pin de 40 × 40 mm.

Pour le bordé E = 830 daN/mm² alors qu'il atteint 1 200 daN/mm² pour le pin.

Pour le calcul du moment d'inertie de la section constituée par l'ensemble on augmentera donc la largeur de la lisse dans le rapport 40 × 1 200/830 = 57,8 mm.

IV-II – 1.5. Sandwiches

Nous savons qu'une poutre travaillant en flexion subit des contraintes de compression sur sa face soumise à l'effort et de traction sur sa face opposée et que le taux de ces contraintes est directement fonction du module de flexion de la section I/v. Elle subit également des contraintes de cisaillement longitudinales ou transversales, cependant plus faibles que les deux premières.

Il est donc apparent que, à taux de contrainte égal, on aura besoin d'autant moins de matière que celle-ci sera répartie dans une section ayant un module d'autant plus élevé, c'est-à-dire que son moment d'inertie sera plus grand et donc que la matière sera placée plus loin de la fibre neutre. C'est ce principe qui conduit à adopter pour les poutres une section sur chant, tubulaire ou en I.

Par ailleurs la flèche que prendra la poutre sous la charge sera considérablement réduite, la raideur sera plus grande.

Lorsqu'il s'agit d'une plaque on obtient un résultat analogue en la remplaçant par deux plaques plus minces maintenues écartées par une structure ou un matériau de faible densité mais aussi de caractéristiques mécaniques réduites, l'ensemble constituant ce que l'on appelle un « sandwich ».

Les parois extérieures ou « peaux » sont réalisées dans les matériaux usuels : bois, contre-plaqué, métal, stratifié, tandis que l'âme peut être constituée de matériaux divers : nid d'abeilles métallique, en papier imprégné de résine ou en polyamide (Nomex), balsa en bois de bout (vendu en feuilles de diverses épaisseurs sous la marque Contourkore), matériau synthétique alvéolaire, ou mousse à cellules fermées, de polyuréthanne, de chlorure de polyvinyl (Airex) ou de PVC et de diisocyanates (Klégecell), enfin en « feutres » de fibres de polyester et de microsphères (Firet) (tableau IV-X).

La figure IV-21 a représente la répartition des contraintes de traction et compression dues à la

TABLEAU IV-X
CARACTERISTIQUES MECANIQUES ET PHYSIQUES DES PRINCIPAUX MATERIAUX D'AME DES SANDWICHES.

MARQUE	CONTOUR-KORE	NOMEX 3/16	AIREX R 62.80	PLASTICELL D75	KLEGECELL 75	INOTAN 120	FIRET
TYPE	Balsa Bois debout	Nid d'abeille phénolique	Mousse de PVC souple	Mousse de PVC rigide	Mousse de PVC rigide	Mousse de polyuréthanne	Fibres de polyester microsphères
Densité	0,128	0,64	0,080	0,088	0,075	0,120	0,64
Résistance à la compression (daN/mm²)	0,952	0,39	0,085	0,095	0,11	0.135	2,20
Module d'Young en compression (N/mm²)	331	24,61	2,46	1,97	3,50	3,10	40
Résistance à la traction (daN/mm²)	1,27	–	0,11	0,10	0,12	0,14	0,38
Résistance au cisaillement dans le plan du sandwich (N/mm²)	0,18	0,16	0,12	0,10	0,07	0,07	0,11
Module de Coulomb (N/mm²)	14,76	5,27	1,07	2,11	1,20	1,30	6,80
Résistance à la flexion (N/mm²)	0,86	(2)	0,17	0,10	0,15	NA	0,66
Module d'Young en flexion (N/mm²)	293,132	(2)	2,759	–	4,479	NA	79
Cœfficient de conductibilité thermique (W/m.K.)	0,043	–	0,040	0,022	0,03	0,029	0,10
Température maxi. d'utilisation	(1)	–	72° C	70° C	80° C	120° C	60° C (63 % de la résistance à la compression à 23° C)

(1) Ne s'applique pas à ce matériau qui conserve ses propriétés mécaniques jusqu'à 100° C, point à partir duquel débutera le phénomène de pyrolyse avec diminution progressive des propriétés mécaniques jusqu'à 400° C.
(2) Pratiquement nuls par principe en raison de la déformabilité.

flexion. Elle est dictée par la valeur du module d'élasticité de chacun des composants.

La rigidité de l'ensemble peut se calculer selon trois formules différentes en fonction des caractéristiques mécaniques et géométriques du sandwich :

- Peaux épaisses et âme non rigide (mousse)
  $D = E_p \cdot b\ (h^3 - a^3)/12$
- Peaux épaisses et âme d'une certaine rigidité (balsa)
  $D = [E_p \cdot b\ (h^3 - a^3)/6] + E_a \cdot b \cdot a^3/12$
- Peaux fines et âme sans rigidité
  $D = E_p \cdot b \cdot e \cdot d^2/2$ avec
  b : largeur de la section
  E_p : module l'élasticité de la peau
  E_a : module d'élasticité de l'âme.

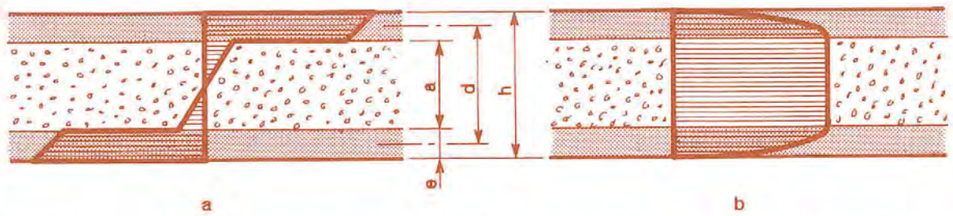


Fig. IV-21. Répartition des contraintes de traction et compression (a) et de cisaillement (b) dans un sandwich sollicité en flexion.

La contrainte dans les peaux est alors :

$\sigma_p = M_f \cdot E_p \cdot h/2\ D$ avec

M_f : moment fléchissant.

Mais, contrairement à une poutre monolithique dont, lors de la flexion, les sections restent perpendiculaires à la fibre neutre, ici le faible module d'élasticité de l'âme va permettre une déformation de celle-ci sous les efforts de cisaillement longitudinal.

La flèche que prendra la poutre sera donc supérieure à celle d'une poutre monolithique et l'on aura ainsi :

- Effort localisé au centre :

$$y_{max} = \frac{P \cdot L^3}{48D} + \frac{P \cdot L \cdot a}{4b \cdot d^2 \cdot G_a}$$

- Effort uniformément réparti :

$$y_{max} = \frac{5p \cdot L^4}{384E \cdot I} + \frac{p \cdot L^2 \cdot a}{8b \cdot d^2 \cdot G_a}$$

où

P = charge ponctuelle ;
p = charge par unité de longueur ;
L = longueur de la poutre ;
G_a = module d'élasticité transversal de l'âme.

Le tableau IV-X de la page précédente donne les caractéristiques de quelques matériaux d'âme les plus couramment utilisés.

En considérant comme négligeable la part de résistance en flexion apportée par l'âme elle-même la contrainte dans les peaux sera :

$\sigma_p = M \cdot E \cdot p \cdot h/2D$

Il faut noter que ce phénomène aura pour effet de solliciter les peaux non plus seulement à la traction ou à la compression mais aussi à la flexion d'où de nouveaux risques de délaminage dans les peaux si l'âme est par trop souple.

La répartition des contraintes de cisaillement longitudinal est également modifiée dans l'âme (fig. IV-21 b) mais il est très important d'en vérifier le taux compte tenu de ses faibles caractéristiques.

Cela se fera en deux points où se produit généralement le cisaillement, sur la fibre neutre et à l'interface avec les peaux.

$$\tau_a = \frac{T}{D}\left[E_p \cdot e \cdot \frac{d}{2} + \frac{E_a}{2}\left(\frac{a^2}{4} - z^2\right)\right] \leqslant R_{ag}$$

où z = distance à la fibre neutre
et R_{ag} = résitance au cisaillement de l'âme.

Le cisaillement devrait se produire normalement dans le plan de la fibre neutre puisque c'est là que τ_a est maximum. On constate cependant que ce n'est pas toujours le cas pour les mousses où le cisaillement se produit souvent au voisinage de l'interface avec l'une des peaux. Cela provient vraisemblablement d'un passage trop brutal d'un matériau à l'autre provoquant une concentration de contraintes.

Sur ce point le balsa semble présenter un avantage sur les mousses par la structure de ses cellules. Si l'on observe les photos de la figure IV-22 on constate en effet que la structure du balsa est très fine avec des cellules en forme de navelles très allongées et quelques canaux médulaires de plus forte section. Pour la mousse de PVC par contre les cellules sont très larges et une bonne partie d'entre elles à une profondeur inférieure au diamètre. Dans le premier cas le rapport entre la section des parois et celle de la résine sera beaucoup plus élevé et la transition en profondeur se fera plus progressivement et régulièrement.

Dans le second cas, le rapport beaucoup plus faible de la section des parois fera travailler celles-ci à un taux de contrainte beaucoup plus élevé avec une transition irrégulière.

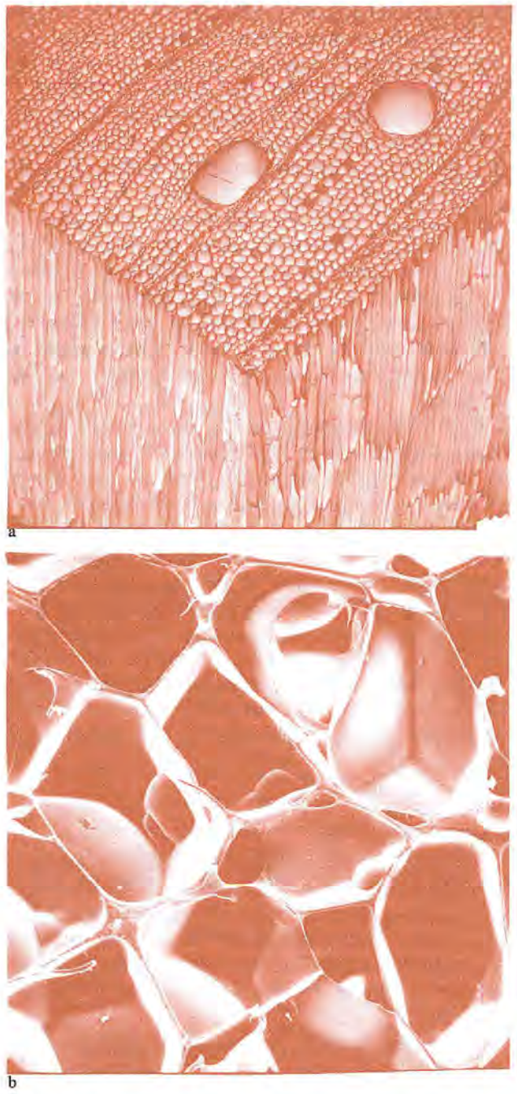


Fig. IV-22. Ces deux photos montrent, grossie 50 × la structure de la surface d'une section de balsa (a) et de mousse de PVC Klegecell (b).

Par contre, vraisemblablement en raison de son module de cisaillement beaucoup plus élevé, l'âme en balsa se comportera moins bien au choc qu'une âme en PVC.

Le nid d'abeilles présente des caractéristiques proches du balsa en raison du congé de colle qui se forme dans l'angle entre la peau et les parois de la cellule.

Il est important, bien sûr, dans le cas de peaux en stratifié, d'éviter tout amas de résine dans l'interface et pour cela il est indispensable d'interposer un mat léger entre l'âme et le dernier renfort tissé.

Ce problème particulièrement difficile à résoudre dans le cas des nids d'abeilles, lors de la pose de la peau extérieure en stratification au contact, semble être résolu par un nouveau nid d'abeilles en polypropylène, le Nidaplast *, qui peut être revêtu d'un non-tissé de polyester qui empêche le remplissage des alvéoles par la résine tout en maintenant un bon accrochage. Pour un poids de 60 kg/m sa résistance en compression atteint 0,2 daN/mm².

Un autre moyen pour éviter de faire travailler l'âme au cisaillement consiste à relier les deux peaux du sandwich par des « ponts » en matériau plus résistant. Ceux-ci peuvent soit faire partie intégrante des renforts comme dans le procédé Técimar, soit être réalisés dans une opération intermédiaire entre la stratification des deux peaux lorsque l'âme sert de « moule » dans une construction à l'unité (fig. IV-23).

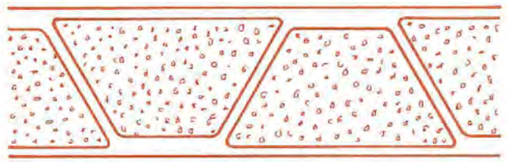


Fig. IV-23. Exemple de sandwich ponté.

Pour la définition d'un bordé en sandwich on partira généralement de l'échantillonnage prévu en simple peau. Pour une première approximation, la transformation pourra se faire selon les formules :

$e = (\sqrt[3]{h^3 + a^3} - a)/2$ ou
$a = \sqrt{h^3/6e} - e$
avec h = épaisseur simple peau
si l'on ne considère que la raideur.

* Fabriqué par Induplast, 38, rue du Séminaire, Centra 390, 94616 Rungis Cedex.

Pour obtenir la même résistance en flexion :
$e = h^2/6a$ ou
$a = h^2/6e$

Ces formules ne sont valables que pour des âmes ayant une certaine résistance, balsa, mousse à haute densité, feutre.

Les programmes suivants permettent de calculer e ou a à partir d'une épaisseur de simple peau h.

1) *Calcul de e à partir de a et h pour la raideur*
Entrer h, ENTER ↑ et a
LBL A, CL REG, STO 1, R↓, 3, y^x, RCL 1, 3, y^x, +, 3, 1/x, y^x, RCL 1, –, 2, :, RTN

2) *Calcul de a à partir de e et h pour la raideur*
Entrer h, ENTER ↑ et e
LBL B, CL REG, STO 1, R↓, 3, y^x, RCL 1, :, 6, :, $\sqrt{x}$, RCL 1, –, RTN

3) *Calcul de e (ou a) à partir de a (ou e) et h pour la résistance*
Entrer h, ENTER ↑ et a (ou e)
LBL C, CL REG, $x \gtrless y$, x^2, 6, :, $x \gtrless y$, :, RTN

Bien que l'on puisse concevoir une infinité de rapports a/e il et bon de rester dans certaines limites. Des peaux trop minces n'auraient pas une résistance à l'impact suffisante et l'ensemble ne pourrait pas supporter les efforts tranchants.

On conseille généralement de donner à l'âme une épaisseur égale à 1,5 à 3 fois celle de la peau simple et aux peaux un rapport de 1,5/1 entre l'extérieur et l'intérieur, les renforts des deux peaux étant constitués de la même façon.

Si les deux peaux ne sont pas de même nature leur épaisseur sera calculée en fonction des rapports résistance en compression de la peau extérieure/résistance en traction de la peau intérieure.

Enfin, dès que l'âme dépasse une épaisseur de 20 à 25 mm il devient impératif de prévoir des « ponts » reliant les peaux pour encaisser les efforts tranchants dans l'âme.

IV-II – 1.6. Vérification d'un élément de bordé de coque ou de pont à la pression

Contrairement à ce que l'on croit parfois, on ne « calcule » pas la structure d'une coque mais on vérifie que les contraintes dans la structure dont on a défini les éléments ne dépassent pas les valeurs admissibles. En effet l'opération inverse conduirait à des équations tellement complexes que leur réalisation serait hors de proportion avec le but recherché.

Lorsqu'une telle étude est cependant nécessaire il est possible d'utiliser la méthode des éléments finis que nous avons citée au début de cet ouvrage.

Nous nous contenterons donc de vérifier les échantillonnages que nous aurons choisis par expérience ou selon les règlements ou tables.

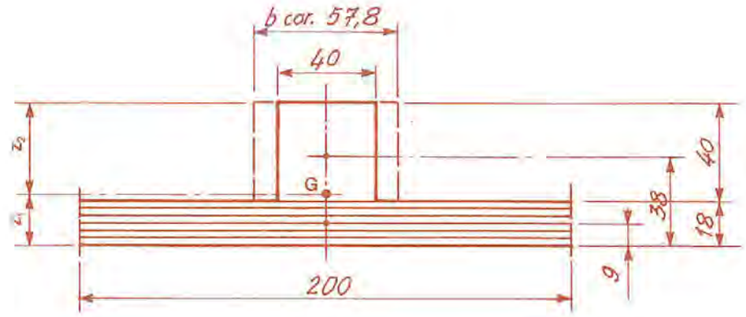
Il faudra bien sûr choisir au préalable les probabilités d'occurrence des événements selon leur gravité et leurs conséquences admissibles sur les divers éléments de la structure. Ainsi Bruce Farr [18] admet-il quatre degrés différents de gravité des événements allant de la navigation normale aux événements extraordinaires, comme l'échouement sur des roches par forte mer ou la collision avec un bateau rapide et liés à différents éléments du voilier, ou à des circonstances d'exploitation telles que l'échouage ou le transport.

Les formules que nous avons vues précédemment s'appliquent à des plaques planes, or un bordé est courbe, au moins dans un sens. Cette courbure convexe augmente sa résistance car, sous l'effet de la pression, le travail de flexion simple devient un travail de flexion et de compression combinées. Néanmoins on ne tient généralement pas compte de cette amélioration car elle n'intéresse qu'une partie de la surface du bordé et est moins sensible lorsqu'on considère un effort localisé. On considère qu'elle constitue un facteur de sécurité. Dans des cas particuliers on pourra appliquer à l'épaisseur du bordé un facteur
$k = 1 - f/c$
où f = flèche ;
c = corde ;
avec k min = 0,8.

On suivra pour le calcul les étapes suivantes :
1 – Caractéristiques du panneau le plus chargé, soit parce qu'il est le plus exposé, soit parce qu'il est le plus grand. Généralement on sera amené à choisir deux cas, l'un au voisinage de la quille, l'autre en haut du bordé, tous deux au tiers avant environ.

Ainsi par exemple nous aurons le choix entre un panneau de fond de 1 m × 0,20 m délimité par la cloison arrière du poste avant et une cloison partielle à mi-longueur de la couchette dans le sens longitudinal, la quille et la lisse voisine dans le sens transversal, et un autre panneau dans le haut du bordé qui aurait, du fait de l'absence, à cet endroit, de la cloison partielle, une surface de 2 m × 0,20 m.

Rappelons que son épaisseur est de 18 mm.
2 – Définition de la pression maximum à laquelle le bordé peut être soumis. Dans le bordé de fond on aura (formule de l'A.B.S.) : $h = 1{,}20\ (3d + 0{,}14L + 1{,}62)$, soit pour d = 0,60 m et



	S	z	S_z	z_G	Sz_G^2	I_y
Bordé	3 600	9	32 400	11,34	462 944	97 200
Lisse	2 311	38	87 822	17,66	720 745	308 267
	5 911		120 222		1183 689 +	405 467

$z_1 = \Sigma S_z/\Sigma S = 20{,}34$ $\quad z_2 = 58 - 20{,}34 = 37{,}66$ $\quad z_G = 1589\,156\ mm^4$

Fig. IV-24. Exemple de calcul des moments d'inertie d'un bordé en bois associé à une lisse d'essence différente.

$L = \frac{L_T + L_f}{2} = 6{,}80$ m :
$h = 1{,}2\ (3 \times 0{,}6 + 0{,}14 \times 6{,}8 + 1{,}62) = 5{,}25$ m
ce qui donnerait $p = 0{,}12 \times 5{,}25 = 0{,}63$ bar

3 – Calcul de la contrainte maxi dans le bordé. Le panneau étant considéré comme encastré sur tout son pourtour la formule suivante s'applique [11] :

$\sigma_{f\ max} = k_1 \cdot p \cdot b^2/e^2$

a/b	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	∞
k_1	0,3078	0,3834	0,4356	0,4680	0,4872	0,4974	0,5
α	0,0138	0,0188	0,0226	0,0251	0,0267	0,0277	0,0284

dans notre exemple :
$\sigma_f = 0{,}5 \times 0{,}63 \times 200^2/18^2 = 0{,}39$ daN/mm²

Pour un bordé en bois moulé constitué de plis d'acajou de $R_f = 8$ daN/mm² avec des plis croisés donnant $\eta = 0{,}375$ donc $R_p = 3$ daN/mm² on a un facteur de sécurité $F_S = 3/0{,}39 = 7{,}7$ ce qui peut paraître élevé si l'on oublie que nous n'avons considéré ici que les sollicitations de pression auxquelles il faudra ajouter celles de torsion et de flexion qui se développeront dans la partie centrale de la coque.

Pour une coque à bouchain vif on considère que pour la partie du bordé adjacente au bouchain, trois côtés seulement sont encastrés le quatrième étant seulement supporté, k_1 devient :

a/b	0,25	0,50	0,75	1	1,5	2	3
k_1	0,020	0,081	0,173	0,307	0,539	0,657	0,718

Pour les matériaux comme les stratifiés dont la limite élastique et la charge de rupture sont pratiquement confondues, c'est la raideur qui devient la caractéristique significative et, dans ce cas, la résistance à la rupture est toujours assurée. C'est d'ailleurs le seul critère pris en considération par certains règlements de construction. Elle peut être également utile à connaître lors de la comparaison du comportement de matériaux différents pour une même coque.

Dans le premier cas :

$y_{max} = \frac{\alpha \cdot p \cdot b^4}{E \cdot e^3}$

le coefficient α étant donné dans le tableau précédent.

La flèche admissible est, selon les cas de 1/100 à 1/200 de la longueur du panneau.

IV-II – 1.7. Vérification d'une lisse avec son bordé associé

Le calcul s'effectue en associant à la lisse une portion du bordé sur laquelle elle est fixée (fig. IV-24).

Cette largeur sera égale à la distance entre les lisses avec un maximum qui ne sera pas supérieur à :

18 e + b pour le stratifié ;
25 e pour le bois massif ;
50 e pour le contre-plaqué et le bois moulé ;
100 e pour le métal.

b est la largeur de la base des renforts en stratifié.

Lorsque les composants de l'ensemble à évaluer ne sont pas constitués du même matériau, le calcul du moment d'inertie de sa section s'effectuera en corrigeant la largeur de l'un des éléments par le rapport entre leurs modules d'élasticité dans la direction de la contrainte, c'est-à-dire dans notre cas en traction pour la lisse et en compression pour le bordé.

Reprenons l'exemple précédent.

	Bordé	Lisse
b	200	40
h	18	40
Essence	Acajou	Pin
R_{pt}		13 daN/mm²
R_{pc}	3 daN/mm²	
E_t		1 200
E_c	830	

La largeur corrigée de la lisse dans le calcul du moment d'inertie sera de $40 \times 1\,200/830 = 57{,}8$ mm

La figure IV-24 et son tableau nous donnent les dimensions et la marche à suivre pour le calcul.

La rigidité de la section, calculée donc pour un module d'élasticité uniforme de 830 daN/mm², sera : $E \cdot I = 830 \times 1\,589\,156 = 1\,319\,000\,000$ daN/mm²

On peut alors calculer les contraintes en différents niveaux de la section, repérés de A à D sur la figure avec : $\sigma = M_f \cdot z \cdot E_z / E \cdot I$, z étant la distance du plan considéré par rapport à la fibre neutre et E_z le module d'élasticité du matériau à ce niveau.

Le moment fléchissant de l'ensemble sera :
$M_f = p \cdot S \cdot L/12 = 0{,}63 \times 20 \times 100 \times 100/12 = 10\,500$ cmdaN $= 105\,000$ mmdaN

On aura donc :
en A, extérieur du bordé :
$\sigma_A = M_f \times 20{,}34 \times 830/E \cdot I = 1{,}34$ daN/mm²
en B, plan de joint du bordé :
$\sigma_B = M_f \times 2{,}34 \times 830/E \cdot I = 0{,}16$ daN/mm²
en C, plan de joint de la lisse :
$\sigma_C = M_f \times 2{,}34 \times 1\,200/E \cdot I = 0{,}22$ daN/mm²
en D, sommet de la lisse :
$\sigma_D = M_f \times 37{,}66 \times 1\,200/E \cdot I = 3{,}60$ daN/mm²

Ce résultat appelle plusieurs observations.

Si nous comparons les facteurs de sécurité de la lisse et du bordé nous voyons que le premier atteint $13/3{,}6 = 3{,}62$ alors que le second est de $3/1{,}34 = 2{,}24$. La lisse travaillera à un taux de contrainte moins élevé, elle est donc surdimensionnée.

Nous pouvons vérifier également qu'il n'y a aucun risque de cisaillement du bois au niveau du joint de colle puisque pour les deux essences la résistance au cisaillement à considérer est supérieure à la contrainte : 0,6 pour 0,22 pour la lisse, $0{,}7 \times 0{,}375 = 0{,}26$ pour 0,16 pour le bordé.

IV-II – 1.8. Vérification de la coque en flexion

Nous prendrons le cas le plus défavorable de la coque supportée aux extrémités de la flottaison et nous supposerons que le moment fléchissant dû au gréement est égal à celui dû au poids du bateau.

On aura donc :
$M_f = P \cdot L/2 = 2\,800 \times 6{,}10/2 = 8\,540$ mkg $= 8\,375$ mdaN

Comme $I_{Gy} = 89\,478\,980\,700$ mm⁴,
pour la partie inférieure en traction :
$I/v = I_{Gy}/933 = 95\,904\,588$ mm³
pour la partie supérieure en compression :
$I/v = I_{Gy}/1\,067 = 83\,860\,338$ mm³
et
pour la partie inférieure :
$\sigma_t = 8\,375\,000/95\,904\,588 = 0{,}09$ daN/mm²
pour la partie supérieure :
$\sigma_c = 8\,375\,000/83\,860\,338 = 0{,}10$ daN/mm²

Dans le bordé situé au voisinage de la quille on aura une combinaison de la contrainte σ_t vue ci-dessus avec la contrainte σ_f due à la pression. On aura donc au total :
$\sigma_i = \sigma_t + \sigma_f = 0{,}09 + 0{,}39 = 0{,}48$ daN/mm²

On notera que les contraintes dues à la flexion de la poutre navire sont très inférieures à celles dues à la pression sur le bordé, de 1 à 4 pour notre exemple. Il en résulte qu'un échantillonnage de bordé calculé pour la pression et affecté d'un coefficient de 1,25 sera valable pour la combinaison des deux contraintes.

Ce calcul des contraintes en traction et compression peut cependant ne pas être toujours suffisant. En effet, les efforts de compression peuvent engendrer des contraintes de flambage s'il se trouve que la partie la plus sollicitée corresponde à un panneau de bordé de grande surface ou peu raidi.

Il sera nécessaire alors de vérifier la contrainte globale dans le panneau par la formule :
$\sigma_{fc} = (k_2 \cdot p \cdot b^2/e^2) + q/t$
où q est l'effort de compression longitudinal par unité de largeur de b, soit $q = P/b$ et dans laquelle k_2 est un coefficient dépendant des rapports a/b et q/q_E avec $q_E = \pi^2 E \cdot e^3/3 (1 - \mu^2) b^2$

a/b \ q/q_E	1	1,5	2	3	4
0,25	0,372	0,372	0,330	0,228	0,225
0,5	0,606	0,522	0,390	0,228	0,225
0,75	1,236	0,846	0,450	0,210	0,225

Quant à la résistance des raidisseurs longitudinaux elle se vérifiera par la formule d'Euler en prenant en compte le raidisseur et son bordé associé corrigés en fonction des modules d'élasticité, comme définis ci-dessus au § IV-II-1-7.

IV-II-1.9. Vérification de la coque en torsion

Le couple de redressement maximum est de 1 400 mdaN. Par ailleurs $I_0 = I_{Gy} + I_{Gz} = 89\,478\,980\,700 + 161\,871\,665\,000 = 251\,350\,645\,700$ mm⁴

Le livet est, à 1 470 mm, le point le plus éloigné du centre de gravité. On a donc :
$I_0/v = 251\,350\,645\,700/1\,470 = 170\,986\,834$ mm⁴
et
$\tau = 1\,400\,000/170\,986\,834 = 0{,}01$ daN/mm²

La contrainte maximum combinant la pression sur le bordé, la flexion et la torsion de la coque sera en définitive :
$\sigma_2 = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau^2} = \sqrt{0{,}48^2 + 4 \times 0{,}01^2} = 0{,}4804$ daN/mm²

On constate qu'ici la part de la contrainte due à la torsion est pratiquement nulle. Cela tient au fait qu'il s'agit d'un bateau large et que le bois, conduisant à une forte épaisseur de bordé, donne aux moments d'inertie une valeur élevée. Il n'en va pas de même pour des voiliers en stratifié et surtout en métal dont les bordés, et par conséquent les moments d'inertie, sont plus faibles. L'importance des contraintes augmente également très vite avec la taille des bateaux car le rapport entre la section de la coque et sa longueur diminue avec l'accroissement de celle-ci.

Il faut noter d'ailleurs que la part relative de la contrainte de flexion se réduit par rapport à celle de torsion puisque le déplacement croît comme la puissance 3 de la longueur alors que le moment de chavirement croît comme la puissance 4.

IV-II – 1.10. Vérification des cadènes

Les cadènes sur lesquelles viennent se fixer les haubans ne lâchent généralement pas par rupture simple à la traction de la pièce elle-même mais souffrent plus souvent d'un matage soit au niveau de leur fixation, soit dans le trou où prend appui l'axe du ridoir, ce dernier pouvant conduire à une réduction de la section verticale au-dessus du trou entraînant sa rupture.

Les essais de traction montrent en effet que la rupture ne s'effectue pas suivant la section au droit du trou perpendiculaire à l'effort (fig. IV-25) mais dans une zone de 80° environ située au sommet de l'œil. C'est pourquoi une cadène bien dessinée doit avoir une forme en « tête de vipère » qui consiste généralement à décaler simplement le trou vers l'intérieur d'une valeur $a = (k - 1)(D - d)/2$

La contrainte de traction est alors :
$\sigma_t = k \cdot F/e (D + 2a - d) \leqslant R_t/F_s$
avec k = 1,4 pour l'alliage léger ;
k = 1,2 pour l'acier.

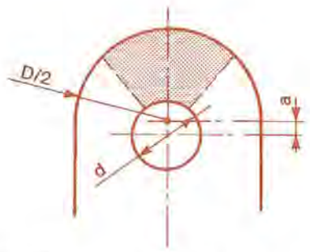


Fig. IV-25. Concentration des efforts dans l'œil d'une cadène et forme en « tête de vipère ».

On vérifie alors la contrainte de matage.
$\sigma_m = F/e\ (D - d) \leqslant R_t/F_s$

Il est bien entendu que, pour que ces formules puissent s'appliquer, le jeu entre chape et cadène doit être aussi réduit que possible. Ce n'est pas le cas avec une cadène en fil rond sur laquelle l'axe travaille en flexion.

Le facteur de sécurité adopté par rapport à la résistance à la rupture du câble correspondant sera égal à 2,5.

Dans de nombreux cas les cadènes en acier inoxydable sont fixées à plat sur une cloison en contre-plaqué par boulonnage avec contre-plaque sur la face opposée ou dédoublement de la cadène pour équilibrer l'effort sur les deux faces (fig. IV-26). Dans ce cas il importe de vérifier la contrainte de matage du contre-plaqué. Celle-ci dépend du rapport e/d entre son épaisseur et le diamètre du boulon. On ne tient pas compte du serrage dont l'influence est trop aléatoire.

On doit avoir $F/e \,.\, d \leqslant R_m$
avec $R_m = R\ (0{,}45 + 0{,}55\ e/12\ d)$
pour un effort équilibré sur les deux faces du contre-plaqué ; diviser par 2 si l'effort s'exerce sur un seul côté.

Pour $e/d > 12$, $R_m = R$
R est la résistance moyenne à la traction dans le plan des plis du contre-plaqué, 3,5 à 4 daN/mm² pour la qualité marine.

En suivant notre exemple, avec des cadènes écartées de 1,10 m, nous aurions un effort de traction $F = M_r/b = 1\,400/1{,}1 = 1\,272$ daN répartis pour 45 % sur le galhauban et 55 % sur le bas-hauban soit 572 et 700 daN.

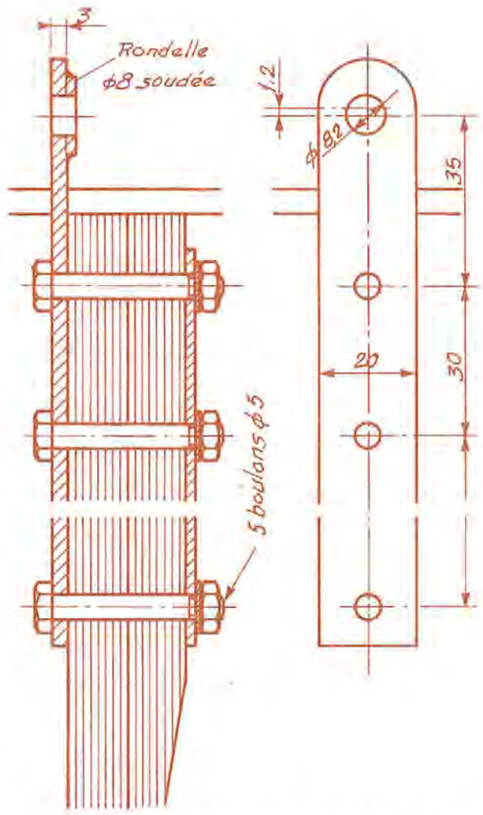


Fig. IV-26. Montage d'une cadène sur une cloison.

Avec un coefficient de 2 cela donnerait un bas-hauban de 4,8 mm (1 440 daN de limite élastique et 2 050 de rupture) dont l'axe de fixation aurait un diamètre de 8 mm (référence SARMA) et une charge maximum sur l'œil de la cadène de 2 050 daN.

Si celle-ci est en acier inoxydable de résistance pratique $R_p = R_r/2{,}5 = 24$ daN/mm², la section au droit du trou devra être supérieure à 700/24 = 29,2 mm² ce qui donnerait, en tôle de 3 mm, 9,7 mm et une largeur de latte de 9,7 + 8,2 = 17,9 mm. Nous prendrons une latte de 20 × 3 mm.

L'axe du trou a sera décalé de :
(1,2 – 1) (20 – 8,2)/2 = 1,18 mm arrondi à 1,2 mm.

Le dessus de la latte sera à 10 + 1,2 = 11,2 mm au-dessus de l'axe et il faudra vérifier que la chape du ridoir ou du cardan peut accepter cette hauteur.

La contrainte au-dessus de l'œil sera :
$\sigma_t = 1{,}2 \times 700/3\ (20 + 2 \times 1{,}2 - 8{,}2) = 19{,}72$ daN/mm²

Vérifions maintenant la matage.
$\sigma_m = 700/3\ (20 - 8{,}2) = 19{,}77$ daN/mm²

Néanmoins, comme la chape est nettement plus large (5 mm) que l'épaisseur de la cadène on ajoutera une rondelle soudée de 1,5 mm pour augmenter la largeur de la portée et éviter que l'axe travaille en flexion.

Pour la fixation sur la cloison nous utiliserons 3 boulons. L'effort sur chacun sera de 700/3 = 233 daN. Une seule section est soumise au cisaillement.

Pour des boulons en acier inoxydable on aura $R_{pg} = R_{pt}/2 = 27/2 = 13{,}5$ daN/mm² ce qui donne une section $S = 233/13{,}5 = 17{,}3$ mm² soit un diamètre de 4,69 arrondi à 5 mm.

Si la cloison est en 12 mm on aura $e/d = 2{,}4$ et $\sigma_m = 233/12 \times 5 = 3{,}88$ daN/mm² à multiplier par 2 puisque la traction ne se fait que sur un côté soit 7,77 daN/mm².

Avec R = 4 daN/mm² pour le contre-plaqué on voit tout de suite que la résistance au matage ne sera pas assurée. On doublera donc l'épaisseur de la cloison au droit de la cadène ce qui ramènera la contrainte à 3,88 daN/mm².

On aura alors $R_m = 4\ (0{,}45 + 0{,}55 \times 24/12 \times 5) = 2{,}68$ daN/mm² ce qui est encore trop faible.

Pour réduire le taux de matage il faudrait utiliser plus de boulons de plus petit diamètre. Comme il n'est pas possible, pour des raisons pratiques de descendre en dessous d'un diamètre de 5 ou 6 mm, on sera amené à accroître le nombre des boulons par rapport à celui qui serait nécessaire pour la seule résistance au cisaillement, ici il en faudrait deux de plus ce qui ramènerait le taux de matage à 2,33 daN/mm². Il ne semble pas évident que beaucoup de chantiers fassent cette vérification alors que le calcul tel qu'effectué ici est encore moins contraignant qu'avec les formules utilisées pour les charpentes terrestres et qui conduiraient à un nombre presque double de boulons.

Le montage de ces cadènes doit par ailleurs répondre à un certain nombre de conditons pour assurer le respect des objectifs calculés.

Les trous doivent être percés sans jeu et leur paroi scellée à la résine ou au vernis pour éviter toute reprise d'humidité.

Seule la partie lisse du boulon doit porter sur la cadène et le bois, le filet s'arrêtant dans l'épaisseur de la rondelle ou de la contre-plaque.

Les rondelles doivent avoir un diamètre extérieur $D \geqslant 3{,}5$ d.

L'espacement des trous ne doit pas être inférieur à 5 d et, lorsqu'il y en a plusieurs ils seront disposés en quinconce avec un pas de 5 d et un espacement minimum de 2,5 d.

Le serrage devra être assuré de façon aussi uniforme que possible et il est bon de prévoir un système de frein d'écrou pour éviter tout risque de desserrage dû aux vibrations du gréement.

IV-II – 1.11. Varangues

Les conditions admises sont généralement celles où le voilier se trouverait gîté à 90°, lest hors de l'eau.

L'ensemble du bordé de fond et des varangues vu en section transversale représente la section d'une poutre soumise à un moment de flexion égal à la moitié du moment du lest et dont les extrémités seraient encastrées (fig. IV-27).

Lorsque le fond comporte une quille, une carlingue ou un renfort axial quelconque on prendra en compte la section immédiatement située au voisinage de celui-ci, déduction faite, en particulier des anguillers.

Nous prendrons cette fois pour exemple un voilier en acier portant un lest de 3 500 kg dont le centre de gravité est à 0,85 m sous le fond ; le bordé est en tôle de 4 mm de même que les six varangues dont le hauteur moyenne au centre est de 400 mm avec un bord tombé de 60 ; la longueur d'encastrement du lest est de 3 m.

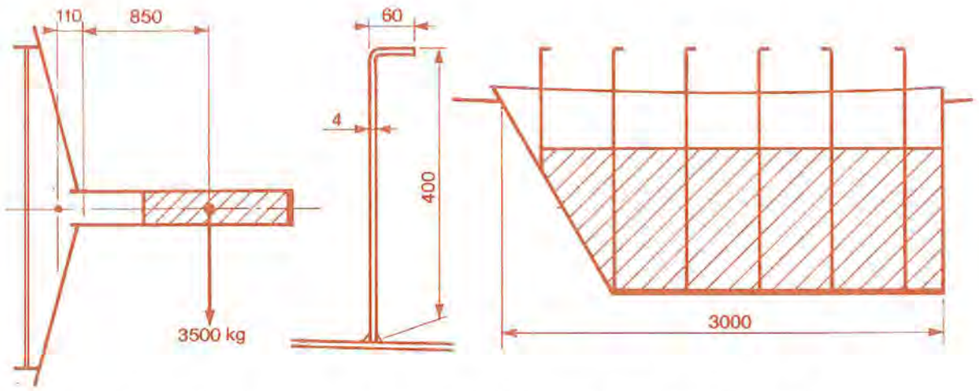


Fig. IV-27. Calcul du varangage de l'aileron sur une coque en acier.

La première étape va consister à calculer le module de cette section longitudinale.

	S	d_{z1}	S . d_{z1}	d_{z2}	S . d_{z2}^2	$I_{y'y}$
Fond	12 000	2	24 000	108	139 968 000	16 000
Varangue	1 584 × 6	202	1 919 808	92	80 441 856	124 198 272
Bord tombé	240 × 6	402	578 880	292	122 780 160	1 920
	22 944		2 522 688		343 190 016	124 216 192

$G_z = 109{,}95 \simeq 110$

$I_{Gy} = 467\,406\,208$ mm⁴
$I_{Gy}/v = 4\,249\,147$ mm³

Le moment fléchissant pris par rapport à la fibre neutre sera $M_f = 3\,500 \times (850 + 110)/2 = 1\,680\,000$ mmkg $= 1\,647\,059$ mm daN et la contrainte :

$\sigma_1 = 1\,647\,059/4\,249\,147 = 0{,}39$ daN/mm²

Mais les varangues, dans les conditions étudiées, vont subir aussi un effort de compression ou de traction (selon la moitié située au-dessous ou au-dessus de l'axe) égal à la moitié du poids du lest : 3 500 kg/2 = 1 750 kg = 1 716 daN.

Cet effort va induire une contrainte supplémentaire $\sigma_2 = 1\,716/22\,944 = 0{,}07$ daN/mm²

La contrainte totale sera :

$\sigma_1 + \sigma_2 = 0{,}39 + 0{,}07 = 0{,}46$ daN/mm²

Ce qui, pour un acier E 24-2 à 23,5 daN/mm² de limite élastique donne un facteur de sécurité très large $F_S = 23{,}5/0{,}46 = 50$

Mais dans le cas d'une varangue réalisée dans un matériau mince comme le métal ou le stratifié il peut se produire un plissement des parois de l'âme verticale ou du bord tombé.

La contrainte maximum admissible dans ces éléments est donnée par la formule :

$\sigma_a = k \,.\, E/\alpha^2$ où

$\alpha = l/e$

l = longueur de la partie rectiligne de la section ;

e = épaisseur ;

k = coefficient dépendant de la liberté laissée à la paroi :
= 0,57 pour une paroi libre sur un côté ;
= 3,6 pour une paroi fixe sur les deux côtés.

Dans notre exemple on aurait pour :

- le bord tombé : $0{,}57 \times 20\,600/13^2 = 69{,}5$ daN/mm²
- la paroi verticale : $3{,}6 \times 20\,600/98^2 = 7{,}7$ daN/mm²

Ceci nous donne encore un facteur de sécurité minimum de 7,7/0,46 = 17. Mais il n'en serait plus de même si la varangue n'était pas pourvue d'un bord tombé. La contrainte admissible tomberait à $0{,}57 \times 20\,600/100^2 = 1{,}2$ daN/mm²

Comme le moment d'inertie aura diminué et la contrainte en haut de la varangue augmentée,

on se retrouvera dans le cas d'un plissement possible dans la partie de la varangue travaillant en compression.

Il faut également ne pas oublier que certains matériaux (Kevlar par exemple) ont des caractéristiques très différentes en traction et en compression et c'est bien sûr des plus faibles qu'il faut tenir compte pour le calcul.

En fait, les défauts de tenue du lest apparaissent généralement soit sous la forme d'un manque de rigidité transversale et (ou) longitudinale des fonds, soit sous la forme d'un manque de solidité du varangage arrière, lors d'un choc du lest contre un obstacle immergé.

Il est très difficile de calculer par des méthodes classiques des cas comme ceux-ci. Les déformations ou les ruptures qui se produisent sont presque toujours dues à une contrainte très localisée accompagnée d'effets dynamiques mais il est relativement facile de s'en prémunir grâce à quelques précautions dans le dessin de la structure de tenue du lest.

En particulier, les extrémités des varangues ne devront pas aboutir directement sur le bordé mais sur une lisse ou une serre de façon à répartir le plus largement possible la contrainte locale qu'elles engendrent et de se rapprocher ainsi des conditions d'encastrement. Le raccordement de la varangue et de cette lisse sera aussi progressif que possible soit par l'intermédiaire de goussets (bois ou métal), soit grâce à de larges arrondis (stratifié).

La dernière varangue avant l'arrière du lest sera placée aussi près de son extrémité et sera aussi longue que possible de façon à intéresser un maximum de surface du bordé et d'éléments de structure longitudinaux.

Le plus grand nombre possible de varangues sera relié à des cloisons complètes ou partielles, ou à des porques.

Enfin il sera toujours bon de compléter la structure transversale par un carlingage longitudinal qui intéressera une longueur au moins égale à deux fois celle de la semelle du lest. Ce carlingage est absolument indispensable lorsque le mât, ou son épontille, tombe très près de l'extrémité antérieure du lest ou même en avant.

IV-II – 1.12. Fixation du lest

Dans le cas d'un aileron de lest en tôle comme cela se présente généralement sur une coque en métal il faut simplement vérifier que la section à l'encastrement dans le bordé peut encaisser les contraintes dans les mêmes conditions que celles définies ci-dessus, ce qui est généralement le cas.

Dans un lest moulé, boulonné directement sous la coque, c'est la contrainte dans ces boulons qui doit être vérifiée.

La méthode la plus simple consiste à faire le rapport entre le moment du lest et la somme des moments des sections à fond de filet des boulons les plus éloignés par rapport au bord extérieur du lest. On néglige ceux qui sont sur l'autre bord.

Soit un lest de 1 000 kg avec un centre de gravité situé à 500 mm sous la semelle (fig. IV-28).

Son moment sera de $500 \times 1\,000 = 500\,000$ mmkg $= 490\,196$ mmdaN.

Il est fixé par 2 goujons de 12 aux extrémités (S = 76,2 mm²) et 8 de 16 (S = 144 mm²). On aura $\sigma = 490\,196/[(2 \times 76{,}2 \times 50) + 144 (66 + 76 + 80 + 70)] = 9{,}9$ daN/mm², soit avec

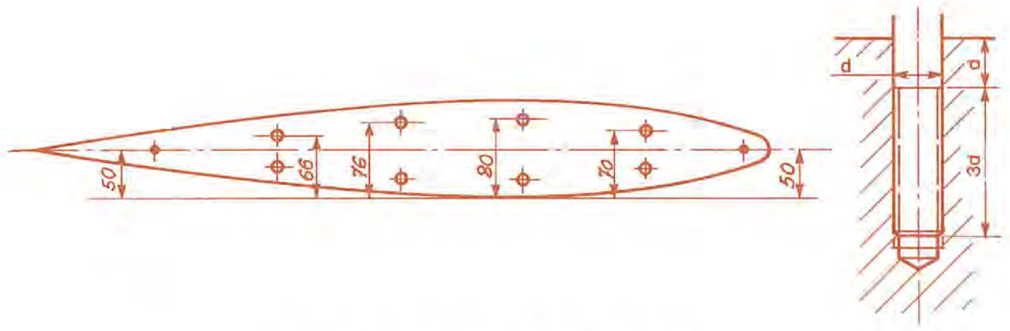


Fig. IV-28. Fixation d'un lest rapporté.

de l'acier inoxydable à 27 daN/mm² de limite élastique, un facteur de sécurité de 27/9,9 = 2,7

Pour tenir compte de la concentration de contrainte due à la présence du filetage ce facteur ne sera pas inférieur à 2,5.

L'effort tranchant, égal à 980 daN sera encaissé par la totalité des sections. La contrainte $\tau = 980/[(2 \times 76{,}2) + (8 \times 144)] = 0{,}75$ daN/mm² ce qui peut être négligé.

Par ailleurs l'encastrement utile du filetage du goujon dans la fonte doit respecter la résistance au cisaillement de celle-ci dont la valeur pratique ne doit pas dépasser 2 daN/mm².

Dans notre exemple la force que peuvent pratiquement accepter les goujons de 16 est $N = 144 \times 27 = 3\,888$ daN

La même force appliquée au cisaillement des filets dans la fonte conduirait à une contrainte $\sigma = N/\pi \cdot d \cdot h$ d'où l'on peut extraire h en faisant $\sigma = 2$ daN/mm²

$h = N/2\ \pi \cdot d = 3\,888/2\ \pi \times 16 = 38{,}7$ mm

En pratique on prend h = 3 d. D'autre part, pour limiter les concentrations d'efforts par superposition du plan de joint et de l'amorce du filet, il est recommandé d'aléser le trou sur une profondeur au moins égale à d avec un jeu aussi faible que possible par rapport à la partie lisse du goujon. Enfin le goujon sera enduit d'une peinture anticorrosion compatible avec la fonte avant d'être vissé en place et l'étanchéité sera assurée autour du trou par un joint ou un mastic souple. Pour cela le trou dans la coque sera chanfreiné afin de ménager la place à une quantité suffisante de mastic.

IV-II-1.13. Safran

Si la mêche du safran des voiliers classiques avec crapaudine et paliers intermédiaires ne travaillait guère qu'en torsion, les configurations modernes des safrans suspendus avec ou sans aileron conduisent à des contraintes combinées de torsion et de flexion beaucoup plus élevées.

La première donnée à évaluer est l'effort qui peut s'exercer sur le safran. On serait tenté, *a priori*, de le définir comme correspondant à un moment égal à celui que le barreur peut exercer. En fait il est des conditions où cet effort sera beaucoup plus élevé. C'est le cas, en particulier pour un voilier de grande croisière, lorsqu'il est rattrapé par une vague de l'arrière et que le safran, pris à contre, vient en butée, c'est l'acculage.

On ne sera pas toujours obligé d'admettre des conditions aussi extrêmes, mais on ne peut les ignorer, d'autant qu'il n'est pas toujours nécessaire de descendre vers les hautes latitudes sud pour les rencontrer [12].

Dans tous les cas l'effort développé par le safran répond à la formule applicable à tous les profils porteurs : $F = p_d \cdot S \cdot C_R$ dans laquelle seule S, la surface du safran (ou de l'ensemble safran + aileron) est connue.

La pression dynamique $p_d = 1/2 \cdot \rho \cdot V^2$, et C_R est le coefficient aérodynamique maximum de la résultante ($C_R = \sqrt{C_p^2 + C_t^2}$) quel que soit l'angle d'incidence auquel il est atteint.

L'allongement interviendra bien sûr dans la valeur de ce coefficient mais il ne faut pas oublier que c'est pour un allongement de 1 qu'elle est la plus élevée *.

On pourra prendre pour C_R une valeur comprise entre 1,8 pour A = 1 (exceptionnel) et 1,2 pour A = 4 pour un safran avec aileron (ce dernier coefficient correspond au cas le plus courant), et entre 1,4 et 1 pour un safran suspendu sans aileron, quel que soit le profil, celui-ci n'influant pratiquement pas sur le coefficient maximum de la résultante.

Pour calculer p_d il faut évaluer la vitesse relative du safran et de l'eau, laquelle, nous l'avons vu, n'est pas forcément la vitesse maximum du voilier.

Le tableau ci-dessous résume les cas que l'on peut rencontrer et la vitesse à prendre en compte.

Type de voilier	Vitesse pour le calcul
Croiseur côtier	$V = 1{,}5 \sqrt{L_f}$
Croiseur (2e catégorie)	$V = 1{,}7 \sqrt{L_f}$
Croiseur hauturier	$V = 2 \sqrt{L_f}$
IOR **	$V = 1{,}5 \sqrt{L_f}$

Avec V = vitesse en mètre/seconde ;
L_f = longueur de flottaison en mètre.

Bien que, théoriquement, la charge doive décroître selon une courbe sensiblement semi-elliptique du haut en bas du gouvernail on considérera qu'elle est constante pour tenir compte de la variation de la pression hydrostatique et des phénomènes d'aération au sommet.

D'autre part, pour tenir compte des conditions les plus défavorables qui risquent de se produire en cas d'acculage, on prendra pour centre de pression le centre de gravité de la surface totale (éventuellement aileron compris, si la surface ne dépasse pas le tiers du total).

Pour illustrer ce calcul nous prendrons deux exemples : celui d'un One-tonner avec safran entièrement suspendu et celui, plus complexe, d'un croiseur hauturier avec safran et aileron.

IV-II – 1.13.1. Safran suspendu

La figure IV-29 donne les dimensions de ce safran ; la longueur de flottaison est de 9,50 m.

L'allongement $A = h^2/S = 2{,}9$ soit, avec un coefficient de 1,5 pour l'effet d'image :
$A = 2{,}9 \times 1{,}5 = 4{,}4$
On prendra donc $C_R = 1$
On aura $V = 1{,}5 \sqrt{L_f} = 4{,}62$ m/s
d'où $p_d = 0{,}5 \times 1\,026 \times 4{,}62^2 = 10\,965$ N/m²
et $F = 10\,965 \times 0{,}99 \times 1 = 10\,856$ N
$= 1\,086$ daN

La mèche est soumise à une sollicitation combinée de torsion et de flexion dont elle est seule à supporter les contraintes maximums, l'habillage du safran proprement dit n'intervenant que dans la résistance propre de celui-ci.

Le moment de torsion est constant entre B et A du haut du safran jusqu'à l'attache de la barre.

Sur la hauteur du safran il croît de la base vers le sommet selon la formule :

$$M_{tz} = e_z \left[p \cdot z + \frac{(q-p)\, z^2}{2H} \right] \text{ avec}$$

p : charge unitaire à l'extrémité inférieure
$= \dfrac{l_2 \cdot 2F}{(l_1 + l_2)H}$;
q : charge unitaire en B $= \dfrac{2F}{H} - p$;
z : distance à partir du bas du safran ;
e_z : bras de levier de la surface incluse entre l'extrémité inférieure et z.

Comme nous avons admis une pression constante sur toute la hauteur du safran les charges p et q seront proportionnelles aux largeurs du safran.

Dans le cas où p = q, $M_{tz} = \dfrac{F \cdot e \cdot z}{H}$

Le moment de flexion croît du bas du safran jusqu'au palier inférieur B, où il atteint son maximum, selon la formule :

$$M_{fz} = \frac{p \cdot z^2}{2} + \frac{(q-p)\, z^3}{6H}$$

Dans le cas où p = q, $M_{fz} = \dfrac{F \cdot z^2}{2H}$

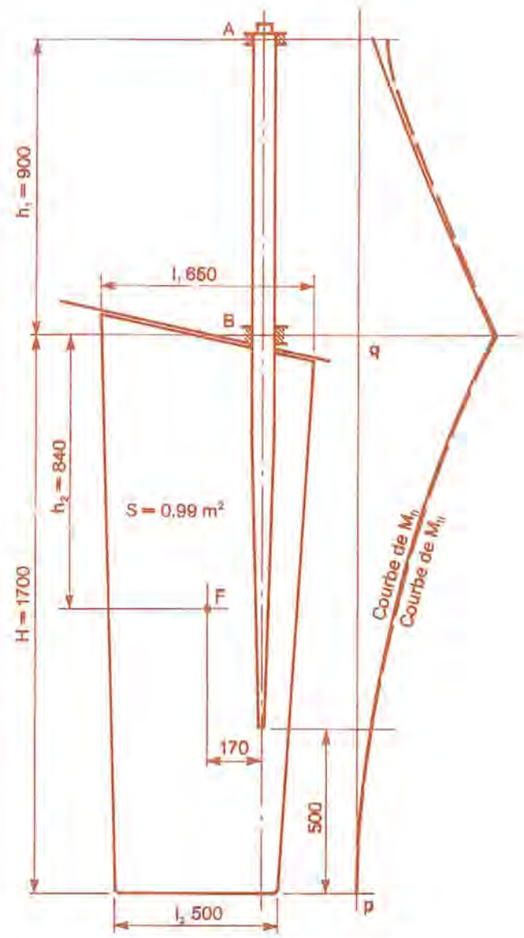


Fig. IV-29. Safran suspendu.

Entre les paliers B et A il décroît linéairement selon la formule $M_{fz} = \dfrac{F \cdot l_1 \cdot z}{l_2}$, z étant pris depuis A.

Dans notre exemple, le moment de torsion maxi $M_t = 0{,}17 \times 1\,086 = 184{,}5$ mdaN.
Le moment de flexion maxi $M_f = 0{,}84 \times 1\,086 = 912$ mdaN.
Le moment de torsion idéal, combinant les deux, $M_{ti} = \sqrt{184{,}5^2 + 912^2} = 930$ mdaN
$= 930\,000$ mmdaN
d'où $\tau_{max} = 930\,000/I_0/v$

* Voir Tome I – Chapitre 2-4-d.

** Pour les voiliers IOR on pourra se reporter au *Guide for building and classing of offshore yachts* de l'A.B.S.

Pour un acier inoxydable Z8 CNDT 17.12 avec $R_e = 27$ daN/mm² et $R_{eg} = 13{,}5$ daN/mm² * : $I_0/v \geqslant 930\,000/13{,}5 = 68\,916$ mm³ soit un diamètre D = 70,1 mm

Le moment de flexion idéal :

$M_{fi} = (912 + 930)/2 = 921$ mdaN
$= 921\,000$ mmdaN

d'où $\sigma_{max} = 921\,000/I_{Gy}/v$

et $I_{Gy}/v \geqslant 921\,000/27 = 34\,111$ mm³ soit un diamètre D = 69,9 mm

Dans notre cas les deux résultats sont pratiquement égaux et l'on prendra le diamètre standard le plus proche soit 70 mm.

Avec un tube ayant un module d'inertie proche, comme par exemple un tube de 80/63, le gain de poids serait dans le rapport des sections soit : (5 026 – 3 117)/3 849 = 50 %

Encore faudrait-il que la section du safran puisse accepter un tel diamètre qui correspondrait à une épaisseur de profil supérieure à 12 %.

Mais on pourrait obtenir un allégement encore supérieur sans augmenter le diamètre, en remplaçant l'acier Z8 CNDT 17.12 par de l'alliage léger. En effet, un alliage AG5 T6 a pratiquement la même limite élastique : 25 contre 27 daN/mm², le diamètre sera donc inchangé.

Leur rapport de densité étant de 2,63/7,9, le gain de poids sera de (7,9 – 2,63)/7,9 = 67 %

La diminution progressive des efforts de part et d'autre du palier B permet d'envisager une réduction correspondante de la section. Celle-ci sera déterminée en calculant les moments idéaux à différentes hauteurs et sans oublier de conserver une section suffisante au niveau de la tête de barre pour supporter l'effort de cisaillement en torsion.

Il faut tenir compte en effet pour celle-ci des accidents de forme provoqués dans la mèche par le dispositif de liaison avec la tête de barre.

Ces accidents réduisent la valeur de la contrainte de cisaillement admissible d'un coefficient k variant selon les cas (fig. IV-30).

Pour un carré taillé dans une mèche ronde de diamètre égal à sa cote sur angle, le coefficient dépend du rapport entre le rayon r réservé à la base du plat et la cote sur plat c. Le tableau ci-après en donne les valeurs pour différents rapports r/c.

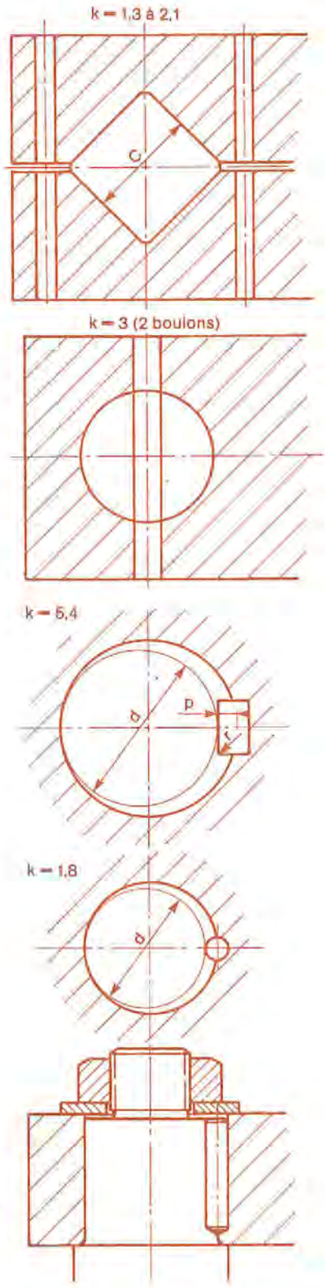


Fig. IV-30. Différents types de liaison barre/mèche et leur coefficient d'affaiblissement.

* Nous avons pris ici pour R_e et R_{eg} les valeurs pour $A_{0,2\,\%}$ ce qui peut dispenser de prendre un coefficient de sécurité supplémentaire compte tenu des caractéristiques particulières des aciers inoxydables austéniques ; il n'en serait pas de même avec d'autres métaux ou matériaux.

r/c	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,24	0,28
k	2,10	1,75	1,55	1,44	1,36	1,34	1,30

Un angle vif à la base du carré est donc extrêmement dangereux et l'on aura toujours intérêt à réserver le rayon le plus grand possible.

Le module de torsion d'un carré d'entraînement est égal à 0,218 c^3. On aura donc :

$c = \sqrt[3]{M_t \times k/0{,}218\ R_{eg}}$

Avec r/c = 0,2 et k = 1,36, on aurait dans notre exemple $e = \sqrt[3]{184\,500 \times 1{,}36/0{,}218 \times 13{,}5} = 44$. Arrondi à 45 cela donnerait un diamètre sur angle de 60 et un rayon à la base de 9 mm. La réduction du diamètre autorisée ne serait que de 10 mm.

Si l'on utilise un axe traversant la mèche (goupille ou boulon) son diamètre ne devra pas être supérieur à D/5. Dans ce cas k = 3 et $R_{pg\ adm} \leqslant 13{,}5/3 = 4{,}5$ daN/mm²

En prenant deux boulons de 12 comme clavetage * on aurait pour ceux-ci une résistance au cisaillement :

$n \cdot S \cdot \tau_p = 4 \times 113{,}1 \times 13{,}5 = 6\,107{,}4$ daN

(n = nombre de sections travaillantes).

Avec un moment de torsion de 184 500 mmdaN cela donnerait un diamètre de tête de mèche D = 184 500 × 2/6 107,4 = 60,4 mm soit exactement cinq fois le diamètre du trou des boulons.

On aurait comme contrainte :

$\tau = M_t/(I_0/v) = 184\,500/44\,070 =$
4,2 daN/mm² soit un peu moins que les 4,5 autorisés. La réduction possible du diamètre ne serait encore que de 10 mm.

Avec une clavette on considère comme diamètre de la section utile, la cote à fond de rainure.

Le coefficient k dépend du rapport entre le rayon à fond de rainure r et la profondeur p de celle-ci.

r/p	0,1	0,2	0,3
k	5,4	3,4	2,7

Avec un rayon à fond de gorge égal à 0,1 p cela donnerait un module $I_0/v = 184\,500 \times 5{,}4/13{,}5 = 73\,800$ mm³ soit un diamètre d = 72,17 mm supérieur à celui de la mèche.

* En mécanique on considère ce montage comme inadmissible !

Par contre en remplaçant la clavette parallèle par une clavette cylindrique dont l'axe est placé sur le plan de joint de la mèche et de la tête, on simplifie grandement l'usinage, et le coefficient à appliquer à τ n'est plus que de 1,8 ce qui donnerait un module $I_0/v = M_t \times 1{,}8/R_{eg} = 184\,500 \times 1{,}8/13{,}5 = 24\,600$ mm³, soit d = 50,4 mm.

Avec une clavette de 10 mm de diamètre cela donnerait D = 55,4 mm arrondi à 55 mm.

La section de la clavette $S = M_t \cdot 2/D \cdot \tau = 184\,500 \times 2/55 \times 13{,}5 = 497$ mm² soit une longueur de 50 mm ce qui est très inférieur à la hauteur de l'encastrement de la tête de barre qui devra être au moins égale à D.

C'est là certainement le montage le plus simple et le plus précis puisque le trou peut être contrepercé en atelier avec la tête montée sur la mèche * ce qui permet un alignement impeccable. Le trou sera toujours d'une profondeur inférieure à la hauteur de la tête de barre pour qu'il ne vienne pas créer une amorce de rupture dans le plan de l'épaulement arrêtant celle-ci. La clavette sera montée à frottement doux pour éviter le jeu et une rondelle sous l'écrou retenant la tête de barre l'empêchera de s'échapper.

Si l'on choisit la solution du carré, celui-ci aura sa diagonale placée dans l'axe de la barre et la tête de celle-ci sera fendue dans le même plan de façon à assurer un serrage par boulons qui éliminera tout risque de jeu. C'est d'ailleurs la disposition adoptée pour toutes les biellettes ou secteurs de commande par drosse.

Pour le rétreint de la partie de la mèche incluse dans le safran on peut tenir compte de la résistance de celui-ci si elle est significative.

Comme son modèle d'élasticité sera vraisemblablement inférieur à celui de la mèche, on considérera que sa section est réduite en longueur dans le rapport des modèles d'élasticité, comme on l'a fait précédemment dans le cas d'un élément composite.

Un point critique se situe cependant au niveau où la mèche s'arrête et où la solidité n'est plus assurée que par le safran lui-même. Dans notre exemple ce point est à 0,50 m de la base du safran.

Pour calculer les contraintes en ce point il faut connaître les moments de torsion et de flexion correspondants et pour cela déterminer les valeurs de p et q :

* A condition bien sûr que tous deux soient de même métal.

$$p = \frac{l_2 \cdot 2F}{(l_1 + l_2)H} = \frac{500 \times 2 \times 1\,086}{(650 + 500)\,1\,700} = 0{,}555 \text{ daN/mm}$$

$$q = \frac{2F}{H} - p = \frac{2 \times 1\,086}{1\,700} - 556 = 0{,}723 \text{ daN/mm}$$

On aura alors :

$$M_{tz} = e_z \left[p \cdot z + \frac{(q-p)\,z^2}{2H} \right]$$

$$= 195 \left[0{,}555 \times 500 + \frac{(0{,}723 - 0{,}555)\,500^2}{2 \times 1\,700} \right]$$

$$= 56\,550 \text{ mmdaN} = 56{,}55 \text{ mdaN}$$

$$M_{fz} = \frac{p \cdot z^2}{2} + \frac{(q-p)z^3}{6H}$$

$$= \frac{0{,}555 \times 500^2}{2} + \frac{(0{,}723 - 0{,}555)\,500^3}{6 \times 1\,700}$$

$$= 71\,479 \text{ mmdaN} = 71{,}48 \text{ mdaN}$$

et

$$M_{ti} = \sqrt{56{,}55^2 + 71{,}48^2} = 91{,}14 \text{ mdaN}$$

$$M_{fi} = (71{,}48 + 91{,}14)/2 = 81{,}31 \text{ mdaN}$$

On trouvera dans l'encadré ci-contre un programme de calcul pour HP 67 – 97 et 41 permettant de calculer p, q, M_{ti} et M_{fi} en n'importe quel point du safran.

Avec un profil NACA 0012-64 ayant une surface unitaire de 0,0872 m² *, une longueur de 0,54 m donnera une surface de 0,0256 m² = 25 600 mm².

Le module de torsion $I_0/v = 25\,600\ (540^2 + 65^2)/10 \times 540 = 1\,402\,430$ mm³ et le module de flexion $I_x/v = 3 \times 25\,600 \times 65/25 = 199\,680$ mm³

On aura ainsi :

$\tau = 91\,144/1\,402\,430 = 0{,}07$ daN/mm²

$\sigma = 81\,311/199\,680 = 0{,}41$ daN/mm²

Le safran étant réalisé en deux épaisseurs d'acajou contre-collées dont la résistance en torsion est de 1,7 daN/mm² et, en compression, de 4,6 daN/mm², on aura un coefficient de sécurité de plus de 26 en torsion et de plus de 11 en flexion très largement suffisant bien que justifié par l'interruption de la mèche qui constitue un brutal changement de résistance et une amorce de rupture. C'est pourquoi on devra faire très attention à réduire son diamètre à une valeur proche de zéro.

On devra vérifier également la résistance des éléments assurant la liaison entre la mèche et le safran. Malgré leur diversité, les montages adoptés ont en commun de travailler en flexion à leur encastrement sur la mèche (généralement par soudure) avec un moment de flexion égal au moment de torsion réparti sur le nombre d'éléments.

PROGRAMME POUR CALCUL M_{ti} ET M_{fi} SUR SAFRAN

1) Calcul de p et q
Entrer les constantes du safran, dans l'ordre :
l_2, ENTER ↑, l_1, ENTER ↑, F, ENTER ↑, H
LBL A, STO 0, R↓, STO 1, R↓, STO 2, R↓, STO 3, R↓, 2, ×, RCL 1, ×, RCL 3, RCL 2, +, :, RCL 0, :, STO 4, R/S (affichage de p), RCL 1, 2, ×, RCL 0, :, x≷y, –, STO 5, RTN (affichage de q).
2) Calcul de M_{ti} et M_{fi} en fonction de z
Entrer z, ENTER ↑ et e_z :
LBL B, STO 7, R↓, STO 6, LBL a, x², RCL 5, RCL 4, –, ×, RCL 0, :, STO 8, 2, :, RCL 4, RCL 6, ×, +, RCL 7, ×, x², RCL 8, RCL 6, ×, 6, :, RCL 6, x², RCL 4, ×, 2, :, +, STO 9, x², +, √, R/S (affichage de M_{ti}), RCL 9, +, 2, :, RTN (affichage de M_{fi}).

Il reste à déterminer l'effort qui s'exercera sur les paliers pour en calculer la hauteur.

Il s'agit d'un simple problème de moment où l'on a :

$R_B = F(h_1 + h_2)/h_2$
$= 1\,086 \times (0{,}84 + 0{,}90)/0{,}90 = 2\,099{,}6$ daN
$- R_A = F \cdot h_1/h_2$
$= 1\,086 \times 0{,}84/0{,}90 = -1\,013{,}6$ daN
1 086 daN

Les coussinets sont généralement réalisés en matière plastique à haute résistance et faible reprise d'humidité comme les polyacétals (marques commerciales Delrin, Ertacetal, Hostaform)*.

Ainsi l'Ertacetal H peut supporter une pression statique p = 2,2 daN/mm² pour une déformation de 2 % à 23°C et 50 % d'humidité.

* Voir Tome I, p.152

* Dans le cas de charges très élevées, on utilisera des bagues en fibres fluocarbonées (PTFE, marque commerciale Téflon) comme les coussinets Pydane de S.K.F. ou même des roulements à galets coniques ou à rotule.

En supposant que cette pression admissible soit réduite de moitié en immersion, ce qui est pessimiste, la surface d'appui $A = F/p = 2\,100/1{,}1 = 1\,900$ mm² *

La longueur correspondant à cette surface $L = A/d = 1\,900/70 = 27$ mm. Nous prendrons 50 mm pour tenir compte de l'abrasion due au sable en suspension dans l'eau et aux manœuvres brutales.

Il n'est pas bon cependant de trop allonger la bague. Nous allons voir en effet que la mèche se déforme de façon sensible sous l'effort et que l'angle qu'elle va prendre dans le palier nécessite un jeu qui sera d'autant plus important que le palier sera plus long.

Cet angle $\varphi B = F \cdot h_1 \cdot h_2/3\ E \cdot I$
$= 1\,086 \times 840 \times 900/3 \times 18\,500 \times 1\,178\,588$
$= 0{,}0126$ rad $= 0{,}72°$

Cela paraît très peu mais correspond déjà, sur une hauteur de 50 mm, à un jeu de 0,6 mm.

Si la mèche était en alliage léger l'angle, inversement proportionnel au module d'élasticité, serait de $0{,}72 \times 18\,500/6\,900 = 1{,}93°$ ce qui conduirait à un jeu de 1,7 mm, inadmissible sur un voilier de compétition et nécessiterait le montage du palier dans un logement sphérique.

L'angle au palier A, $\varphi A = \varphi B/2$

La force exercée sur ce palier est de –1 013 daN dus à l'effort sur le safran, à laquelle il faut ajouter (algébriquement) la force due à l'action sur la barre. Comme cette force est extrêmement variable et, dans la plupart des cas opposée à celle due à l'effort sur le safran, on n'en tiendra pas compte.

Dans notre exemple, la surface d'appui serait donc :

$A = 1\,013/2{,}2 = 460{,}5$ mm² soit une longueur $L = 460{,}5/60 = 7{,}7$ mm. Ici encore on prendra largement plus : 30 mm par exemple.

IV-II – 1.13.2. Safran sur aileron

Voyons maintenant le cas d'un voilier hauturier en acier, de 11 m de flottaison dont le gouvernail avec aileron est représenté figure IV-31, on aura :

$V = 2\sqrt{11} = 6{,}62$ m/s

$P_d = 0{,}5 \times 1\,026 \times 6{,}62^2 = 22\,572$ N/m²

$F = 22\,572 \times 1{,}14 \times 1{,}35 = 34\,738$ N
$= 3\,474$ daN

Le coefficient C = 1,35 correspond à l'allongement de 3 de l'ensemble safran + aileron.

* Méthode de calcul selon « Guide de l'utilisateur » ERTA Z.I. Saint-Jean, rue R. Desgrand, B.P. 1270 – 69608 Villeurbanne Cedex

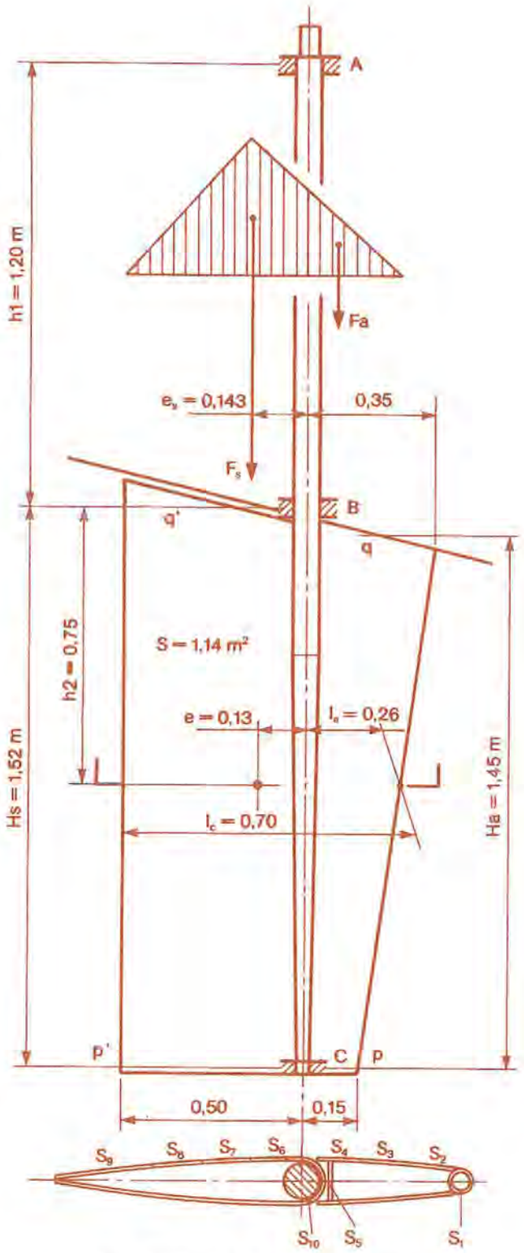


Fig. IV-31. Safran sur aileron.

Le point d'application de cette force se trouverait normalement aux environs de 25% du bord d'attaque mais, dans le cas d'un acculage, le déplacement par rapport à l'eau s'inversant, il se trouvera très reculé. Le recul devrait l'amener à 75 % du bord d'attaque mais, compte tenu du décrochage provoqué par l'angle aigu du nouveau bord d'attaque, on pourra considérer ici aussi, pour le calcul, que la force se développe au centre de gravité de la surface totale.

On estimera, pour simplifier, que la répartition des pressions le long de la corde passant par le centre de gravité a une forme triangulaire.

On aura alors :

F_a : force sur l'aileron

F_s : force sur le safran

$$F_a = \frac{F \cdot l_a^2}{l_c (3l_a + 3e - l_c)} \qquad F_s = F - F_a$$

et

$$e_s = \frac{(F \cdot e) + (F_a \cdot l_a/3)}{F_s}$$

soit pour notre exemple :

$F_a = 3\,474 \times 0{,}26^2/0{,}76\ (3 \times 0{,}26 + 3 \times 0{,}13 - 0{,}76) = 754$ daN

$F_s = 3\,474 - 754 = 2\,720$ daN

et

$$e_s = \frac{(3\,474 \times 0{,}13) + (754 \times 0{,}26/3)}{2\,720} = 0{,}19 \text{ m}$$

Le moment de torsion sur la mèche sera :

$M_t = 2\,720 \times 0{,}19 = 516{,}97$ mdaN

Nous supposerons par ailleurs que la répartition de la pression dans le sens vertical est proportionnelle à la largeur de chacune des deux parties, c'est-à-dire que la résultante des pressions s'exerce à hauteur du centre de gravité des surfaces. C'est une simplification qui va dans le sens d'un accroissement des moments de flexion puisque en réalité la pression diminue vers le bas, on peut donc l'admettre. On aura donc :

– sur l'aileron :

$$q = \frac{F_a \cdot 2\,l_q}{H_a (l_p + l_q)} = \frac{754 \times 2 \times 0{,}35}{1{,}45\ (0{,}15 + 0{,}35)} = 728 \text{ daN/m}$$

$$p = \frac{F_a \cdot 2 l_p}{H_a (l_p + l_q)} = \frac{754 \times 2 \times 0{,}15}{1{,}45\ (0{,}15 + 0{,}35)} = 312 \text{ daN/m}$$

– sur le safran :

$p' = q' = 2\,720/1{,}52 = 1\,789{,}5$ daN/m

S'il n'y avait pas de crapaudine et si la mèche était rigidement encastrée dans la coque le safran fléchirait selon la forme représentée figure IV-32 a.

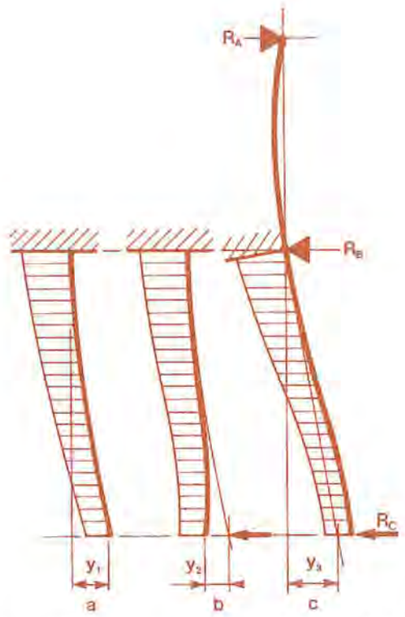


Fig. IV-32. Superposition des efforts et des déformations dans le safran et son aileron.

Le moment fléchissant en B serait :

$$M_{Bm} = \frac{(2\,p' + q')\,H_s^2}{6}$$ et la flèche correspondante

$$y_1 = \frac{(11\,p' + 4\,q')\,H_s^4}{120\,E \cdot I_s}$$

mais le safran est supporté par la crapaudine dont la réaction va induire un moment de sens contraire $M_{Bc} = -R \cdot H_s$ réduisant la flèche initiale de

$$y_2 = \frac{-R \cdot H_s^3}{3\,E \cdot I_s}$$ (fig. IV-32 b).

Enfin la mèche n'est pas encastrée mais appuyée sur les deux paliers A et B. Elle va donc fléchir entre ces deux points sous les charges précédentes ce qui va entraîner une nouvelle flèche (fig. IV-32 c) :

$$y_3 = \frac{(2\,p' + q')\,H_s^3 \cdot h_1}{18\,E \cdot I_m} - \frac{R_C \cdot h_1 \cdot H_s^2}{3\,E \cdot I_m}$$

La flèche totale à hauteur de la crapaudine sera donc :

$$y_{Cs} = \frac{(11\,p' + 4\,q')\,H_s^4}{120 \uparrow E \cdot I_s} - \frac{R_C \cdot H_s^3}{3\,E \cdot I_s} + \frac{(2\,p' + q')\,H_s^3 \cdot h_1}{18\,E \cdot I_m} - \frac{R_C \cdot h_1 \cdot H_s^2}{3\,E \cdot I_m}$$

De son côté l'aileron va fléchir sous l'effet des pressions auxquelles il est soumis et de l'action du safran sur la crapaudine. Son moment fléchissant à l'encastrement sera donc :

$$M_{Ba} = \frac{(2\,p + q)\,H_a^2}{6} + R_C \cdot H_a$$

auquel correspondra une flèche :

$$y_{Ca} = \frac{(11\,p + 4\,q)\,H_a^4}{120\,E \cdot I_a} + \frac{R_C \cdot H_a^3}{3\,E \cdot I_a}$$

Les flèches à hauteur de la crapaudine devant forcément être égales, en égalisant les termes de y_{Cs} et y_{Ca}, on obtient la valeur de R_C :

$$R_C = \left[\frac{(11\,p' + 4\,q')\,H_s^4}{40\,E \cdot I_s} + \frac{(2\,p' + q')\,H_s^3 \cdot h_1}{6\,E \cdot I_m} - \frac{(11\,p + 4\,q)\,H_a^4}{40\,E \cdot I_a}\right] \Big/ \left[\frac{H_s^3}{E \cdot I_s} + \frac{H_s^2 \cdot h_1}{E \cdot I_m} + \frac{H_a^3}{E \cdot I_a}\right]$$

Si l'ensemble du gouvernail est réalisé dans le même matériau, avec un module d'élasticité unique, on peut éliminer E de la formule.

Voyons ce que cela donne pour notre exemple en calculant tout d'abord les moments d'inertie et les modules de flexion de l'aileron, du safran et de la mèche, ainsi que le module de torsion de celle-ci.

– Aileron

Nous diviserons ses tôles en trois éléments égaux S_2, S_3, S_4. Le moment d'inertie par rapport à l'axe longitudinal est calculé ci-dessous :

– *Aileron*

	h	b	S	I_y	I_z	θ	I_θ	d_z	$S \cdot d_z^2$	$I_\theta + S \cdot d_z^2$
S_2	6	98	588	1 764	470 596	7,5	9 751,53	34	679 728	689 479,53
S_3	6	98	588	1 764	470 596	3	3 048,16	42,5	1 062 075	1 065 123,16
S_4	6	98	588	1 764	470 596	1	1 906,80	45,5	1 217 307	1 219 213,80
										2 973 816,49
					$I_{y/y}$ de $S_2 + S_3 + S_4$				× 2 =	5 947 633
					+ $I_{y/y}$ de S_1 (tube 48,3 × 3,2)					115 900
					+ $I_{y/y}$ de S_5 (plat de 6 × 88)					360 450
									I_a =	6 423 983 mm⁴
									I_a/v =	128 480 mm³

– *Safran*

	h	b	S	I_y	I_z	θ	I_θ	d_z	$S \cdot d_z^2$	$I_\theta + S \cdot d_z^2$
S_6	3	103	309	232	273 182	2	564	47	682 581	683 145
S_7	3	100	300	225	250 000	4,5	1 763	41	504 300	506 063
S_8	3	100	300	225	250 000	6	2 954	32	307 200	310 154
S_9	3	200	600	450	2 000 000	7	30 148	14	117 600	147 748
										1 647 110
					$I_{y/y}$ de $S_6 + S_7 + S_8 + S_9$				× 2 =	3 294 220
					+ $I_{y/y}$ de S_{10} (½ couronne ⌀ 100, e = 3)					538 123
					+ $I_{y/y}$ de mèche					1 553 155
									I_s =	5 385 498 mm⁴
									I_s/v =	107 710 mm³

Mais le I de l'aileron n'est pas constant car, si son épaisseur l'est, sa largeur varie entre 0,35 m au sommet et 0,15 m à la base. Le graphique de la figure IV-33 donne la valeur du coefficient à appliquer à I_a en fonction du rapport entre les largeurs à l'encastrement et à la crapaudine. Pour $l_2/l_1 = 150/350 = 0{,}43$ on a c = 0,74 d'où :

$I_{ac} = 6\,423\,983 \times 0{,}74 = 4\,753\,747$ mm⁴ et

$I_{ac}/v = 95\,075$ mm³

– Mèche ⌀ 75 mm

$I_m = 1\,553\,155$ mm⁴

$I_m/v = 41\,417$ mm³

$I_{0m}/v = 82\,835$ mm³

– Safran

Il est constitué de tôles que nous diviserons en quatre éléments S_6, S_7, S_8, S_9 et de la mèche à laquelle elles sont reliées par des nervures.

De la formule précédente on obtient $R_C = 1\,025$ daN d'où un moment fléchissant maximum de l'aileron :

$$M_{Ba} = \frac{(2 \times 312 + 728)\,1{,}45^2}{6} + 1\,025 \times 1{,}45 = 1\,960 \text{ mdaN}$$ et un taux de travail $\sigma = 1\,960/128{,}48 = 15{,}25$ daN/mm²

Le moment fléchissant en B de la mèche est :

$$M_{Bm} = \frac{3 \times 1\,789{,}5 \times 1{,}52^2}{6} - 1\,025 \times 1{,}52 = 510 \text{ mdaN}$$

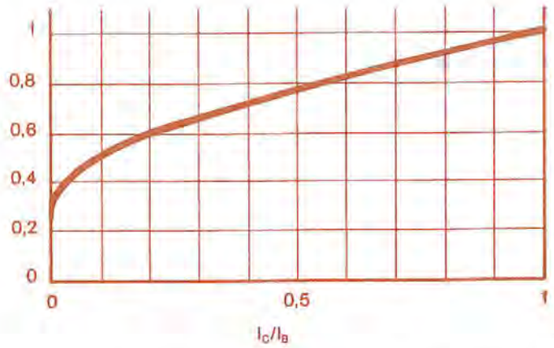


Fig. IV-33. Coefficient à appliquer au moment d'inertie maximum I_B d'un aileron de safran en cas de réduction de sa largeur du haut vers le bas.

Avec le moment de torsion M_{tm} = 517 mdaN on a :
$M_{ti} = \sqrt{510^2 + 517^2}$ = 726 mdaN
et un taux de travail τ = 726/82,83 = 8,76 daN/mm²

Le moment de flexion idéal de la mèche est :
M_{fi} = (510 + 725)/2 = 617,8 mdaN
et son taux de travail σ = 617,8/41,42 = 14,92 daN/mm²

Si l'on prend un acier E 28-2 pour l'aileron et E 36-2 pour la mèche cela fait un coefficient de sécurité de 1,8 pour l'aileron et 2,38 pour la mèche en flexion et 2,03 en torsion.

Le diamètre de la mèche à hauteur de la crapaudine peut être considérablement réduit puisque cette partie ne travaille qu'au cisaillement sous l'effet de l'effort R_C = 1 025 daN.

Pour R_{eg} = 17,75 daN/mm² et un coefficient de sécurité de 2 on aura S = 1 025 × 2/17,75 = 115,5 mm² ce qui correspondrait à ∅ = 12 mm ! On choisira un diamètre mieux proportionné avec le maximum, 30 mm par exemple.

A l'intérieur du safran le diamètre de la mèche pourra être réduit progressivement sans que cela ait une influence significative sur les résultats.

L'extrémité de la mèche reposera, dans la crapaudine, sur un grain. L'une des deux surfaces en contact devra être sphérique pour tenir compte de l'angulation de la mèche par rapport à l'aileron. Ce grain pourra être une bille ou une pastille de polyacétal. L'effort de compression étant faible, le choix sera défini uniquement par l'harmonie des proportions.

Il sera bon de percer le fond de la crapaudine afin de permettre l'évacuation du sable qui pourrait s'y accumuler.

Pour le coussinet, comme pour le safran suspendu de l'exemple précédent, on aura une surface d'appui A = F/p = 1 025/1,1 = 932 mm², soit une longueur de coussinet L = A/d = 31 mm. Nous prendrons 30 mm.

Comme dans le safran suspendu, le diamètre en haut de la mèche sera déterminé par la résistance en torsion de la partie encastrée dans la tête de barre.

Avec un moment de torsion M_t = 517 mdaN, un coefficient de 1,8 pour le type de clavetage et R_g = 17,75 daN/mm² on aura I_0/v = 517 970 × 1,8/17,75 = 52 425 mm³, soit d = 64,4 mm. Avec une clavette cylindrique de 12 mm de diamètre, cela donnerait D = 70 mm.

La section de la clavette S = M_t . 2/D τ = 516 970 × 2/70 × 17,75 = 832 mm² soit une longueur de 69,4 mm arrondie à 70 ; on donnera à l'emboîtement une hauteur de 80 mm pour que le décrochement du diamètre ne tombe pas au même niveau que la clavette.

L'effort sur le coussinet inférieur de la jaumière sera :

$$R_B = \frac{1}{h_1}\left\{\left[\frac{H_s\,(p' + q')}{2} \times \left(h_1 + \frac{H_s(2\,p' + q')}{3\,(p' + q')}\right)\right] - R_C\,(H_s + h_1)\right\}$$

soit dans notre exemple R_B = 2 120 daN.

La surface d'appui A = F/p = 2 120/1,1 = 1 927 mm² soit une longueur de coussinet L = A/D = 25,7 mm, nous prendrons ≈ D/2 = 40 mm.

En haut de la jaumière on aura $R_A = M_B/h$ = 510/1,2 = 425 daN*.

Comme ce palier n'est pas dans l'eau on prendra p = 2,2 ce qui donnera A = F/p = 425/2,2 = 193 mm² et L = 193/75 = 2,6 mm.

On prendra en fait beaucoup plus, par exemple ≈ D/2 = 40 mm.

L'ensemble de ces calculs peut paraître assez long mais il montre l'intéraction entre la mèche et l'aileron qui est souvent mal comprise et conduit à des diamètres de mèche trop faibles d'où des coincements, une usure anormale des coussinets et parfois une rupture de la mèche et/ou de l'encastrement de l'aileron.

* Vérifions que l'on a bien $R_B + R_C = R_A + F$:
2 120 + 1 025 = 425 + 2 720 = 3 145
Il est plus rapide de calculer d'abord R_A et d'en tirer R_B, mais j'ai adopté ici la formule la plus compliquée pour permettre la vérification.

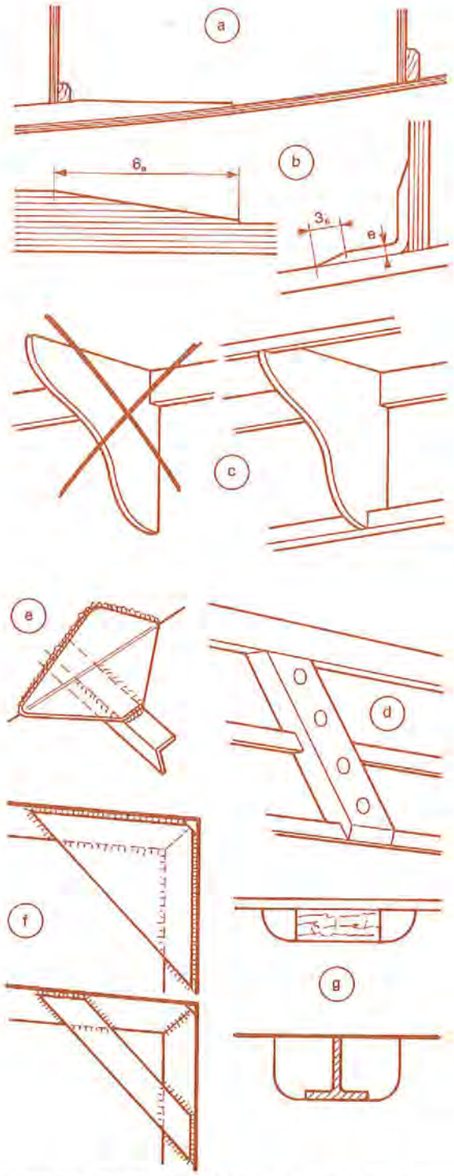


Fig. IV-34. Différents détails de dessin évitant les concentrations de contrainte.
a) about de lisse interrompue ;
b) doublage ;
c) extrémité de gousset ;
d) blocage de renfort de cadène entre lisses ;
e) gousset de liaison ;
f) gousset d'angle ;
g) entailles de lisses.

IV-II – 1.14. Concentration des efforts

Au cours des paragraphes précédents j'ai évoqué à plusieurs reprises les méfaits des concentrations d'efforts et fait remarqué à quel point il est indispensable de les éviter.

Nous allons voir que les précautions à prendre dans ce sens vont souvent de pair avec une utilisation optimum et intelligente du matériau et ce quel que soit celui-ci (fig. IV-34).

La première précaution à prendre est d'éviter tout passage trop brutal d'une section à une autre. Par exemple une lisse ou un renfort oméga qui n'intéresse qu'une partie du bordé ne sera jamais arrêté au niveau d'une cloison mais prolongé jusqu'à mi-distance de la cloison suivante et sa hauteur sera réduite sur toute cette longueur jusqu'à devenir presque nulle à son extrémité (a).

Les jonctions par recouvrement telles que les liaisons cloison/bordé sur les coques en stratifié, les doublages sur métal ou bois, devront être chanfreinées sur une longueur qui sera au moins égale à six fois l'épaisseur du matériau recouvrant lorsque celle-ci est égale à celle du matériau recouvert et pourra descendre à trois fois lorsque le rapport de ces épaisseurs tombera à 1/2 (b).

Les extrémités de cloisons partielles ou de goussets (porte-cadène par exemple) ne s'arrêteront jamais sans être raccordées à un élément transversal structurel, lisse, varangue, autre cloison (c).

Partout où ils seront nécessaires les renforts spécifiques seront orientés dans l'axe de l'effort qu'ils doivent absorber et l'on utilisera, à chaque fois que cela sera réalisable, un blocage entre d'autres éléments de structure en complément de la fixation (d). On évitera de même dans toute la mesure du possible les contraintes de cisaillement au bénéfice de contraintes de traction ou de compression. Si cela n'est pas réalisable on prévoira des goussets de surface largement suffisante pour « passer » les efforts (e). Ne pas oublier que dans le cas de goussets soudés c'est la section longitudinale des soudures, par conséquent la longueur des cordons qui compte plus que la section de la pièce qui, de même que sa résistance, sont généralement très supérieures. Ainsi parfois un simple plat sera-t-il plus économique et mieux équilibré qu'un gousset découpé lorsque la sollicitation va dans le sens de l'ouverture de l'angle (f).

Toutes les cassures dans une surface devront comporter un rayon aussi grand que possible,

qu'elles soient convexes ou concaves et la section selon la bissectrice sera augmentée pour tenir compte du moment dû à l'effet de charnière.

Les aboutissements ou les traversées perpendiculaires à une paroi, s'ils doivent transmettre un effort à celle-ci doivent comporter un élément de liaison destiné à répartir celui-ci sur la plus large surface possible.

Lorsqu'ils n'ont pas à être bloqués dans leur encoche (cas du contre-plaqué ou des lisses en T en construction métallique) les angles des encoches seront largement arrondis pour éviter toute amorce de rupture (g).

Pour toutes les pièces travaillant en flexion, la section sera réduite en fonction du moment fléchissant.

Lorsque des ouvertures doivent être ménagées dans une partie travaillante, hublot ou panneau dans un pont ou une hiloire de rouf, passage dans une varangue, la perte de section doit être compensée par un doublage ou une ceinture. Si la pièce travaille en flexion, placer l'ouverture sur la fibre neutre.

Il serait vain de vouloir analyser tous les cas possibles, le dessinateur de structures travaillantes doit acquérir une sorte d'instinct qui lui fait « voir » le cheminement des efforts dans la matière et ne jamais oublier que la résistance d'une structure n'est, au plus, que celle de son élément le plus faible.

IV-II – 2. MÉTHODE PAR COMPARAISON

On peut être amené à comparer les performances relatives de deux matériaux soit pour les mettre en concurrence au niveau du poids ou du prix de revient, soit pour réaliser une structure, voire une coque complète, dans un autre matériau que celui prévu initialement.

On peut tendre alors vers deux axes de recherche : soit obtenir une résistance supérieure à poids égal, soit un poids inférieur à résistance égale.

Dans les deux cas la résistance doit être vue sous deux angles : la résistance en flexion qui dépend de la contrainte à la flexion σ_f et la rigidité, c'est-à-dire la flèche que prendra le bordé sous une charge égale, qui dépend du module d'élasticité E_f.

IV-II – 2.1. Comparaison selon la résistance en flexion

La contrainte en flexion $\sigma_f = M_f/(I/v)$

Pour une poutre rectangulaire $I/v = b \cdot h^2/6$ dans laquelle b est la base et h la hauteur de la section.

En faisant intervenir dans I/v le poids spécifique d et le poids par unité de longueur P on obtient : $\sigma_f/d^2 = 6\ M_f \cdot b/P^2$

Pour une même largeur d'élément de bordé et une même pression, le matériau ayant le rapport R_f/d^2 le plus élevé sera donc le plus performant, c'est-à-dire celui qui donnera le bordé le plus léger.

En comparant deux matériaux de résistance à la flexion R_f et R_f', pour une même valeur de la pression on aura :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I/v} \text{ et } \sigma_f' = \frac{M_f}{I'/v'}$$

d'où $\sigma_f/\sigma_f' = (I'/v')/(I/v)$

Le rapport des modules de flexion est donc l'inverse de celui des résistances soit :

$I'/v' = (I/v)\ R_f/R_f'$

Dans le cas d'une section rectangulaire, comme une simple épaisseur de bordé, on aura $h' = h\ \sqrt{R_f/R_f'}$

IV-II – 2.2. Comparaison selon la rigidité

La flèche $y = M_f/E_f \cdot I$

Pour une poutre rectangulaire $I = b \cdot h^3/12$

En faisant intervenir dans I le poids spécifique d et le poids par unité de longueur P on obtient $E_f/d^3 = 12\ M_f \cdot b^2/P^3/y$

Pour une même longueur d'élément de bordé, une même pression et une même flèche le matériau ayant le rapport E_f/d^3 le plus élevé sera donc le plus performant, c'est-à-dire celui qui donnera le bordé le plus léger.

En comparant deux matériaux de module d'élasticité E_f et E_f', pour une même valeur de la pression et de la flèche on aura $I' = I \cdot E_f/E_f'$ et dans le cas d'une section rectangulaire $h' = h\ \sqrt[3]{E_f/E_f'}$

A titre d'exemple comparons un bordé en chêne et un bordé en red cedar.

Leurs caractéristiques sont :

	Chêne	Red cedar
Poids spécifique	0,69	0,38
Résistance en flexion R_f	8,8	5,4 daN/mm²
Module d'élasticité E_f	1 170	790 daN/mm²
R_f/d^2	18,5	37,4
E_f/d^3	3 562	14 397

TABLEAU IV-XI
ELEMENTS DE COMPARAISON DE DIFFERENTS MATERIAUX

	Matériau	kg/dm³ d	daN/mm² R_{ef} ou R_{ec}	E_t ou E_c	R_f ou R_{ef}	E_f	$\frac{R_{ET} \text{ ou } R_{EC}}{d}$	$\frac{E_t \text{ ou } E_c}{d}$	$\frac{R_f \text{ ou } R_{et}}{d^2}$	$\frac{E_f}{d^3}$
BOIS	Western red cedar	0,38	3,5	–	5,4	790	9,2	–	37,4	14 397
	Spruce	0,45	3,9	1 260	7,2	1 070	8,7	2 800	35,6	11 742
	Pin d'Orégon	0,51	4,7	1 000	8,7	1 150	9,2	1 960	33,5	8 669
	Pin sylvestre	0,52	5,5	–	10	1 200	10,6	–	37	8 534
	Grand Bassam	0,51	4	900	7,4	760	7,8	1 765	28,5	5 729
	Acajou	0,60	5	–	6,5	800	8,3	–	18,1	3 704
	Chêne	0,69	6,1	–	8,8	1 170	8,8	–	18,5	3 562
	Frêne	0,69	16,5 (1)	980	12	1 340	23,9	1 420	25,2	4 079
	Contre-plaqué marine (à 45°)	0,6	4/1,2	–	6,5	600	6,7/2	–	18,1	2 778
	Bois moulé (pli d'acajou à 45°)	0,7			3,75	475				
STRATIFIES	Mat verre E/polyester 25 %	1,35	11,8	640	14,2	590	8,74	474	7,8	240
	Rov. mat verre E/polyester 35 %	1,58	11,7	690	17,2	755	7,40	437	6,9	191
	Rov. mat verre E/polyester 50 %	1,65	11,8	690	18,6	1 250	7,15	418	6,8	278
	UD verre E/polyester 70 % *	1,90	34	–	98	4 400	17,9	–	27,1	641
	UD verre R/époxyde 64 % *	1,98	34	–	98	4 400	17,9	–	27,1	641
	UD verre R/époxyde 76 % *	1,98	66	5 000	152	5 700	33,3	2 520	38,8	734
	UD Aramide 49/époxyde 64 % *	1,52	165/ 28,2	7 520/ 7 480	63,6	552	108/ 18,6	4 947/ 4 921	27,5	157
	UD Carbone HT/époxyde 64 % *	1,52	150	13 000	176	13 500	98,6	8 552	762	3 844
METAUX	Alliage A-G 4,5 MC H 111	2,66	12,5	7 200	id.	id.	4,7	2 707	1,8	382
	Alliage A-SGM T 6	2,7	29	7 000	–	–	10,74	2 593	4	356
	Titane UT 669 trempé revenu	4,5	110	11 000	–	–	24,4	2 444	5,4	121
	Acier E 24-2	7,8	23,5	20 600	–	–	3	2 641	0,4	43
	Acier E 28-2	7,8	27,5	20 600	–	–	3,5	2 641	0,45	43
	Acier Marinor	7,8	36	20 600	–	–	4,6	2 641	0,6	43
	Acier inox Z 8 CNDT 17.12	7,9	27	18 500	–	–	3,4	2 342	0,4	37

* Résine polymérisée à chaud. Document Vetrotex.
(1) R_t, c'est un bois à utiliser avant tout pour son exceptionnelle résistance en traction.

On constate que le red cedar est largement plus performant en flexion, que ce soit en rupture ou en rigidité. Voyons pourquoi.

Supposons que le bordé en chêne ait eu une épaisseur de 25 mm ; pour avoir la même résistance à la rupture il aurait fallu en red cedar 32 mm. Le premier aurait pesé 17 kg/m² et le second 12,2 kg/m²

Le moment d'inertie serait 2,1 fois plus élevé et le produit E . I aurait été 1,41 fois plus élevé, donc la flèche 1,41 fois plus faible. Le bilan sera donc nettement favorable au red cedar si l'on ne tient pas compte d'autres facteurs tels que la résistance à l'impact, beaucoup plus faible, ou l'absorption d'eau, plus élevée.

Si l'on avait fait le calcul à partir de la rigidité on aurait obtenu une épaisseur plus faible (29,4 mm) mais celle-ci se serait révélée insuffisante pour la résistance à la rupture. Il faut donc faire les deux calculs et ne retenir que la valeur la plus élevée.

Mais si la flexion est la sollicitation qui nous intéresse au niveau du bordé, pour ce qui concerne la poutre navire ce sont la traction, la compression et le cisaillement qui sont à considérer. Ici, c'est la section brute qui intervient et le critère de performance est représenté par R/d. En compression, résistance la plus faible, le red cedar avec 9,2 est aussi plus performant que le chêne avec 8,8.

Dans notre exemple cependant le taux de contrainte admissible, que l'on peut définir par R_c/e, sera plus faible pour le red cedar, 0,11 daN/mm² contre 0,24 daN/mm² pour le chêne. Il est donc toujours nécessaire de procéder à cette vérification.

Le tableau IV-XI regroupe les valeurs des résistances et des modules de flexion spécifiques pour quelques-uns des matériaux dont les caractéristiques mécaniques figurent dans les tableaux IV-III à VI.

Ce tableau appelle quelques remarques. Pour les bois et les stratifiés la valeur de la résistance élastique étant très difficile à distinguer de la résistance à la rupture c'est cette dernière qui est prise en compte.

Pour le bois, la résistance en compression étant toujours la plus faible, c'est elle qui est choisie, sauf pour le frêne dont les qualités tout à fait exceptionnelles en traction le réservent à des pièces ne travaillant qu'en traction ou en flexion ; de même pour les contre-plaqués. Parmi les stratifiés, c'est la plus faible des deux résistances, traction ou compression (généralement cette dernière), qui a été retenue sauf pour la fibre aramide (Kevlar) dont les deux chiffres sont donnés afin de faire ressortir la différence considérable de comportement de ce matériau face à ces deux sollicitations.

Face aux stratifiés classiques, le bois conserve largement ses avantages dans toutes les sollicitations de même que par rapport aux métaux pour ce qui concerne le bordé.

Parmi ceux-ci, si le titane, par son très bon coefficient R_t/d, montre des qualités exceptionnelles pour la réalisation de pièces mécaniques, les alliages légers prennent largement la tête.

Mais de tous les matériaux (sauf le bois pour les bordés) ce sont les stratifiés que l'on a coutume d'appeler « exotiques » qui surpassent tous les autres et en particulier la fibre de carbone et, pour les contraintes de traction uniquement, les fibres aramides. Utiliser celle-ci comme revêtement d'un bordé en bois par exemple est une erreur, sauf si cela est fait dans le but d'améliorer la résistance à l'impact qui, dans ce cas, entraîne dans celui-ci des contraintes de traction.

On pourra s'étonner qu'il n'y ait pas ici de comparaison chiffrée des prix des matériaux, alors que les fabricants de ceux-ci les exhibent souvent comme argument principal.

La raison est que comparer les prix des matières brutes n'a aucune signification. Le prix final dépend en effet de facteurs multiples liés aux conditions de mise en œuvre, à l'infrastructure et à l'expérience du chantier, à son coût net de l'heure de travail, et qu'il ne peut être établi qu'en connaissance de tous ces facteurs.

Il est bon, dans ce domaine, de faire preuve de la plus large circonspection.

IV-II – 3. LES RÈGLEMENTS DE CONSTRUCTION

Par obligation, parce que le client le désire, ou par sécurité, parce qu'il ne dispose pas des données suffisantes, l'architecte peut être amené à dessiner un voilier selon les règles d'une société de classification ou d'un organisme analogue.

Sauf pour les voiliers courant en IOR pour lesquels on peut penser qu'un jour plus ou moins proche, le règlement établi par l'A.B.S. (American bureau of shipping) sera rendu obligatoire *, le respect d'un tel règlement est purement volontaire, aucune mesure concernant les échantillonnages n'étant incluse dans la réglementation française concernant la sécurité des bateaux de plaisance.

* A la date de parution il l'est déjà pour les « maxis » des classes 0 et I.

On peut être amené, soit par leur diffusion, soit pour leur intérêt propre à se trouver confronté aux règlements suivants :

– **Lloyd's register of shipping** (britannique) * :

• *Rules and regulations for the construction and classification of steel yachts* (jusqu'à 67 m).

• *Rules and regulations for the construction and classification of wood and composite yachts* (bois massif et dérivés, contre-plaqué, bois moulé jusqu'à 30 m).

• *Rules and regulation for the construction and classification of yachts of the international rating classes* (yachts jaugés selon les règles de l'I.Y.R.U., 12, 8, 6 et 5,5 m J.I. en bois, en alliage léger et depuis peu en plastique armé).

• *Rules and regulation for the construction of reinforced plastic yachts* (jusqu'à 36 m).

Ces documents peuvent être obtenus au Lloyd's register of shipping, 32, rue Caumartin, 75009 Paris – (1) 47 42 60 30.

Ces règlements concernent la totalité de la construction y compris la propulsion auxiliaire, l'équipement électrique ainsi que le mouillage, ou seulement la coque, la mise en œuvre de son matériau de construction, ou ce matériau lui-même.

Seule la cote maximum complète correspond au label 100 A-1.

Des interprétations ou des adaptations peuvent être soumises au Comité Technique pour approbation comme avec la plupart des sociétés de classification. C'est souvent là une source de contestations.

Les plans doivent être soumis au même comité si la construction doit s'effectuer sous la surveillance de l'organisme.

La plupart des échantillonnages sont définis dans des tables à partir d'un critère de longueur L correspondant à la longueur prise parallèlement à la flottaison depuis l'avant de l'étrave jusqu'à la face arrière du tableau ou de la poupe, à une hauteur égale à la moitié du franc-bord au milieu de la flottaison.

D'autres le sont en fonction du creux (D) au milieu de la flottaison mesuré depuis le livet jusqu'au-dessous de la quille.

Tous les éléments de la structure sont ainsi définis ainsi que leur matière, leurs assemblages et de multiples recommandations concernent la qualité des matériaux, leur mise en œuvre, les installations mécaniques et électriques.

Il faut noter en revanche que le gréement, la mâture de la voilure sont totalement ignorés.

Les échantillonnages ainsi définis ne peuvent s'appliquer qu'à des voiliers de déplacement relativement élevé et, pour l'acier, seule la construction sur membrures est retenue. Quant à la construction en plastique armé, elle accepte des compositions de stratifié dont les qualités mécaniques sont discutables et tout un jeu d'équivalences en rend l'usage très peu commode.

– **Registro italiano navale** (R.I.N.A.) (italien) *.

C'est la seule société de classification dont le règlement soit obligatoire dans son pays, ce qui n'est pas sans poser de sérieux problèmes aux constructeurs désirant exporter vers l'Italie.

Le *Regolamento per la costruzione dell imbarcazioni da diporto in plastica reinforzata* distingue les embarcations de longueur inférieure ou égale à 7 m et celles de plus de 7 m jusqu'à 40 m.

Dérivé de celui du Lloyd, le règlement italien part des mêmes caractéristiques de longueur, de largeur et de creux. Il distingue deux zones de bordé : le flanc jusqu'à 150 mm au-dessus de la flottaison et les fonds avec des surépaisseurs dans l'aileron et sur la quille. Les échantillonnages de bordé sont définis en poids de verre dont le pourcentage maximum dans le stratifié est précisé pour le mat, le tissu et le roving. Des échantillons de stratifié doivent être soumis à des essais de traction et de choc. En France, le Bureau Veritas a délégation pour effectuer ces essais. Le sandwich est admis mais son poids de verre total doit être supérieur (!) à celui du bordé classique, il est vrai que dans ce cas on peut être dispensé de l'ossature interne liée au bordé classique. Car il est prévu une ossature interne transversale ou longitudinale extrêmement serrée qui n'a rien à voir avec ce qui se pratique réellement d'où des interprétations arbitraires et autant de sources de contestations.

– **Germanischer Lloyd** ** (allemand)

Le *Vorschriften für den Bau und die Klassifikation von Yachten* couvre l'ensemble des matériaux utilisés dans la construction de plaisance et des longueurs allant jusqu'à 25 m environ. Il distingue six catégories de yachts selon leur mode de

* Lloyd's Register House, 69 Oxford Street, Southampton S01 1DL, Grande-Bretagne.

* Via XX Settembre 8, Genova, Italie.

** 2 000 Hamburg – 36, Nener Wall 85 – R.F.A.

propulsion dont deux pour les voiliers et une pour les croiseurs mixtes (fifty). De tous les règlements de construction c'est sans doute le plus complet et le plus intelligemment conçu, bien que ma méconnaissance de la langue allemande ne m'ait pas permis d'en vérifier la concordance avec les pratiques de la construction moderne.

Selon les matériaux, le critère est soit le module d'une section de bordé associé à son renfort et partant d'une pression, soit, pour le plastique renforcé, d'une résistance à la traction fonction d'un produit longueur par bau + creux.

– Det Norsk Veritas (Norvège, utilisé dans tous les pays scandinaves) *

Les *Rules for the construction and certification of boats,* intéressent uniquement les bateaux à voile et à moteurs jusqu'à 12 m en plastique renforcé ou thermoformé, en polyéthylène et en ABS. Le *Type certificate* s'applique aux bateaux de série sur examen du prototype et contrôle sur échantillon en cours de série. Le *Boat certificate* s'applique à un bateau unique. Les règles sont identiques pour les deux. Un dossier de plans doit être soumis pour approbation.

Ces règles comportent une large part réservée à la sécurité, touchant par exemple les ouvertures dans le pont, le franc-bord en charge, la stabilité, la flottabilité, le nombre de personnes embarquées, l'antidérapant du pont et les mains courantes, l'assèchement et l'incendie.

Elles couvrent également l'appareil à gouverner, le mouillage, l'installation mécanique et électrique, la mâture et le gréement.

Les règles de construction définissent bien sûr la qualité des matières premières et leur mise en œuvre. Les échantillonnages sont définis pour différentes parties du bordé, fond, bouchain, œuvres mortes, en fonction d'une pression déterminée par la longueur de la coque, sa vitesse maximum et les caractéristiques mécaniques du stratifié. Les sections des renforts longitudinaux ou transversaux sont également définies.

– American bureau of shipping (A.B.S.) (U.S.A.) **

Parmi un grand nombre de publications, trois intéressent la plaisance :

• *Rules for building and classing steel vessels under 61 meters (200 feet) in length* (1937).

• *Rules for building and classing reinforced plastic vessels* (1978), également jusqu'à 61 mètres.

• *Guide for building and classing offshore racing yachts,* encore en cours de mise au point à la date où sont écrites ces lignes (début 1985) *.

C'est essentiellement ce dernier document que l'on peut être amené à utiliser.

Il couvre tous les matériaux usuels, bois, contre-plaqué, bois moulé, alliage léger, acier et plastique renforcé.

Il définit les qualités des matériaux et leur mise en œuvre, essentiellement pour la construction de la coque et du gouvernail. Une partie, encore en cours d'étude, couvrira la mâture et le gréement.

Les caractéristiques mécaniques minimums des différents matériaux sont définies, avec des conversions pour équivalence lorsque le matériau utilisé possède des caractéristiques différentes, ainsi que leur mise en œuvre.

Les formules de calcul des échantillonnages varient selon le matériau mais ont toujours pour base l'espacement entre renforts intérieurs, les proportions du panneau correspondant, la résistance ou le module d'élasticité du matériau et une pression. Celle-ci est définie en fonction de la longueur L (moyenne entre longueurs hors-tout et de flottaison), le creux d sous la flottaison, et ce pour différentes parties de la coque réparties verticalement et longitudinalement.

La section des renforts est associée à une largeur de bordé fonction du matériau. Ceux-ci peuvent être longitudinaux ou transversaux.

Sont définis également diverses dispositions des renforts internes, les échantillonnages du pont, du rouf, des boulons de quille et de la mèche du safran.

C'est sans aucun doute le règlement de construction le mieux adapté aux voiliers de plaisance. On peut lui reprocher seulement un certain manque d'unité dû à un développement parfois irrégulier des différentes sections et un ordre de celles-ci assez bizarre qui ne correspond pas à la démarche logique que doit suivre l'architecte. D'autre part, certains éléments sont surestimés et pour d'autres, comme les lisses pour le bois moulé, conduisent à des formes rarement utilisées (sections sur chant avec un rapport très élevé) et difficiles à mettre en œuvre. Néanmoins ses bases sont certainement les plus réalistes et on peut espérer que sa version définitive aura éliminé ces défauts de jeunesse.

On en trouvera des commentaires dans les rapports de deux symposiums [15] et [19].

* Det Norsk Veritas, Veritasveien 1, Høvik, P.O. Box 300, 1 322 Høvik, Norvège.

** 65, Broadway, New York, 10 006 N.Y. U.S.A. Antenne à Paris : 5, rue d'Aguesseau, 75008 Paris. (1) 42 66 30 08

* Pour le règlement IOR : 45, Eisenhower Drive, Paramus, N.J. 07652, USA. Un logiciel pour IBM PC et Hewlett Packard est disponible au prix de 395 $.

L'architecte américain Gary Mull qui préside aux travaux de la commission chargée de l'étude de ce règlement a publié une étude comparative très intéressante des règles de Nevin's et Herreshoff pour le bois, du Lloyd pour le bois et le plastique, avec celles de l'A.B.S. [15].

Les américains sont très attachés au système des règlements volontaires, généralement établis par des organisations professionnelles ou des associations réunissant ces dernières, des utilisateurs et des représentants de l'État ou des services publics comme les Coast Guards. C'est ainsi que l'*American boat & yacht council* * créé en 1954 a établi des *Safety standards for small craft* qui, bien que n'abordant pas les questions d'échantillonnages ou de construction, constituent une source très intéressante de documentation concernant des sujets aussi variés que la visibilité du barreur, la flottabilité, les moteurs et leur installation, l'électricité (avec en particulier un chapitre sur la protection contre la foudre), les équipements de sécurité, l'installation des compas, etc. Il s'agit d'un très gros volume, remis à jour automatiquement mais malheureusement fort cher.

Il a d'ailleurs servi bien souvent de base à la création d'autres règlements comme ceux appliqués en France ou d'un autre organisme d'inspiration américaine, bien que son siège soit en Grande-Bretagne, l'*International Council of marine industry associations (ICOMIA)* ** qui regroupe des représentants des associations professionnelles des principaux pays producteurs en vue de l'élaboration des standards destinés à favoriser les échanges entre les pays membres.

Le *Safety and quality standards for the building of small recreational craft,* couvre les constructions en bois (jusqu'à 15 m), contre-plaqué (jusqu'à 10 m), alliage léger (jusqu'à 15 m) et plastique renforcé, ainsi que l'installation mécanique et électrique, la flottabilité, la protection contre l'incendie, etc.

La partie concernant la construction en plastique renforcé constitue un document indépendant établi par le Groupement des plastiques renforcés du marché commun (GPRMC) ***. Le *Règlement commun de construction des navires de plaisance en plastique renforcé,* ne concerne que la définition de la qualité des matériaux, leurs caractéristiques mécaniques et leur mise en œuvre. Bien que les caractéristiques mécaniques retenues soient assez moyennes et que la composition des stratifiés et les technologies d'assemblage aient évolué depuis, il reste une bonne base.

La fédération des constructeurs britanniques, *The Ship and Boat Builders' National Federation (SBBNF)* *, a repris en les complétant et en en modifiant légèrement la forme, les deux précédents documents dans un *Code of recommended practices for boat up to 20 feet (6 m) of length.*

Rappelons que, à l'exception de l'Italie, l'application de tous ces règlements est purement volontaire. Elle peut cependant revêtir un intérêt certain pour les constructeurs désirant exporter vers des pays, comme les États-Unis, où la clientèle est très sensible aux « labels » accordés par des organismes dont l'influence est souvent grande.

Derniers documents intéressant la construction, les normes. Elles peuvent être d'origine nationale (AFNOR en France, BS en Grande-Bretagne) ou internationales (ISO). Dans un numéro hors-série de son magazine *Enjeux,* l'AFNOR ** signale un certain nombre de normes qui s'appliquent à la plaisance. Celles qui nous intéressent dans le cadre de ce chapitre concernent essentiellement les matériaux, leurs caractéristiques mécaniques et les méthodes d'essais utilisées pour les établir, ainsi qu'un certain nombre d'équipements.

L'AFNOR édite également des recueils de normes et des ouvrages techniques commentant celles-ci ou certains aspects de l'utilisation des matériaux concernés.

Pour terminer rappelons qu'en France, la commercialisation des bateaux de plaisance ou des plans destinés à la construction amateur est soumise à l'approbation par la Commission nationale de sécurité de la navigation de plaisance d'un dossier de plans mais que la réglementation correspondante (Loi n° 83-581 du 5 juillet 1983, décret n° 84-810 du 30 août 1984, arrêté du 27 décembre 1984 et règlement annexe) ne concerne que les équipements ou les dispositions relatives à la sécurité, sans aucune contrainte d'échantillonnage de la coque. La solidité de celle-ci est jugée par la Commission au vu de l'ensemble de la structure. Ce système qui *a priori,*

* 15 East, 26 th St., Room 1 603, New York, N.Y. 10010.

** 31, Great Queen Street, London WC2B 5AD – Grande-Bretagne

*** 21, rue des Drapiers – 1050 Bruxelles – Belgique

* 31, Great Queen Street, London WC2B 5AD – Grande-Bretagne

** Tour Europe, 92080 Paris – La Défense Cedex 7

peut ne pas paraître très cartésien, repose essentiellement sur la compétence des membres qui composent la commission, en très large majorité extérieurs à l'administration, et représentant toutes les catégories de professionnels et d'utilisateurs concernés. Il a permis aux architectes et constructeurs français de suivre sans contrainte toutes les évolutions des techniques modernes.

IV-II – 4. TABLES D'ÉCHANTILLONNAGES

Une dernière méthode, et non la moins intéressante, que l'on puisse utiliser pour définir les échantillonnages d'un bateau est l'utilisation de tables. Leur premier intérêt est de définir immédiatement les éléments de la structure de la coque pour toutes les tailles comprises entre certaines limites. En revanche on doit reconnaître qu'elles reflètent le niveau technologique correspondant à la période où elles ont été établies. Mais, contrairement à ce que l'on pourrait penser, l'évolution de cette technologie est beaucoup moins rapide que le laisse croire certaines réalisations sophistiquées qui n'ont rien à voir avec la production « commerciale » des bateaux de série.

Ces tables peuvent être établies à partir de différentes démarches, analyse des efforts et des contraintes, expérience personnelle de leur auteur (tables de Herreshoff ou de Nevin pour les voiliers en bois) ou d'une étude statistique des réalisations connues.

C'est cette dernière démarche qui a été suivie pour les tables qui accompagnent le chapitre suivant, les éléments d'étude étant fournis par les procès-verbaux d'approbation de la Commission nationale de sécurité de la navigation de plaisance sur une période de dix ans et regroupant 458 unités dont plus de la moitié en plastique renforcé, de construction française ou importées, auxquels il faut ajouter une documentation personnelle.

Comme pour toute table de ce genre, il est certain que les échantillonnages fournis ne représentent pas ce qu'il est possible de réaliser de plus performant mais ils constituent une base sûre, permettant au moins d'établir un avant-projet réaliste, quitte ensuite à affiner certains éléments en fonction de chaque cas particulier.

La première chose à définir a été le choix d'un critère de taille. À l'examen de la mise en parallèle des longueurs et des déplacements en charge, il est tout de suite apparu que seule cette dernière caractéristique avait un lien avec les échantillonnages indiqués. Encore a-t-il été souvent nécessaire de corriger les chiffres indiqués, les charges utiles (différence entre déplacement lège et en charge) étant parfois des plus fantaisistes, exemple : 200 kg pour un voilier devant emmener 8 personnes en 1re catégorie !

Il est d'ailleurs tout à fait logique qu'il en soit ainsi car les efforts sont bien plus fonction du déplacement que de la longueur qui ne peut intervenir que dans des cas où les proportions longueur/déplacement s'éloignent par trop des valeurs courantes.

Toute table d'échantillonnage est liée à une conception de structure, voire à quelques variantes, c'est pourquoi il m'a paru judicieux de les placer dans le chapitre consacré aux différents matériaux utilisés en construction navale de plaisance avec un résumé de leur mise en œuvre.

BIBLIOGRAPHIE-CHAPITRE IV

1. M. St Denis and W.J. Pierson. *On the motion of ships in a confused sea. SNAME Transactions,* 1953.
2. Moore et al. Use of numerical analysis in yacht design. *Ancient Interface XI,* AIAA/SNAME, 1981.
3. C. Barry et al. Sailing yacht structures. *Ancient Interface XII,* AIAA/SNAME, 1982.
4. E. Rodrigues. *Méthode de calcul des structures.* Tome III. Méthode des éléments finis. E.N.S.T.A., 1974.
5. H. Martin. *Introduction to matrix methods of structural analysis.* Mc Graw Hill, 1966.
6. Applications of the finite element method. *Marine Technology,* juillet 1982.
7. R.A. Gallagher. *Finite element analysis fundamentals.* Prentice Hall Inc., 1975.
8. J.R. Paulling. The analysis of complex ships structures by the finite element technique. *Journal of ship research,* Vol. 8, nº 3, décembre 1964.
9. J. Weiss et C. Bord. *Les matériaux composites.* 2 Tomes, Éditions de l'Usine Nouvelle, 1983.
10. *Design data fibreglass composites.* Édité par Fibreglass Ltd. St Helens, Merseyside, England WA 10 3TR.
11. R.J. Roark and W.C. Young. *Formulas for stress and strain.* Mc Graw Hill. New York, 1965.
12. Adlard Coles. *Navigation par gros temps.* Voiles-Gallimard.
13. R. Mayençon. *Météorologie marine.* EMOM.
14. J.P. Aubry. *Structure et construction du voilier.* EMOM.
15. G. Mull. Strength requirements for sailing yachts. *Symposium Yachtarchitecture 1981.* Hiswa.
16. R. Lazzara & D.E. Jones Jr. Dynamic loading analysis and advanced composites, *1984 Westlawn yacht design symposium.*
17. P.N. Joubert. *Strength of bottom plating of yachts.* Department of mechanical engineering. University of Melbourne, 1980.
18. R. Bowler (B. Farr & associated). Construction design approach for contemporary yacht hulls. *The 6th Chesapeake sailing yacht symposium,* 1983.
19. G. Mull. ABS strength requirements for yachts. *Symposium Yachtarchitecture 1986.* Hiswa.

V

LA CONSTRUCTION

Il n'est pas question dans un simple chapitre de décrire en détail tous les procédés de construction utilisés avec les divers matériaux, chacun d'eux nécessiterait un livre à lui seul qui la plupart du temps d'ailleurs existe déjà. On en trouvera la bibliographie en fin de ce chapitre.

Il n'est pas question non plus de développer la comparaison entre les divers matériaux, cela a été abordé dans le chapitre précédent et est fort bien traité dans l'ouvrage de J.P. Aubry déjà cité [IV-14].

Nous nous contenterons donc de rappeler les avantages et les inconvénients de chacun, les limites de taille dans lesquelles nous estimons qu'il offre un intérêt, et des généralités sur sa mise en œuvre.

Nous développerons surtout les tables d'échantillonnages et l'étude des structures qui leur seront associées.

V-I - LE BOIS

Le bois est utilisé actuellement sous trois formes, le bois massif en construction traditionnelle ou « améliorée », le contre-plaqué, le bois moulé.

Nous avons vu au chapitre précédent qu'en dehors des composites utilisant des renforts dits « exotiques » il surpassait tous ses concurrents sauf sur deux points liés à des contraintes de choc : sa faible absorption d'énergie et sa dureté, bien que ce dernier point puisse être amélioré par des revêtements adaptés. Enfin, par le fait qu'étant un matériau naturel, ses caractéristiques mécaniques varient en fonction de son environnement et qu'il est sensible à la dégradation biologique. Mais ici aussi les résines synthétiques modernes lui permettent de conserver dans toutes les circonstances ses qualités et cela pour une durée qui semble extrêmement prometteuse.

Deux organismes sont chargés de l'étude et du développement du bois et des techniques forestières :

– **Centre Technique du Bois,** 10, avenue de Saint-Mandé – 75012 Paris

– **Centre Technique Forestier Tropical,** 45 bis, avenue de la Belle Gabrielle – 94130 Nogent-sur-Marne

Tous les bois ne conviennent bien sûr pas à la construction navale. Le tableau V-I donne les caractéristiques des principaux et l'on se reportera à l'ouvrage *Les méthodes modernes pour construire son bateau en bois* [7] où j'ai largement développé ce sujet.

V-I – 1. CONSTRUCTION TRADITIONNELLE

La construction traditionnelle à franc bord ne se rencontre plus guère aujourd'hui pour des raisons diverses liées avant tout au manque de charpentiers qualifiés, à la difficulté de se procurer des bois de qualité et à l'investissement à long terme que représente la tenue de ce stock.

Elle ne nécessite pas de gros investissements en outillage ni en infrastructure, s'adapte à toutes les conditions climatiques, et pour ces raisons offre une souplesse inégalée qui permet encore à quelques artisans de qualité ou locaux d'en vivre.

Sur le plan technique les principaux reproches qu'on peut lui faire résident dans la faiblesse et le manque de rigidité des liaisons qui limitent la durée de vie et nuisent à l'étanchéité du bordé. Par ailleurs cette faiblesse des liaisons oblige à surdimensionner les éléments qui leur sont associés et conduit à une augmentation de poids.

Un des premiers moyens de pallier à cet inconvénient a été l'adoption de la construction à clins qui, en liant directement les bordés entre eux, assure une meilleure étanchéité et, en plaçant

TABLEAU V-I
TABLEAU RÉCAPITULATIF DES CARACTÉRISTIQUES DES BOIS

Essence	Densité moyenne	Utilisation	Solidité	Durabilité	Cintrage	Usinage	Pointage Vissage	Collage
Acajou d'Afrique (ou Grand Bassam)	0,5	1-2-3-4	xx	x	xx	xx	x	xx
Acajou d'Amérique (ou Honduras)	0,5	1-4	xx	xx	xx	xx	xxx	xxx
Angélique	0,8	1-2-3	xxx	xxx	xx	x	xxx	xx
Assaméla (Afrormosia)	0,7	1-2-3-4	xxx	xxx	xx	xx	xx	xxx
Chêne	0,75	1	xxx	xx	xx	xx	xx	xx
Épicéa (ou sapin blanc)	0,45	2-3-5	xxx	xx	xx	xxx	xx	xxx
Frêne	0,7	3	xxx	0	xxx	xx	x	x
Iroko	0,7	1-3-4	xx	xxx	xx	xx	xxx	xx
Makoré	0,65	1-3-4	xx	xx	x	xx	x	xxx
Mélèze	0,65	2-3	xxx	xxx	xx	xxx	xx	xx
Niangon	0,7	1-4	xx	xxx	xx	xx	xxx	xx
Okoumé	0,45	4 (intermédiaire)	xx	xx	x	x	xx	xxx
Orme champêtre	0,75	1-2-3	xxx	x	xx	xx	xxx	xx
Pin de Douglas (ou d'Orégon)	0,55	2-5	xxx	xx	xx	xxx	xx	xxx
Pin sylvestre (ou sapin rouge)	0,6	2-3	xx	xx	xx	xxx	xx	xx
Pitchpin	0,7	2	xx	xxx	xx	x	x	xx
Ramin	0,6	2-5	xx	xx	xx	xxx	xxx	xxx
Robinier (ou faux acacia)	0,8	3	xxx	xx	xxx	xx	x	xx
Sapelli	0,65	1-3-4	xx	x	x	xx	xxx	xxx
Sipo	0,6	1-2-3-4	xx	xx	xx	xx	xxx	xxx
Spruce sitka	0,45	2-5	xxx	x	xx	xxx	x	xxx
Teck (Asie)	0,7	1-4	xx	xxx	xx	xx	xx	xx
Tola (Agba)	0,5	1-3-4	xx	xx	x	xx	xx	xx
Western red Cedar	0,35	5-4 (intermédiaire)	xx	xx	x	xxx	xx	xxx

Utilisation
1 – Quille, étrave et leurs composants massifs, varangues.
2 – Serres, lisses.
3 – Membrures et barrots lamellés.
4 – Bordé.
5 – Espars.

Solidité
Il s'agit de la résistance mécanique prise globalement et relativement à la densité.

Durabilité
Le frêne ne pourra être utilisé qu'en intérieur et dans des parties visibles, barrots sans vaigrage par exemple, et non soumises à l'humidité des fonds.

Cintrage
Ici aussi il s'agit de la facilité de cintrage relativement à la densité.

Pointage-vissage
Se trouvent incluses, la facilité d'enfoncement, la résistance à l'éclatement et la tenue. C'est pourquoi, par exemple, pour le frêne ou le makoré je n'ai donné qu'un x car si la tenue est excellente dans les deux cas, il est presque impossible d'enfoncer une pointe dans le premier et le second se fend très facilement.

Collage
Généralement peintures et vernis et facilité de collage vont de paire.

leur joint à plat et non plus sur chant, permet d'en réduire l'épaisseur et d'alléger ainsi la construction. Ce procédé, très développé dans les pays nordiques où l'on utilise beaucoup les résineux – qui s'y prêtent particulièrement bien – permet de réaliser des annexes et des embarcations légères jusqu'à 8 m environ.

Un second moyen a été la réalisation de bordés en double ou triple épaisseurs croisées à angle droit et rivées avec interposition de toiles enduites d'un produit assurant l'étanchéité, généralement à base de céruse.

Avec l'apparition de colles résistant à l'eau on a essayé de remédier aux défauts de liaison et d'étanchéité en collant les joints des bordés.

Cette méthode dont le chantier italien Sangermani s'était fait une spécialité, n'est pas à la portée du premier venu et nécessite une qualité de bois et de main-d'œuvre tout à fait exceptionnelle.

La construction en petites lattes collées et clouées sur chant est une variante de la précédente qui ne requiert peut-être pas autant de savoir-faire. Mais, tant qu'à se mettre les mains dans la colle, autant passer aux procédés modernes.

Il est bon cependant de connaître la construction classique non seulement à titre purement historique mais parce que l'on peut être amené à participer à la réfection de coques construites selon cette technique et que l'on y acquiert souvent de précieux enseignements sur les bois et leur utilisation *.

Pour le détail de la mise en œuvre de cette technique on se reportera, en français à l'ouvrage de R.M. Steward [1] et, si on peut les trouver

* Pour les passionnés du bois je ne saurais trop conseiller de s'abonner à la revue américaine *Wooden Boat,* P.O. Box 956, Farmingdale, N.Y. 11737

d'occasion, à ceux de H. Dervin [2] [3]. En langue anglaise il existe deux ouvrages de base : *Boatbuilding* de H.I. Chapelle [4] et, plus anecdotique mais moins intéressant, *The Common Sense of Yacht Design* de L.F. Herreshoff [5].

Pour les échantillonnages on utilise beaucoup aux U.S.A. les tables de Nevin ou de Herreshoff. On les trouvera dans *Skene's Elements of Yacht Design* [6].

De grands architectes américains comme Gary Mull les ont adaptées aux méthodes modernes.

Il est intéressant de les comparer aux *Rules and Regulations for the Construction and Classification of Wood and Composite Yacht* du Lloyd.

Toutes ces tables reposent sur un critère de taille du voilier. Pour Nevin c'est simplement la racine cubique du déplacement. Pour Herreshoff, un coefficient appelé *fundamental factor* **FR,** est calculé pour les différents éléments de la coque. Ainsi pour le bordé, le pont, la quille, les serres, le **FR** dépend du déplacement et du rapport longueur/creux alors que la section des membrures ne dépend que du déplacement.

Le tableau ci-dessous donne une comparaison des trois méthodes pour un même yacht.
L ht : 12,90 m
L fl : 9,15 m
Δ = 7 800 dm³
Pour le Lloyd L = 11,4 D = 2,60

	NEVIN	HERRESHOFF	LLOYD
Bordé	25	26	27
Membrures (moyenne)	42 × 42	44 × 44	54 × 38
Espacement membrures	244	304	210
Quille (ép.)	115	70	120
Serres	60 × 100	60 × 60	60 × 107
Pont	25	26	27
Barrots (au centre)	54 × 35	61 × 34	68 × 47*
Espacement barrots	244	304	336

* Section maxi au centre.

On constate que les échantillonnages les plus légers sont fournis par Herreshoff et les plus lourds par le Lloyd. Les tables les plus simples sont celles de Nevin, celles d'Herreshoff les plus compliquées.

Souvent ces échantillonnages comportent des réductions vers les extrémités des pièces ou de la coque.

Enfin ces tables et règles sont accompagnées de recommandations sur les bois à utiliser, les montages à adopter, la visserie, et même, au Lloyd, sur certains accastillages et équipements.

Bien sûr, aujourd'hui on ne construit plus guère de voiliers en bois traditionnels mais il était bon de savoir que dans ce domaine on était arrivé à des règles cohérentes dans lesquelles tous les détails de la construction étaient prévus. Il n'en est malheureusement plus de même pour les matériaux utilisés de nos jours.

Il n'y a pas de limite inférieure de taille pour la construction classique. Par contre, même si l'on a construit de cette façon des yachts de course de 40 m, il faut bien reconnaître qu'au-delà d'une quinzaine de mètres les liaisons commencent à créer de sérieux problèmes de résistance de la poutre navire.

V-I – 2. CONTRE-PLAQUÉ ET BOIS MOULÉ

Ces deux utilisations modernes du bois ont été groupées en raison du nombre de leurs points communs. On peut considérer en effet que la réalisation d'éléments en lamellés ou en bois moulé revient à la fabrication *in situ* d'un contre-plaqué.

Par ailleurs la structure des bateaux réalisés dans ces matériaux est en tous points identique.

Deux caractéristiques du bois massif, son instabilité dimensionnelle et son anisotropie ont conduit à l'invention du contre-plaqué. Sa constitution en plis minces et croisés élimine en effet ces deux contraintes ; chaque pli a très peu de nerf et ses déformations éventuelles sont contrariées par les plis voisins ; par ailleurs les caractéristiques en traction et compression selon les deux directions parallèle et perpendiculaire au fil des plis extérieurs sont assez proches, et ce d'autant plus que les plis sont plus minces et plus nombreux.

Un contre-plaqué se caractérise par quatre paramètres : le type de collage, les essences de bois, le nombre de plis pour une épaisseur donnée et la qualité d'aspect des plis extérieurs.

Il n'existe pas en France, contrairement à la Grande-Bretagne, de norme spécifique au contre-plaqué pour application marine. Le collage doit répondre au moins soit au « type 4 » de la norme

NF B 54-154 destiné aux emplois extérieurs, soit à des normes spécifiques comme la A 004 de la Marine nationale.

Les plis doivent être minces et d'épaisseur sensiblement égale. Sauf pour les éléments d'emménagement sans implication structurelle, on n'utilisera que des bois durs, bien qu'il existe d'excellents contre-plaqués nordiques à base de résineux particulièrement résistants tant sur le plan mécanique que vis-à-vis des agressions extérieures. Ils sont difficilement compatibles cependant avec les résines synthétiques.

Selon la destination, les plis extérieurs peuvent être quelconques ou d'une essence exotique décorative, il en existe un vaste choix.

Les épaisseurs vont de 4 à 30 mm et les dimensions des panneaux de 244 × 122 cm à 310 × 153 cm, pouvant être assemblés par un joint en biseau ou scarf, en usine (jusqu'à 12 m) ou sur le chantier.

Pour la réalisation d'éléments en lamellés ou de bordé en bois moulé on utilise des plis de bois tranché de préférence au bois déroulé.

Les épaisseurs courantes vont de 2 à 5 mm pour des largeurs de 150 à 450 mm et des longueurs d'environ 3 m. Les largeurs seront resciées de 70 à 150 mm selon la courbure longitudinale de la coque.

Les essences sont essentiellement africaines, grand-bassam, sipo, niangon, etc. On peut aussi utiliser des essences légères telles que l'okoumé, le spruce ou le red cedar pour des plis internes au bordé et qui constituent avec les plis extérieurs en bois dur une sorte de sandwich permettant, à poids égal, d'obtenir une rigidité plus grande du bordé.

Alors que les éléments de structure transversaux, qui ont plus un rôle de liaison que de renfort, sont généralement réalisés dans les mêmes essences, le bordé, les éléments de structure longitudinaux sont plus souvent en résineux qui offrent de meilleures performances mécaniques, à condition que leur teneur en résine n'affecte pas les collages.

Pour la même raison, difficulté de collage, on évite les bois gras, makoré, duca, teck (à moins de pouvoir leur faire subir un dégraissage) et les bois riches en tanin, chêne, frêne.

Le taux d'humidité des bois ne doit pas être supérieur à 12 % et se tenir de préférence entre 8 et 10 %.

Les colles sont soit des produits spécifiques comme les urées-formaldéhyde ou les résorcines-formaldéhyde, soit des adaptations de résines d'emploi général comme les polyuréthannes ou les époxydes.

A l'exception de certaines polyuréthannes monocomposant, toutes ces résines polymérisent à l'aide d'un catalyseur ou durcisseur qui doit leur être ajouté en proportion précise. La polymérisation ne peut se faire correctement que dans des limites de température et d'humidité assez étroites, 18 à 22°C et moins de 60 % d'humidité, mais pas moins de 45 % pour les polyuréthannes monocomposant qui polymérisent avec l'humidité de l'air.

Cela implique un contrôle de l'ambiance qui ne peut être assuré correctement que dans un local clos.

Les époxydes sont utilisées également pour améliorer les caractéristiques mécaniques du bois (en particulier en compression) ainsi que pour le protéger des agressions du milieu selon un procédé développé aux États-Unis par les frères Gougeon sous le nom de *West System*.

Les polyuréthannes sont employées également pour assurer la protection, en particulier contre les U.V., du bois et des résines époxydes. Toutes deux sont utilisées comme matrice des revêtements à base de fibre synthétique ou de verre.

V-I – 2.1. Structure et construction des coques en contre-plaqué et bois moulé

Bien qu'il arrive parfois que le bordé soit réalisé indépendamment dans (ou sur) un moule, la méthode la plus couramment utilisée consiste à construire d'abord la structure, généralement quille en l'air, puis à la recouvrir du bordé.

La structure est constituée par le maximum d'éléments d'emménagements, cloisons transversales et longitudinales, porques, varangues, et par des éléments longitudinaux représentés par les pièces de quille, les serres et lisses. Des gabarits provisoires sont placés entre les éléments de structure pour compléter le quadrillage et donner sa forme à la coque et, pour la construction en bois moulé, des lisses relativement serrées assurent le soutien des premiers plis de bois tranché.

En construction industrielle, si la série est importante, un bâti métallique assure le positionnement correct et la tenue de tous les éléments de structure.

La coque démoulée est prête à recevoir son pont et ses superstructures.

Tous les détails de ce type de construction et de quelques autres variantes sont donnés dans *Les méthodes modernes pour construire son bateau en bois* [7].

La construction en contre-plaqué s'applique à toutes les tailles de bateau jusqu'à une quinzaine de mètres. Au-delà, la dimension des panneaux augmente le nombre des joints et leur épaisseur limite celle du bordé à moins d'avoir recours à des contre-collages toujours délicats. Il faut signaler cependant qu'on réalise couramment des vedettes en contre-plaqué jusqu'à 25 m.

Bien que quelques essais de construction en forme aient été tentés, en forçant des plis de contre-plaqué superposés sur une armature solide, et qu'un chantier français construise de grandes coques sur ce principe, le contre-plaqué implique des formes développables et n'est pratiquement utilisé que pour des coques à bouchains vifs, simple ou double, avec fond en V ou plat.

Le bois moulé s'applique à des coques de toutes dimensions jusqu'à des « maxis » de 80' de rating comme *Windward Passage* ou *Christine* ou des croiseurs de 90' comme *Whitefin*.

L'amélioration du bois par l'imprégnation d'époxydes et des renforts de fibres de carbone assure, dans ces dimensions, des performances mécaniques qu'aucun autre matériau ne peut actuellement égaler.

Un des principaux écueils à éviter dans la conception d'une structure en contre-plaqué ou bois moulé est la faiblesse des éléments longitudinaux dans la partie supérieure de la coque, pont et superstructures. Le bois ayant une résistance en compression plus faible qu'en traction, le moment des sections des éléments supérieurs par rapport au centre de gravité de la section de coque doit être plus élevé que celui des sections des éléments inférieurs. On conservera ainsi un taux de contrainte relative à peu près égal entre les deux parties supérieure et inférieure de la coque et une excellente raideur de la poutre navire.

Des cloisons assurant généralement la résistance transversale de la coque et la forme du pont et des roufs, on préférera aux barrots des élongis pour assurer leur soutien.

Il ne faut pas omettre non plus le rôle très important de raidisseur de tous les éléments longitudinaux des emménagements.

Pour des coques de compétition on pourra d'ailleurs prévoir une véritable structure de raidissement interne à partir de panneaux verticaux largement ajourés reliant pont et coque et constituant la façade des emménagements. Grâce à la facilité de mise en œuvre du contre-plaqué et aux multiples possibilités de renforcement localisé on peut ainsi réaliser des structures légères et extrêmement rigides.

Pour tenir compte des efforts de cisaillement il ne faut pas oublier de renforcer tout croisement non bloqué entre des éléments longitudinaux et transversaux par des goussets augmentant la surface des collages ou par un moyen mécanique, rivet, vis ou cheville de bois dur. Ceci est valable en particulier pour les membrures en lamellé fabriquées *in situ* à l'intérieur des lisses.

Lorsqu'on atteint des dimensions importantes, dès une douzaine de mètres, un bordé en bois moulé nécessite un nombre de plis qui accroît rapidement le temps nécessaire à la construction. On pourra alors passer à une construction mixte en petites lattes bouvetées, collées et clouées, recouvertes de plusieurs plis de bois moulé. L'épaisseur totale de ceux-ci devra correspondre au moins au quart de celle du bordé total pour conserver une bonne résistance au cisaillement.

Un autre gros avantage de cette méthode est de supprimer toutes les lisses intérieures. On ne gardera qu'une serre de bouchain, en cas d'échouage sur le côté, sur laquelle on fera aboutir les varangues qui pourront être lamellées dans la coque une fois celle-ci retournée.

C'est ainsi qu'a été construit le plus grand voilier de course récent * en bois moulé (à ma connaissance) le 90' *Whitefin* de 85 t sur plan de Bruce King. Le bordé de 2¼" (57 mm) est constitué d'une couche de petites lattes de ¾" (19 mm) et de quatre plis en diagonale de ¼" (6,3 mm) en white cedar *(Chamaecyporis thyoides* ou *Thuja occidentalis)* un bois durable, résistant, très stable et léger (d = 0,3) qui pousse dans l'est des États-Unis. Un dernier pli de ½" de Port Oxford cedar (une variété plus dense, d = 0,4 et aux caractéristiques mécaniques à peu près doubles) est placé en long sur l'extérieur, le tout

* Le plus grand voilier serait en effet le yawl de croisière *Antonia* de 131'3" (40 m) sur plan de Jay R. Benford. Bordé de 45 mm en cinq plis d'acajou du Honduras sur lisses espacées de 16 ' (406 mm) et membrures et cloisons espacées au minimum de 2 m.

TABLEAU V-II
ÉCHANTILLONNAGES DES COQUES EN CONTRE-PLAQUÉ ET BOIS MOULÉ

D kg	Bois moulé		Contre-plaqué		
	Bordé	Lisses	Bordé	Lisses	Serres de bouchain
400	7	18 × 18	9	20 × 20	50 × 25
850	9	20 × 20	9-12	25 × 25	60 × 30
1 700	11	23 × 23	12-15	30 × 30	70 × 35
3 000	13	25 × 25	12-15	35 × 35	80 × 40
5 000	18	30 × 30	15-18	40 × 40	90 × 45
10 000	25-22	35 × 35	20-23	45 × 45	100 × 50
15 000	30-25	35 × 35	—	—	120 × 60
20 000	40	—	—	—	150 × 75

D kg	Éléments communs									
	Cloison de mât	Cloison inter.	Quille	Serre bauquière	Membrures sur chant	Varangues	Pont	Barrots ou Elongis	Hiloire de rouf	Toit de rouf
400	9	9	150 × 25	50 × 25	30 × 20	2- 70 × 40	9	30 × 20	9	9
850	12	9	200 × 30	60 × 30	40 × 25	3- 90 × 50	9	40 × 25	9	9
1 700	15	9	200 × 35	70 × 35	45 × 30	4-110 × 60	12	45 × 30	12	9
3 000	18	12	250 × 40	80 × 40	55 × 35	4-125 × 70	12	55 × 35	12	10
5 000	20	12	250 × 50	100 × 45	60 × 40	5-145 × 80	15	60 × 40	15	12
10 000	23	12	300 × 60	120 × 50	70 × 45	6-160 × 90	20	70 × 45	20	15
15 000	26	15	300 × 75	150 × 60	75 × 50	8-180 × 100	26	75 × 50	26	20
20 000	30	15	350 × 100	180 × 75	90 × 60	10-215 × 120	30	90 × 60	30	26

étant collé et traité au West System. Toutes les pièces courbes sont lamellées en robinier qui constitue également les deux plis extérieurs des barrots, les cinq autres étant en white cedar. Les planchers et les meubles sont en if et les finitions en acajou du Honduras.

V-I – 2.2. Échantillonnages

Le tableau V-II donne les principaux échantillonnages pour la construction en contre-plaqué et en bois moulé. Il n'est pas question de l'utiliser brutalement et des commentaires sont nécessaires pour adapter chaque élément aux cas particuliers.
Bordé en bois moulé : jusqu'à 18 mm d'épaisseur, le bordé est entièrement en bois moulé. Il est bon que le pli intérieur soit un peu plus rigide que le suivant pour mieux assurer la forme. Cela peut être obtenu par une épaisseur plus forte (par exemple 4 + 3 + 4 = 11) ou par une essence plus légère (3 acajou + 3 okoumé + 3 acajou = 9). A partir de 22 mm, et en tout cas au-delà de 25, le bordé peut être réalisé en petites lattes recouvertes de plis de bois moulé pour un quart au moins de l'épaisseur totale (ex. : 19 + 2 × 3 = 25) ; dans ce cas les lisses sont supprimées.

Si l'on prévoit un revêtement plastifié armé de 300 g/m² de verre on pourra réduire l'épaisseur de 1 mm.

Avec une imprégnation et un collage époxy on peut envisager une diminution d'épaisseur de 10 % pour le bois moulé, de 5 % pour le bordé mixte.

Le **tableau arrière** sera de même épaisseur que le bordé et renforcé, selon sa forme (plat ou courbe) et sa surface, de lisses et de montants, dont au moins un, central, bordera un gousset en contre-plaqué reliant la quille, le tableau et l'élongis central de pont.
Lisses en bois moulé : l'espacement des lisses est dicté par la mise en forme du premier pli ; plus celui-ci est mince plus leur espacement doit être réduit. On aura ainsi de 180 mm pour un pli de 3 mm à 250 mm pour un pli de 5 mm.

Si une serre de bouchain est prévue elle sera de même section que celle donnée pour le contre-plaqué.
Bordé en contre-plaqué : les deux chiffres correspondent pour le premier aux flancs et, pour le second, au bouchain et au fond. Dans le cas d'un dériveur intégral à fond plat on réalisera celui-ci en deux épaisseurs de bordé de flanc.

La dimension des panneaux ne sera pas supérieure à 2 m × 0,50 m pour les bordés de côté et 1 m × 0,40 m pour ceux des fonds.

On peut faire les mêmes observations concernant le revêtement en plastique armé. Le revêtement époxy, qui ne touche ici que les faces extérieures, ne permet pas une réduction supérieure à la tolérance sur l'épaisseur.
Lisses en contre-plaqué : s'agissant d'une coque à bouchains vifs, leur espacement est dicté par la largeur des panneaux entre bouchains, leur écartement ne sera pas inférieur à 400 mm.
Serres de bouchain : la hauteur dépend en fait de l'angle du bouchain. On s'arrangera pour que les largeurs de collage soient au moins égales à trois fois l'épaisseur du bordé.

Cloison de mât : il s'agit de la cloison principale située dans le plan du mât et sur laquelle est repris le haubannage. On tiendra compte des ouvertures pour déterminer les renforcements nécessaires : barrots, varangues, épontilles. Si la cloison ne se trouve pas au droit du mât et constitue, avec une autre cloison proche, un caisson, la somme de leurs épaisseurs ne sera pas inférieure à 150 % de celle de la cloison normale, répartis selon leur distance par rapport au mât. Si celui-ci est posé sur le pont, on prévoira une cloison longitudinale de même épaisseur que la cloison normale renforcée à sa partie supérieure par un support d'étambrai repris sur les barrots de renfort des deux cloisons voisines.

La cloison de mât peut également être renforcée par une porque lamellée dont les dimensions seront doubles de celles des membrures. Si les lisses y sont encastrées, l'épaisseur sera augmentée de la moitié de la profondeur de l'encoche. Dans toute la mesure du possible la porque incluera la forme du rouf, bien qu'il soit souvent difficile de lui faire suivre la cassure que constitue l'angle inférieur de l'hiloire. Dans ce cas un plat d'acier boulonné à l'intérieur renforcera cette cassure. Dans les angles des serres, des remplis permettront d'obtenir le rayon nécessaire au cintrage.

Lorsque les bas-haubans ne sont pas fixés au droit du mât, des goussets de même épaisseur que la cloison, ou un doublage donnant une épaisseur égale, seront prévus. Les goussets peuvent être bordés par un lamellé dans le cas où ils doivent être largement échancrés. Leur largeur au pont les amènera jusqu'à l'élongis le plus proche et, sur le bordé, ils descendront sur une hauteur au moins égale à la moitié du franc-bord et seront repris sur une lisse ou un élément d'emménagement horizontal lié au bordé.
Cloisons intermédiaires : ce sont les cloisons d'emménagement transversales ou longitudinales, totales ou partielles. Leur espacement ne sera pas supérieur à 2 m et, si elles ne sont que partielles, elles seront prolongées par une membrure ou une varangue assurant la continuité d'un livet à l'autre. Les cloisons, généralement de faible surface, n'ayant pas un rôle structurel peuvent bien sûr être d'épaisseur réduite.
Quille : sa largeur au centre est dictée par celle de la semelle du lest ou de l'aileron et par la surface de collage du bordé. Compte tenu de la contre-quille dont la largeur est généralement égale à la portée du lest, la largeur de la quille lui sera supérieure, dans cette partie, d'au moins 6 fois l'épaisseur du bordé. Quelles que soient ses proportions la surface de la section doit être conservée.

En avant et en arrière du lest la largeur sera réduite progressivement en gardant cependant toujours pour le collage du bordé une largeur au moins égale à 3 fois son épaisseur.

La hauteur indiquée est prise au niveau de la rablure (voir fig. V-1 et 2). Elle devra être augmentée au niveau du brion et sur l'étrave pour conserver au collage du bordé la largeur suffisante et disposer de la place nécessaire à l'encastrement des lisses et serres. Elle est constituée de plis épais contre-collés dès que son épaisseur dépasse 25 mm, ainsi que dans la partie avant pour former l'étrave sans solution de continuité.

Pour les dériveurs en contre-plaqué à fond plat, la quille sera divisée en deux éléments constituant les deux serres reliant le fond aux bordés de côté.

Lorsque le fond plat est associé à une quille et non à une dérive, les serres de fond auront la même dimension que les serres de bouchains et la quille conservera la section prévue.

Il est fortement conseillé de doubler la quille par une carlingue horizontale placée à plat sur

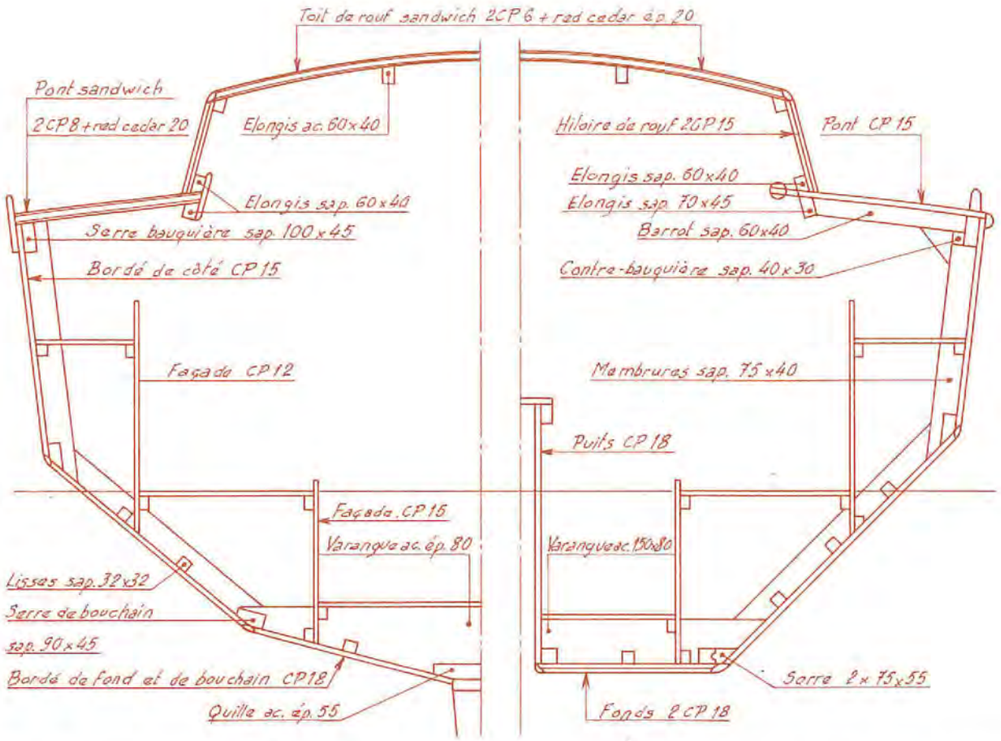


Fig. V-1. Deux exemples de construction en contre-plaqué à bouchains vifs pour un croiseur hauturier de 10,50 m et de 6,5 à 7 t de déplacement.

À gauche quillard avec fond en V. À noter le pont et le toit de rouf en sandwich contre-plaqué/lattes de red cedar permettant de supprimer le barrotage. Les lattes sont bouvetées et, sur le pourtour, le red cedar est remplacé par un résineux plus dense. Les élongis de toit de rouf prolongent ceux entourant le capot de descente et forment main courante.

À droite, dériveur intégral. Le pont est un simple contre-plaqué sur barrots soutenus par une contre-bauquière. À noter le prolongement intérieur du pont formant main courante et la serre de fond en deux éléments bouvetés pour faciliter le cintrage latéral.

Abréviations : CP = contre-plaqué ; ac. = bois durs de même qualité que l'acajou ; sap. = résineux de même qualité que le sapin blanc.

le dessus des varangues et dont les extrémités se termineront sur la quille. Sa section sera égale à la moitié de celle de la quille. Sous le pied de mât ou de l'épontille, un rempli vertical reliera la carlingue à la quille entre les varangues situées en avant et en arrière, de même à l'extrémité de la semelle de lest.

Serre-bauquière : sa hauteur peut être réduite progressivement sur le quart avant et arrière jusqu'à 70 % à condition de conserver une hauteur suffisante pour la fixation des barrots.

Plutôt que d'encastrer les barrots dans la serre-bauquière, il est préférable de les faire reposer sur une contre-serre dont la section sera égale à la moitié de celle-ci.

Membrures : elles peuvent être associées à une cloison ou une varangue ou indépendantes, en bois massif ou en lamellé. Dans les deux tiers avant de la coque, sous la flottaison, elles ne seront pas espacées de plus de 700 mm. Dans le tiers central elles remonteront jusqu'à la serre-bauquière. Dans les parties non associées à un élément de cloison ou une varangue, si les lisses y sont encastrées,

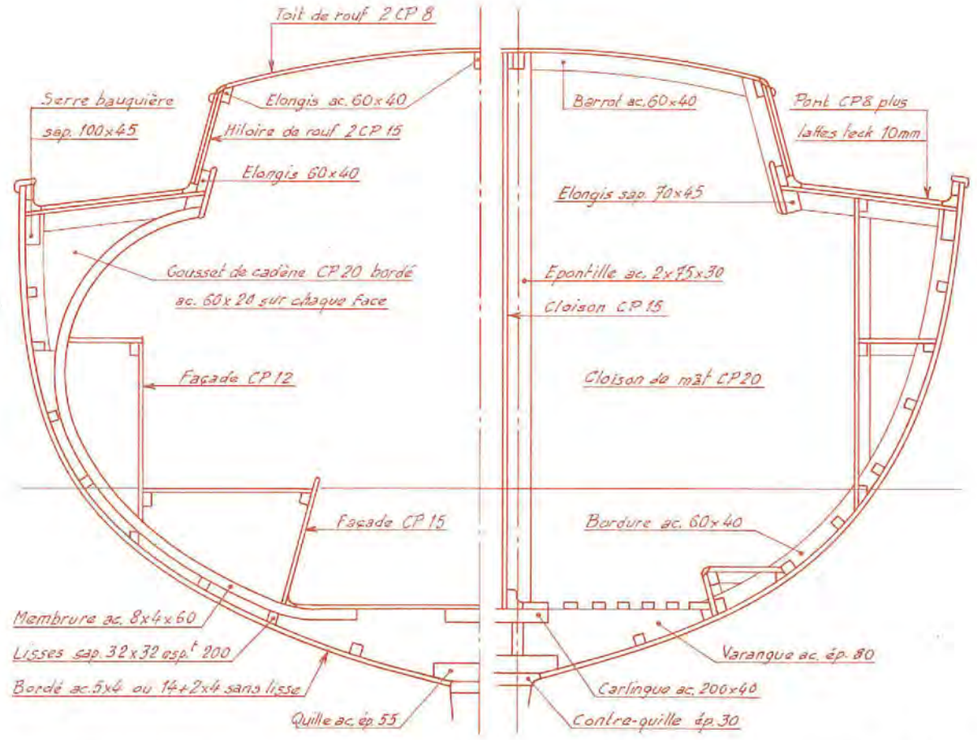


Fig. V-2. Exemple de construction en bois moulé d'un croiseur hauturier de 10,50 m et de 6,5 à 7 t de déplacement.

À gauche section au droit du gousset de bas-hauban arrière. À noter la membrure lamellée prolongeant la varangue et bordant le gousset.

À droite section en avant de la cloison de mât, vue vers l'arrière pour montrer la bordure de cloison. Le pont est en contre-plaqué recouvert de lattes de teck ; noter les gouttières de raccordement au pavois et à la base des hiloires. Certaines lisses sont utilisées (au moins partiellement) pour servir de support aux panneaux d'emménagements.

Dans les deux figures les hiloires de rouf sont doublées pour tenir compte des ouvertures des hublots.

leur hauteur sera augmentée de la moitié de la hauteur de celles-ci.

Lorsque les lisses ne sont pas encastrées, leur liaison avec la membrure sera renforcée par un gousset augmentant la surface de collage ou par un moyen mécanique, vis, rivet et (ou) cheville de bois dur collée.

Sur les coques à bouchain les différents éléments des membrures seront décroisés ou reliés par des goussets. Il en sera de même pour leur liaison avec les barrots.

Varangues : comme pour la quille, la hauteur est essentiellement fonction de l'angle des fonds. Elle pourra être prise telle qu'indiquée pour une coque à fond plat. Pour un fond en V elle représente une moyenne. Ne pas oublier de les prolonger jusqu'à un élément longitudinal de structure, au besoin par une membrure massive ou lamellée.

Pont : les épaisseurs indiquées sont celles d'un contre-plaqué simple. Pour les fortes épaisseurs on peut être amené, en raison de la courbure, à contre-coller deux ou trois épaisseurs. On peut aussi désirer un revêtement en teck. Dans ce cas, la structure de soutien sera de préférence constituée de barrots et le contre-plaqué sera disposé avec le fil des plis extérieurs dans le travers. L'épaisseur totale sera par ailleurs accrue de 10 %.

Le pont peut également être réalisé en sandwich

de deux contre-plaqués avec une âme en red cedar ou en spruce disposée en long. Les tasseaux constituant cette âme seront assemblés par bouvetage, comme un bordé en petites lattes. Il faudra veiller particulièrement à la continuité des collages pour éviter tout risque d'infiltration, comme d'ailleurs dans le cas de plusieurs épaisseurs contre-collées. Seules les colles polyuréthannes et époxydes peuvent convenir à ces assemblages. Le module de flexion de cette section sera égal à celui du contre-plaqué simple avec ses élongis. Comme dans le cas précédent, et de même lorsque la structure de soutien est constituée d'élongis, le contre-plaqué sera disposé avec le fil des plis extérieurs sur le travers.

Barrots et élongis : quelle que soit la structure de soutien du pont choisie il est à mon avis nécessaire qu'une partie au moins soit longitudinale. Les élongis des hiloires de rouf ne suffisent pas car, pour obtenir un bon équilibre de la section de la poutre navire, il faudrait que la somme des moments des sections de tous les éléments longitudinaux par rapport au centre de gravité de la section de coque et situés au-dessus de celle-ci soit au moins le double de ceux situés en dessous (quille, serres de bouchains), ceci pour tenir compte de la moindre résistance en compression. *

Il sera donc bon, dans tous les cas, de prévoir un élongis central sur chant dans l'axe du pont, en avant et en arrière des superstructures, sur lequel viendront s'appuyer les barrots encastrés à mi-bois par-dessus. La hauteur à fond d'encoche sera égale à celle donnée dans le tableau.

Il est bon également de prolonger les élongis de rouf jusqu'à l'élongis central sur l'avant et jusqu'au tableau sur l'arrière.

La hauteur des barrots peut être réduite de 30 % vers les extrémités. Cette réduction peut être effectuée sur toute la longueur du barrot s'il est supporté par des élongis, ainsi que pour les barrotins.

Hiloire de rouf : l'épaisseur indiquée est celle d'une hiloire pleine sans ouverture. S'il y a des hublots, l'entourage de l'ouverture sera doublé de façon à retrouver une section égale.

La face arrière du rouf sera d'une épaisseur au moins égale à celle des hiloires. Si sa surface est particulièrement grande, il sera renforcé par des montants.

Toit de rouf : on tiendra compte des mêmes considérations que pour le pont et, comme pour les hiloires, les ouvertures devront être compensées par des élongis.

* Sauf en West system où les caractéristiques du bois en compression sont largement améliorées.

V-I – 3. PROTECTION DU BOIS

Le bois, produit naturel, est malheureusement biodégradable il est donc impératif qu'il soit efficacement protégé contre l'humidité qui, dans tous les cas, provoque une baisse des caractéristiques mécaniques et, dans certaines proportions et en liaison avec certaines conditions de température et d'oxygénation, favorise le développement de moisissures. Il doit être également protégé contre les animaux marins et les rayonnements du soleil et de la lune.

En bois massif on peut utiliser les produits habituellement prévus pour la conservation des charpentes et des constructions terrestres mais leur efficacité s'estompe souvent assez rapidement en atmosphère marine et il faut obtenir une garantie du fabricant de leur compatibilité avec les peintures qui seront employées.

Pour les constructions collées, le premier choix à faire sera de savoir si l'on adopte un revêtement renforcé ou non. Il faut bien considérer que celui-ci ne constituera qu'une protection contre les chocs et non un renforcement structural.

Ce peut être soit un tissu de polyamide (procédé Cascover ou similaire) ou de polypropylène (Versatex), malheureusement ces procédés ne sont pas commercialisés en France, soit de la fibre de verre sous forme de mat ou de tissu léger (300 g/m²).

Les résines utilisées pour leur collage sont soit des polyuréthannes soit des époxydes, en particulier si celles-ci ont été déjà utilisées pour l'imprégnation du bois.

Dans les deux cas il sera bon de procéder à des essais préalables, en particulier pour les bois gras et pour le contre-plaqué dont la colle phénolique, qui diffuse à travers le pli extérieur, peut créer des problèmes de compatibilité avec les résines. Il faudra autant que possible éviter les bois gras, leur préférer des essences absorbant bien la résine et de toute façon n'appliquer celle-ci que sur des surfaces impeccablement poncées, dégraissées et dépoussiérées.

Bien que plus difficile à appliquer et donnant une surface moins lisse, je pense que le mat est préférable, surtout pour les plus petites embarcations, car il se prête mieux à l'élasticité du bois.

En revanche le tissu offrira une plus grande résistance à l'impact et une surface plus facile à enduire. Il convient parfaitement pour les plus grandes coques où le rapport des épaisseurs revêtement/bois devient très faible. On peut même alors prévoir, à partir d'une quinzaine de mètres, un mat de 300 g et un tissu de 150 g.

Si l'on n'a pas prévu de revêtement de renfort, le bois sera protégé par une impression à base d'oxydes métalliques qui ont des propriétés fongicides.

Dans les deux cas les enduits et peintures qui suivront seront à base de résines polyuréthannes. Ce sont les plus imperméables et les plus résistantes aux rayonnements. Il existe des peintures époxydes mais elles sont encore peu répandues pour l'application sur le bois et résistent moins bien aux rayonnements U.V.

V-II - LE MÉTAL

Mis à part quelques cas isolés et les yachts d'une longueur supérieure à une vingtaine de mètres, l'utilisation du métal dans la construction de petites unités de plaisance est relativement récente et a souvent été la conséquence d'un désir de diversification de chantiers travaillant auparavant dans la construction navale de commerce ou de pêche, voire militaire.

Deux alliages sont plus particulièrement utilisés, l'acier et l'alliage d'aluminium, ou alliage léger, dont il existe pour chacun une très grande variété de compositions.

Avant d'aborder l'utilisation pratique qui en est faite, il est bon de voir en quoi ces deux alliages se ressemblent et diffèrent dans leurs caractéristiques d'emploi.

Tous deux sont des matériaux isotropes, c'est-à-dire qu'ils possèdent des caractéristiques sensiblement égales dans toutes les directions. Ils présentent également un écart important entre leur limite élastique et leur résistance qui en fait d'excellents absorbeurs d'énergie. En cas d'échouement à la côte ou d'abordage, les coques en métal sont sans aucun doutes celles qui résistent le mieux et le plus longtemps à une crevaison ; les exemples ne manquent malheureusement pas.

Les différences se situent essentiellement au niveau de la comparaison entre leurs performances mécaniques, leur prix matière et, dans une seconde approche, leur facilité et leur coût de mise en œuvre.

En reprenant le tableau IV-VII nous voyons que si les performances en résistance à la traction sont sensiblement les mêmes tant pour le bordé que pour la poutre navire, la rigidité des alliages légers est très supérieure. A taille égale il sera donc possible de faire un bateau moins lourd en alliage léger qu'en acier, à condition de prévoir une structure plus serrée de lisses et de membrures afin de réduire la dimension libre des panneaux. C'est un point qui est malheureusement souvent oublié et qui conduit à des bordés qui, au bout de quelques années, voire quelques mois si les conditions de mer ont été dures, « montrent leurs côtes ». Il est d'autant plus sensible que les alliages légers étant moins « élastiques » que l'acier ils fluent plus facilement sous l'effet d'efforts répétés pendant longtemps. La structure devra être particulièrement resserrée dans les parties les plus soumises aux chocs de la mer, c'est-à-dire le tiers avant jusqu'à mi-hauteur du franc-bord.

Le prix matière est bien sûr largement en défaveur de l'alliage léger, environ cinq fois plus cher que l'acier. Il faut cependant pondérer cette différence par deux facteurs : le poids plus réduit de l'ensemble métallique du bateau, de 20 à 40 % (d'autant plus que la coque est petite) ce qui ramène le prix matière total en moyenne à 3,5 fois, et le fait que celui-ci ne représente guère plus de 10 à 15 % du prix total du voilier.

L'adage « deux fois plus léger, deux fois plus cher » que l'on attribue généralement à l'alliage léger ne se vérifie donc pas dans la pratique au niveau du voilier lesté classique terminé.

La facilité de mise en œuvre des deux matériaux n'est pas fondamentalement différente, leurs particularités se situent sur des plans différents.

Utilisé dans de multiples domaines, l'acier bénéficie d'une expérience très vaste et à peu près universelle. Sa mise en œuvre ne nécessite pas d'installations sophistiquées ni de main-d'œuvre hautement qualifiée même si, dans notre cas, une bonne expérience de la construction de plaisance est nécessaire. Enfin elle n'a pas besoin d'infrastructure lourde et peut s'effectuer par tous temps et sous toutes les latitudes (on peut même souder l'acier sous l'eau !), dans certaines limites toutefois si l'on ne veut pas connaître trop de problèmes de soudure et voir la rouille dévorer la structure avant que la coque soit terminée, ou pour le moins alourdir considérablement les dépenses de décapage avant peinture.

En revanche, le poids plus élevé des éléments unitaires à manipuler nécessitera des moyens de manutention plus lourds.

Surtout, la moins grande maléabilité de l'acier nécessite pour son formage des moyens nettement plus puissants, mais moins de soins. C'est pourquoi l'on ne construit plus que peu de coques en forme, sauf dans les grandes tailles, mais une majorité de coques à bouchains vifs.

On a souvent dit que l'acier était un matériau trop lourd pour réaliser des coques de voiliers en-dessous d'une dizaine de mètres sans atteindre un déplacement prohibitif. Cela est vrai dans la mesure où l'on conserve une structure de renfort traditionnelle. Il semble en fait que les architectes n'aient pas su adapter celle-ci aux dimensions inférieures. En effet il n'est guère possible, pour des raisons de soudure, de descendre pour le bordé en-dessous d'une épaisseur de 3 mm dans des conditions courantes ou de 2,5 mm avec des soudeurs expérimentés. On se trouve alors limité par un poids au mètre carré de bordé qui devient incompressible.

En Hollande, pays où la construction en acier a connu un développement tout particulier, on construit couramment des coques de moins de 8 m sans aucune autre structure que les plats, transversaux ou longitudinaux qui servent à fixer les emménagements (quand ce ne sont pas de simples goussets) et quelques portions de lisses ou de membrures dans les parties les plus sollicitées ou les plus plates des fonds, les carlingues moteurs, parfois les réservoirs. Sur les petits voiliers, les varangues sont réduites à un simple plat sur les fonds en V ou à un T sur les fonds plats, soudé sur la tranche des tôles de quille qui traversent le fond pour remonter à leur niveau [8]. Les tôles doivent être découpées avec une très grande précision et les soudures sont bien sûr faites avec le plus grand soin pour éviter le maximum de déformations et les reprises qui seraient nécessaires pour assurer l'étanchéité.

Dans ces conditions il et tout à fait possible de construire des coques en acier d'un poids raisonnable à partir de 7 m environ.

Il faut signaler que le chantier Méta à Tarare (Rhône) applique un procédé assez proche de celui-ci, baptisé Strongal, bien que reposant sur une idée de départ un peu différente. Il considère en effet qu'un bordé plus épais que la normale permet de supprimer toute structure de renfort et a pour autre avantage d'être moins susceptible de déformations lors de la soudure.

Ce procédé semble cependant convenir mieux à l'alliage léger qu'à l'acier et son intérêt est fonction du rapport prix matière/prix main-d'œuvre.

En raison de sa maléabilité plus grande l'alliage d'aluminium se prête beaucoup mieux au formage que l'acier, même si dans les deux cas il est indispensable de pouvoir disposer d'une main-d'œuvre particulièrement qualifiée.

L'assemblage, qui se fait par collage et rivetage sur les petites unités en tôle mince ou sur celles demandant un respect du poids et une finition impeccables comme les voiliers de la Jauge Internationale, est réalisé le plus souvent par soudure sous atmosphère neutre.

Ceci, ainsi que les précautions nécessaires pour le tracé et la découpe du métal, demande une infrastructure plus importante que pour l'acier. Il n'est pas question ici de travailler en plein air !

D'autre part, étant issue de l'aéronautique et le matériau étant facile à usiner, la construction en alliage léger est souvent plus sophistiquée que celle en acier (découpes complexes, trous d'allégement, arrondis d'angle par formage). Tout ceci conduit à augmenter le nombre d'heures et le coût de celles-ci.

Pour juger précisément de la différence de prix entre construction en acier et alliage léger, le mieux pour l'architecte sera de se faire indiquer par les chantiers qu'il consultera le prix fini au kilo de la partie métallique seule. A condition que ceux-ci soient en mesure de le connaître ce qui n'est malheureusement pas toujours le cas.

L'alliage léger ne connaît pratiquement pas de limite inférieure, les procédés d'assemblage s'adaptent à toutes les épaisseurs de tôle. Sertissage, rivetage, collage sont utilisés jusqu'à 3 mm, épaisseur à partir de laquelle la soudure prend le relai.

Il n'y a, on sans doute, aucune limite supérieure à la construction métallique.

Pour connaître les méthodes de mise en œuvre on pourra se reporter à l'ouvrage de Sylvestre Langevin [9] ou au numéro hors-série de la revue Loisirs Nautiques [10] si l'on est capable de s'y retrouver !

Pour les constructeurs amateurs signalons les ouvrages de Serge Kernilis [11] et de Jean-Claude Musnier [12] qui décrivent la construction d'un bateau.

V-II – 1. L'ACIER

C'est un alliage de fer et de carbone, plus parfois d'autres métaux (on dit alors qu'il est « allié ») et des impuretés dans une proportion contrôlée.

La désignation des aciers est définie par les normes NF A 02-005, A 02-025, A 35-501, A 35-552 et A 35-554, pour les aciers de base qui nous concernent. La norme A 35-600 fournira l'équivalence avec les normes étrangères.

Le tableau IV-1 donne les caractéristiques des principaux aciers de base.

On distingue deux classes d'aciers :
– les aciers à résistance normale, dont la limite élastique minimale est inférieure à 27,5 daN/mm² ;
– les aciers à plus haute résistance, dont la limite élastique est supérieure à 27,5 daN/mm².

Parmi les premiers on trouvera les nuances Véritas qualité A (23,5 daN/mm²), et E 24-2 (23,5 daN/mm²) et E 28-2 (27,5 daN/mm²) de la norme A 35-501.

Dans les seconds on utilisera les qualités Véritas AH 32 (31,5 daN/mm²) et AH 36 (35,5 daN/mm²) ou E 36-2 et 3 (35,5 daN/mm²). On y trouvera également des « aciers améliorés » comme le Marinor (36 daN/mm²) ou les aciers à « résistance améliorée à la corrosion » (Cor Ten ou Indaten) qu'une adjonction de cuivre ou parfois de chrome et/ou d'aluminium rend moins sensibles à la corrosion atmosphérique non marine ; leurs caractéristiques mécaniques sont également plus élevées.

Il faut noter que la limite élastique garantie est un minimum, le maximum pouvant être jusqu'à 20 % plus élevé.

Les produits finis qui en sont obtenus sont des laminés donnant des tôles minces (moins de 3 mm), moyennes (3 à 5 mm) ou épaisses (plus de 5 mm) ou des profilés : méplats, ronds, cornières, T, I et U, et des tubes sans soudure. Voir brochures *Produits sidérurgiques français, caractéristiques dimensionnelles* de l'OTUA. Tome I : *Produits laminés* et Tome II : *Produits plats.*

Leurs dimensions sont données par les normes NF :
A 45-003 : Ronds laminés à chaud.
A 45-005 : Plats laminés à chaud.
A 45-007 : Petits fers U laminés à chaud.
A 45-008 : Fers T à ailes égales et inégales.
A 45-009 : Cornières à ailes égales.
A 45-010 : Cornières à ailes inégales.
A 46-402 : Tôles minces laminées à froid.
A 46-501 : Tôles d'épaisseur inférieure ou égale à 10 mm.
A 49-111 : Tubes sans soudure.
A 49-142 : Tubes soudés de diamètre inférieur ou égal à 168,3 mm.
A 49-642 : Tubes ronds soudés à partir de laminés à froid.
A 49-644 : Tubes ronds soudés à partir de laminés à chaud.
A 49-652 : Tubes carrés et rectangulaires à partir de laminés à froid.
A 49-654 : Tubes carrés et rectangulaires à partir de laminés à chaud.

Recueils de normes :
Produits sidérurgiques.
Tome 3 – *Aciers pour construction mécanique. Nuances et qualités.*
Tome 4 – *Aciers inoxydables.*
Tome 5 – *Dimensions et tolérances. Tubes en acier.*
Tome 1 – *Tubes pour tuyauteries et usages généraux.*
Tome 3 – *Tubes pour usages mécaniques.*
Soudage et techniques connexes : 3 tomes.
Corrosion et protection des métaux : 3 tomes.

Les nuances les plus utilisées sont les aciers correspondant aux désignations E 24 et E 28, plus rarement les mi-doux E 36 ou les aciers améliorés.

Il ne faut pas oublier que plus la limite élastique est élevée plus la construction pourra être légère mais plus les tôles seront difficiles à former et à souder et moins elles pourront absorber d'énergie en cas de choc.

Par ailleurs, il faut s'assurer que l'on pourra trouver, dans la même nuance, les tôles et les profilés qui leur seront associés.

Même si quelques expériences ont été réalisées dans ce domaine, l'acier inoxydable ne me semble pas un matériau intéressant pour la construction des coques en raison de sa faible limite élastique initiale et des incertitudes dans sa résistance à la corrosion en immersion alternée ou non. On rencontre en effet de grandes difficultés pour uniformiser les caractéristiques galvaniques des différents éléments entrant dans la construction et empêcher les modifications apportées par la soudure. Marcel Bardiaux qui fut le premier à construire un voilier en acier inoxydable en était arrivé à usiner sa visserie dans les chutes de tôle de ses bordés.

On le réservera donc à des pièces de petite surface soumises à un ragage important ou pour baguer des trous supportant une forte usure comme ceux des cadènes, des fémelots de gouvernail ou des axes de dérive. Il est intéressant de savoir qu'on peut le souder sur des aciers ordinaires avec des baguettes appropriées tout au moins lorsque les pièces à assembler ne sont pas immergées. *

Les tôles et certains profilés peuvent être livrés bruts ou protégés soit par un revêtement de zinc obtenu par galvanisation ou électro-zingage, soit par une pré-peinture assurant en plus l'accrochage des peintures ultérieures.

Seules les tôles pré-peintes peuvent présenter un réel intérêt en construction de plaisance. Elles permettent l'économie du sablage et offrent un meilleur accrochage aux peintures. Encore faut-il s'assurer que leur préparation soit compatible avec la ligne de produits qui sera utilisée, et l'on ne peut éviter le décapage mécanique des zones dégradées par la soudure. Le choix doit donc se faire à partir de bases économiques chiffrées. Elles doivent répondre aux normes NF A 35-511 et 512.

Deux organismes fournissent les renseignements sur l'acier et ses utilisations :
– l'**OTUA** – Office technique pour l'utilisation de l'acier. **
– le **BNS** – Bureau de normalisation de la sidérurgie.
Tous deux sont situés au 5 bis, rue de Madrid, 75367 Paris Cedex 08.
On peut également se documenter auprès des grandes sociétés sidérurgiques comme USINOR.

La découpe des tôles s'effectue par les moyens mécaniques habituels : scies, cisailles, disques, ou par oxycoupage pour les tôles épaisses. Les chants doivent être meulés pour faire sauter le métal modifié par l'échauffement et leur donner l'angle nécessaire à la bonne formation du cordon de soudure.

L'assemblage des éléments de coques en acier s'effectue aujourd'hui à peu près uniquement par soudure manuelle à l'arc électrique avec des électrodes à enrobage basique ou rutile.

On pourra se renseigner sur la soudure des métaux auprès de l'OTUA * déjà cité, de la **SAF** (Soudure autogène française), 13, rue d'Epluches – 95310 Saint-Ouen-l'Aumône ou de l'**Institut de soudure,** 32, boulevard de la Chapelle – 75880 Paris Cedex 18.

Trois types de cordons de soudure sont utilisés, le cordon continu, partout où une étanchéité est nécessaire, le « chenillage » pour la fixation des renforts de structure, en « bouchon » pour les pièces non accessibles.

Le cordon continu peut être fait en une ou plusieurs passes selon la précision de l'approche des tôles, leur épaisseur et l'importance structurelle de la soudure. Ainsi les soudures du bordé sont pratiquement toujours faites en au moins deux passes, la première intérieure, la seconde extérieure (fig. V-3).

Le chenillage est une succession de cordons courts, de 5 à 7 cm, alternés sur les deux faces de la pièce à souder et séparés d'une dizaine de centimètres. Il permet d'atténuer les déformations de tôle qui sont la rançon des soudures continues.

Les soudures bouchon se font sur le bord d'un trou ou d'une lumière placé en face de la pièce à souder lorsqu'il n'est pas possible d'accéder à l'angle que font les deux pièces entre elles. C'est le cas par exemple de la soudure des tôles de quille ou de safran sur leurs nervures intérieures.

La représentation symbolique des soudures sur les plans est donnée par la norme NF E 04-020.

Dans toute la mesure du possible on évitera la rencontre de trois cordons de soudure. Lorsque trois pièces se rejoignent, le coin de l'une d'entre-elles sera coupé, de préférence en arc de cercle, pour dégager l'angle. De même pour toutes les pièces aboutissant sur un cordon continu comme les goussets de renfort des membrures sur le bouchain.

L'architecte devra toujours veiller à la facilité d'accès aux joints à souder, non seulement la baguette, sa pince et la main du soudeur doivent y trouver leur passage mais aussi le marteau à piquer. Combien de fois ai-je vu sur des plans des soudures irréalisables parce qu'inaccessibles !

Sur l'étrave où les tôles font un angle aigu avec le prolongement du plat de quille il sera souvent nécessaire de former une tôle en arrondi pour dégager suffisamment les cordons de soudure.

* Brochure : *Conseils pour le soudage des aciers inoxydables,* OTUA 1983.

** Demander le catalogue *Publications Acier* et le *Carnet d'adresses acier.*

* Brochure : *Conseils pour le soudage des aciers de constructions métallique et chaudronnée à limite d'élasticité garantie $< 420\ N/mm^2$.* OTUA 1980.

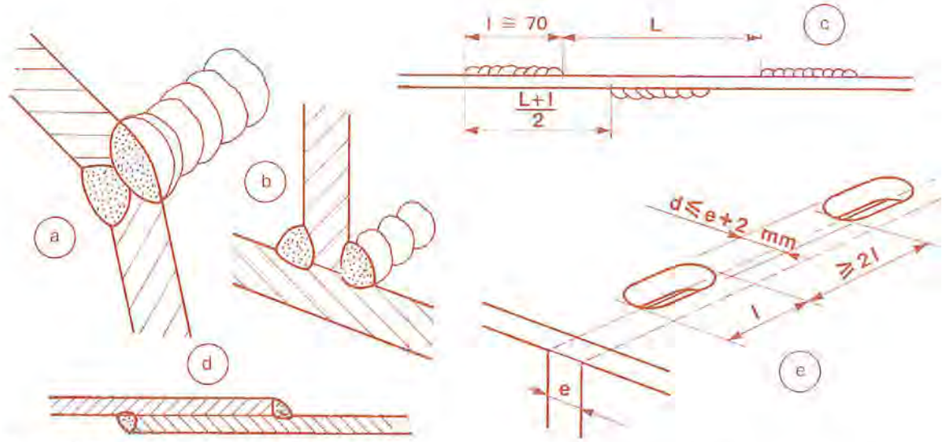


Fig. V-3. Différents types de soudures :
a) soudure d'angle bord à bord sur un bouchain : pointage extérieur, première passe intérieure, seconde passe extérieure ;
b) soudure d'angle sur chant avec cordon continu sur chaque côté ;
c) soudure d'angle sur chant avec cordon discontinu alterné ou « chenillage » ;
d) soudure par recouvrement ;
e) soudure bouchon.

L'architecte doit avoir également une bonne connaissance des déformations provoquées par la soudure pour équilibrer correctement celles-ci. C'est un point particulièrement important lorsqu'une symétrie rigoureuse doit être respectée. Si le chantier est réellement expérimenté il doit lui indiquer sa façon de procéder, ses tours de main, propres à chacun et qu'il est préférable de ne pas contrarier. Une collaboration étroite est indispensable dans des cas comme celui-ci où conception et mise en œuvre se rejoignent étroitement.

La soudure peut être affectée de multiples défauts, cordon trop épais ou creux, défauts de pénétration, inclusions, soufflures, porosités, fissures, etc. Il est indispensable que l'architecte sache reconnaître ceux-ci. Pour cela on se reportera à la norme NF A 89-230, *Classification des défauts dans les assemblages soudés par fusion avec commentaires explicatifs.* Néanmoins seule l'expérience peut servir d'enseignement et l'on ne peut trop recommander à l'architecte qui désirerait exercer ses talents dans ce domaine de suivre les stages organisés par l'OTUA ou la SAF et de voir travailler les chantiers.

Il existe un certain nombre de moyens de contrôle des soudures terminées. Le plus couramment utilisé est le ressuage, facile à mettre en œuvre et qui, à mon avis, devrait être réalisé systématiquement sur toute coque terminée. Pour effectuer cette opération on applique d'un côté de la soudure un révélateur, du lait de chaux, de talc ou de blanc de Meudon, qu'on laisse sécher et, de l'autre côté, un produit très mouillant tel que du pétrole coloré par exemple. Celui-ci s'infiltre par les fissures et apparaît sous forme d'auréoles sur le révélateur. Le même procédé peut être utilisé lorsque l'on n'a accès que sur un seul côté de la soudure. Le produit mouillant est alors appliqué d'abord, puis, lorsqu'il a bien pénétré on essuie soigneusement le surplus. On passe alors le révélateur qui absorbe le pétrole qui s'était infiltré dans les fissures. Dans les deux cas on marque au crayon les zones concernées, on meule le cordon et on le reprend, mais le nombre de ces reprises est vite limité.

Dans des cas particulièrement graves ou portant à contestation on peut utiliser des moyens plus sophistiqués comme la radio ou la gammagraphie, ou l'analyse par ultra-sons, mais ils nécessitent un matériel et un personnel spécialisés et coûtent cher.

Nous avons déjà dit ce que nous pensions de l'usage de l'acier inoxydable pour la réalisation de coques, nous n'y reviendrons pas. En revanche, c'est un matériau que l'on rencontrera parfois dans des structures en acier non allié pour des pièces d'usure et surtout dans les pièces d'accastillage. Les alliages utilisés, dont les nuances sont définies dans la norme NF A 35-572, sont toujours du type austénitique à très basse teneur en carbone (moins de 0,03 %) et forte teneur en chrome (18 % environ) et nickel (10 % au moins), nuance Z 2 CN 18-10 (norme américaine AISI 304 L), éventuellement avec adjonction de molybdène, nuance 22 CND 17-13 (AISI 316 L), ou à basse teneur en carbone ($<0{,}08$ %) et stabilisés au titane, nuance Z 8 CNDT 17-12.

Ces aciers tirent leur inoxydabilité de la formation naturelle d'oxyde de chrome par passivation (voir § II-3).

Leur découpage s'effectue par les moyens mécaniques habituels ou au plasma, quant au soudage il utilise les procédés classiques de l'acier avec électrode enrobée ou ceux de l'alliage léger MIG ou TIG (voir § II-2).

On trouvera tous les renseignements nécessaires dans la brochure de Cégédur, *Les aciers et alliages inoxydables.*

V-II – 1.1. Structure des coques en acier

A l'origine la structure des coques en acier, héritière de celles en bois, était presqu'exclusivement transversale. Des membrures serrées et des porques renforcées constituaient l'ossature sur laquelle venaient s'appliquer les tôles du bordé.

Ce type de structure est toujours celui qui est à la base des règlements des sociétés de classification. S'il est assez bien adapté à la réalisation des coques en forme il est cher en raison du travail important de formage et de découpe des membrures. Par ailleurs leur proximité augmente le nombre des déformations que leur orientation perpendiculaire à l'axe rend plus visibles. En contrepartie il faut reconnaître que, par leur forme, les membrures assurent une meilleure tenue du bordé à la pression, la rigidité longitudinale de la poutre navire étant assurée par le bordé de coque et de pont.

Le désir de réduire le coût de la construction, le développement des coques à bouchains vifs ont conduit à se tourner vers une structure à dominante longitudinale dont les lisses sont supportées à intervalles plus ou moins réguliers par des membrures ou des porques beaucoup plus espacées, selon une disposition qui s'apparente à celle adoptée pour la construction moderne en bois collé. Les lisses n'ont pratiquement pas besoin de formage préalable, elles prennent leur courbure directement sur les couples de structure complétés parfois par des gabarits intermédiaires provisoires.

La construction sur membrures reste la plus utilisée pour les grandes unités en forme bien que, de plus en plus souvent, elle soit complétée par une structure longitudinale dans les parties soumises à des efforts de pression importants, ou lorsque les formes sont très plates.

Dans la majorité des cas, les coques sont construites quille en l'air sur un bâti constitué de solides poutrelles fixées au sol. En construction professionnelle le pont est très souvent monté en premier sur ce bâti. On évite ainsi de devoir faire « au plafond » les soudures des barrots et surtout celles du livet ; les superstructures et cockpits sont généralement plus accessibles et il est facile d'y inclure toutes sortes d'accessoires tels que les gaines de passage des câbles électriques, des goussets ou renforts divers.

V-II –1.2. Échantillonnages

Comme pour la construction en bois, le tableau V-III ne peut être utilisé sans les commentaires suivants qui en sont le complément inséparable. Il ne s'applique par ailleurs qu'à une structure mixte pour des coques à bouchains vifs et représente le minimum pour un acier E 24-2. Pour des coques en forme, de grande taille, on se reportera au règlement du Lloyd.

Bordé : le premier chiffre indique l'épaisseur jusqu'au bouchain supérieur, le second le fond et éventuellement l'inter-bouchain. Pour un dériveur à fond plat le fond aura une épaisseur triple du bordé des hauts. Il en sera de même pour la semelle des ailerons de quillard ; le bordé de ces ailerons sera de même épaisseur que les fonds.

Rappelons, s'il en est besoin, que les bordés de quille ou d'aileron (y compris de gouvernail) doivent impérativement pénétrer dans la coque. Ce sont les bordés de fond qui sont soudés sur ceux de l'aileron et non l'inverse. En revanche, ils sont partiellement encochés pour laisser le passage des membrures, des varangues et du plat de quille (fig. V-5-A).

Il est toujours possible, et cela est même recommandé par certains et souvent pratiqué en Hollande, de souder les tôles de bouchain non pas directement sur elles-mêmes mais sur un fer rond

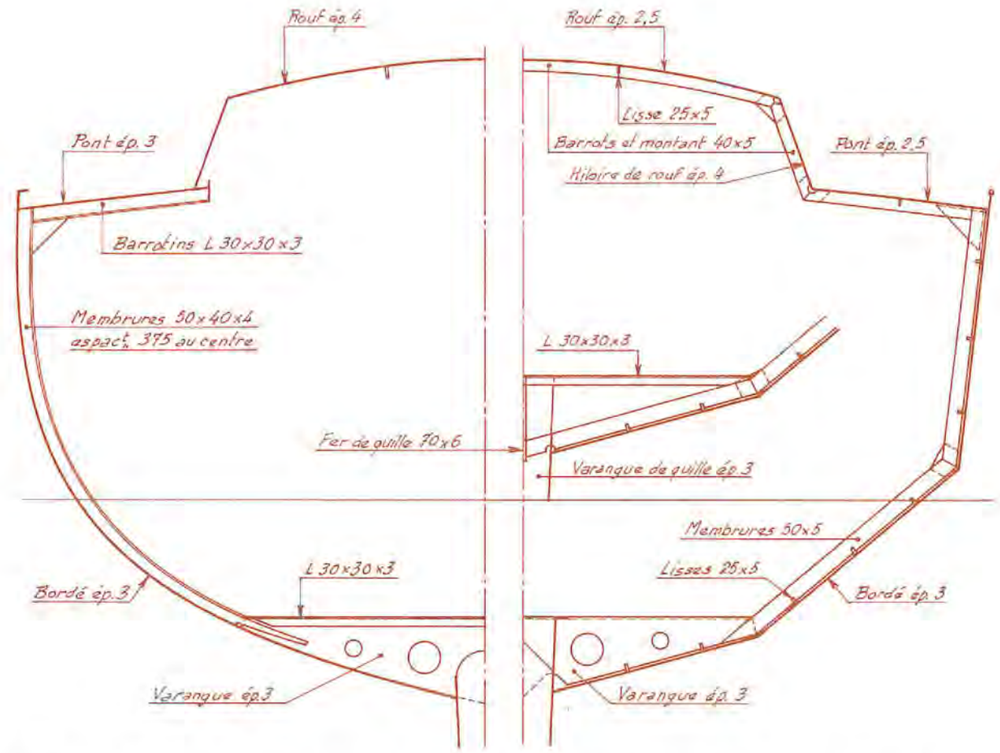


Fig. V-4. Deux sections au maître couple pour un croiseur hauturier en acier de 10,50 m et 6,5 à 7 t de déplacement.

À gauche coque en forme sur membrures. L'épaisseur du rouf en 4 mm permet de supprimer les barrots.

À droite, coque à double bouchains vifs sur lisses, construction simple n'utilisant que des plats. La section complète montre une quille servant de réservoir avec varangue en tôle à bord tombé ; le détail du dessus représente une quille ordinaire avec varangue composée.

À noter le recouvrement des éléments de varangue verticaux et horizontaux en arrondi à gauche et en pointe à droite pour alléger le cordon de soudure, et les dégagements aux angles du rouf et du pont pour la soudure intérieure.

TABLEAU V-III
ÉCHANTILLONNAGES DES COQUES EN ACIER

D kg	Bordé	Lisses	Membrures	Fer de quille	Varangues	Pont	Barrots	Lisses de pont
6 000	3	25 × 5	50 × 5	70 × 6	3	2,5	40 × 5	25 × 5
9 000	3-4	30 × 6	60 × 6	80 × 8	4	3	50 × 6	30 × 6
13 000	3-4	40 × 6	80 × 6	100 × 8	4	3	60 × 6	40 × 6
18 000	4-5	40 × 8	80 × 8	120 × 10	5	3	60 × 8	40 × 8
25 000	5-6	50 × 8	100 × 8	150 × 12	6	4	70 × 8	50 × 8

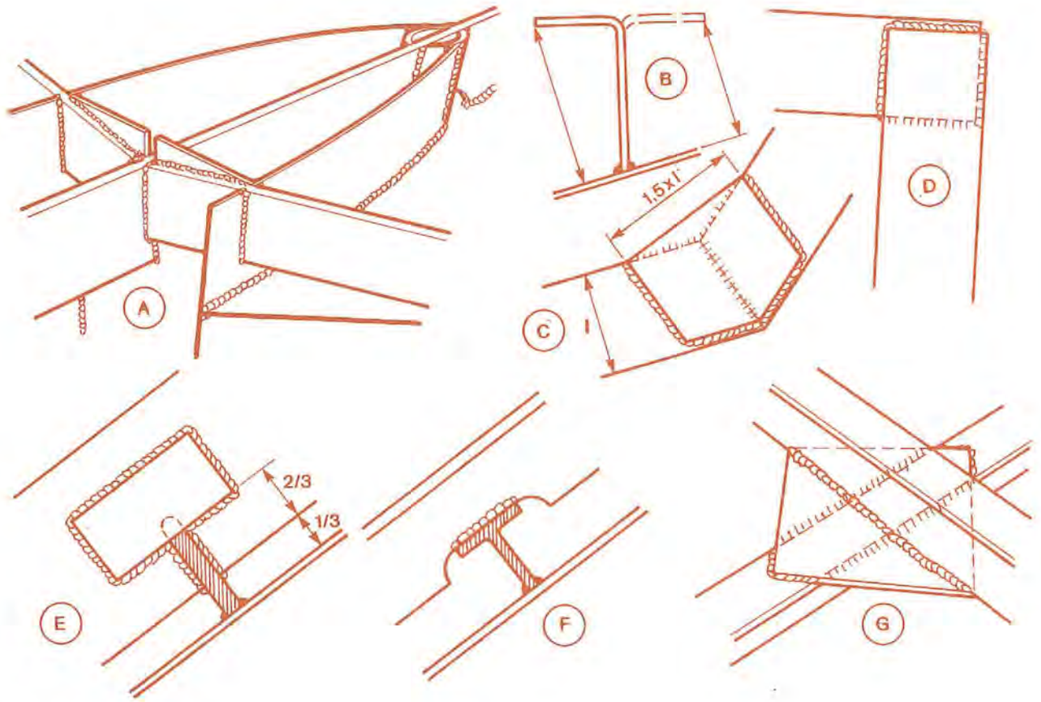


Fig. V-5. Quelques détails de construction métallique :
A – Avant d'un aileron de quille ; varangue de quille formant gousset pour les membrures ; dégagement dans le fer de quille à sa traversée du tube avant pour permettre la continuité du cordon intérieur.
B – L'aile d'une varangue du côté ouvert laisse plus de place pour le passage de la baguette.
C – Assemblage d'une membrure par gousset.
D – Assemblage barrot-membrure par recouvrement.
E – Encastrement d'une lisse en fer plat dans une membrure avec cale rapportée.
F – Lisse appuyée sur membrure ; l'encoche dans celle-ci est limitée à ce qui est nécessaire pour l'ajustage, ses angles sont largement arrondis.

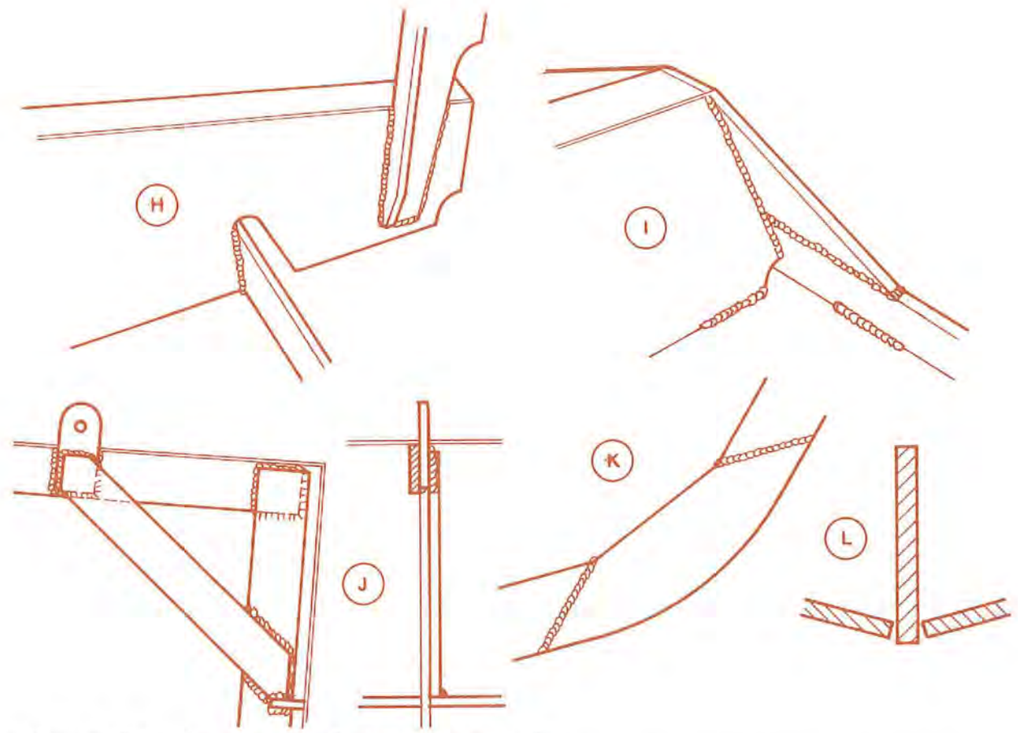
d'un diamètre au moins égal à 3 fois l'épaisseur de la tôle la plus épaisse. Cela a l'avantage de matérialiser la ligne de bouchain lors de la découpe et de l'ajustage des tôles et la soudure est plus facile à exécuter... mais le nombre des cordons est doublé et de ce fait les déformations ne sont pas moins importantes.

Si le bordé supérieur constitue un pavois il sera bordé par le même rond ou par un plat formant bord tombé, de même épaisseur et large de 10 fois celle-ci, s'il est garni d'une lisse en bois. On peut également utiliser un tube.

Le tableau arrière est réalisé dans la même épaisseur que le bordé des hauts et raidi par des lisses et des montants selon sa surface.

Lisses : les dimensions données ici sont celles d'un plat sur chant. Il est bien évident que l'on gagnera du poids en utilisant un T d'épaisseur égale au bordé associé et donnant avec celui-ci un module d'inertie égal. La cornière est à éviter car elle se dévoie lors du cintrage et l'aile, deux fois plus large que celle du T correspondant, gêne pour l'exécution des soudures de son côté. Il y a malheureusement moins de choix de dimensions dans les profils en T que dans les cornières.

Le nombre des lisses, au niveau de la section milieu, dépend de la largeur de chaque panneau de bordé, leur écartement se situera entre 20 et 30 cm. Elles sont soudées au bordé par chenillage.



G – Gousset de renfort entre membrure et lisse appuyée.
H – Varangue et membrure soudées au bordé ; dégagements dans la membrure pour augmenter la largeur du cordon de soudure, dans l'angle de la varangue pour la soudure du bouchain, sur la face extérieure de l'encoche de la lisse pour la libre circulation de l'eau.
I – Gousset de liaison sur lisse en extrémité de varangue.
J – Montage de cadène avec tirant soudé sur la jonction lisse et membrure.
K – Brion.
L – Ajustage du bordé de fond sur le fer de quille.

Membrures : leur espacement se situera entre 0,90 m et 1 m. Ici encore la dimension donnée est celle d'un plat sur chant et les mêmes considérations que pour les lisses sont à retenir. Si l'on utilise de la cornière à ailes inégales ou un bord tombé il sera orienté du côté où l'angle avec le bordé est le plus ouvert (fig. V-5-B).

S'agissant de coques à bouchains vifs, les membrures sont constituées d'éléments rectilignes assemblés par soudure et renforcés par des goussets. La largeur de ceux-ci sera au moins égale à 1,5 fois celle de la membrure et leur épaisseur entre la moitié et les trois quarts de celle-ci (fig. V-5-C) mais on peut aussi avoir des assemblages par recouvrement (fig. V-5-D).

Parfois le gousset dépasse la membrure vers l'extérieur de façon à pouvoir être ajusté à la demande afin de matérialiser la ligne exacte du bouchain ce qui est indispensable en particulier si l'on prévoit d'y placer un rond. La membrure constitue généralement un ensemble complet avec le barrot correspondant et les différents éléments nécessaires au soutien ou à la fixation des emménagements.

L'espacement prévu dans ce type de structure est constant quelle que soit la taille de la coque et de 1 m environ.

Il n'est pas nécessaire que les membrures soient soudées au bordé, on évite ainsi les déformations du bordé perpendiculaires à l'axe de la coque plus

visibles et difficiles à masquer. Cela permet aussi d'éviter de leur donner la courbure qui serait indispensable dans les parties avant de la coque du fait de la forme développable des bordés. On se contente simplement de faire varier la profondeur des encoches recevant les lisses.

Dans de nombreux cas d'ailleurs ces encoches ne sont pas ajustées en profondeur afin de pouvoir régler au mieux la forme donnée par les lisses. Si la lisse est en plat, le fond de l'encoche pourra être arrondi. Une petite cale est soudée ensuite en butée ; elle a l'avantage supplémentaire de renforcer la partie de la membrure affaiblie par l'encoche et surtout par les amorces de rupture que ses angles représentent (fig. V-5-E).

En moyenne, l'encoche dans la membrure est égale aux deux tiers de la hauteur de la lisse.

Dans le cas de lisses en T il n'est pas possible de les ressouder à la membrure sur tout leur pourtour * mais seulement sur le plat de leur aile. La partie de membrure située en dessous de ces encoches ne sert alors pratiquement plus à rien c'est pourquoi elle sera réduite au minimum (fig. V-5-F). A la limite il serait préférable de rentrer les membrures sur lesquelles les lisses viendront s'appliquer sans encoche mais cela demande une plus grande précision dans la réalisation et le calage des membrures si l'on ne veut pas être obligé d'interposer une cale, d'épaisseur variable, entre elles et les lisses, lors du réglage.

Pour tenir compte des contraintes de torsion dans la partie centrale de la coque, il serait bon de placer entre les deux un gousset carré sur diagonale, de façon à accroître la longueur des cordons de soudure liant les deux pièces. Ce gousset aura, sur diagonale, trois fois la largeur de la lisse (fig. V-5-G).

Si les membrures servent également à la fixation de cloisons d'emménagements en contre-plaqué on pourra les prévoir plus minces et plus larges afin de bénéficier d'une surface d'appui plus grande et de moins les affaiblir par les trous de fixation. Le montage de ces cloisons ne s'effectuera qu'après peinture complète de l'intérieur et on prévoira un joint de mastic souple ou de caoutchouc pour laisser une certaine élasticité au montage et rattraper les défauts de planéité de la membrure.

* Bien que j'aie vu une fois un chantier le faire ! On imagine le travail pour découper l'entaille à la forme, y enfiler les lisses et les souder. Il est vrai que c'était avec de l'alliage léger et non de l'acier. Quand même !

Leur fixation s'effectuera avec des boulons en acier galvanisé à chaud avec une rondelle extra-large côté bois.

A hauteur du mât on prévoira une porque de même épaisseur que la membrure mais 50 % plus large.

Si les cadènes de haubans ne tombent pas à l'aplomb d'une membrure elles seront fixées sur un gousset ou sur un barrot muni d'un tirant de même section que celui-ci repris sur la lisse ou le bouchain situé à mi-hauteur de franc-bord (fig. V-5-J).

Fer de quille : ce fer plat s'étend du sommet de l'étrave jusqu'au tableau arrière. Il peut cependant être interrompu à l'endroit de la quille, les remontées de celle-ci assurant son remplacement. Au brion, qui relie l'étrave à la quille proprement dite, il est remplacé par une tôle découpée de même épaisseur. Pour éviter des goussets gênants pour la soudure ultérieure du bordé, on renforcera le joint soudé en l'inclinant à 45° par rapport aux plats qui y aboutissent pour augmenter sa longueur (fig. V-5-K).

A son sommet il constitue lui-même la ferrure d'étai ou est soudé sur une pièce qui en tient lieu, comme au brion. Cette pièce peut être en acier inoxydable si elle constitue un élément de la ferrure d'étrave soumise au ragage de la chaîne d'ancre et des amarres.

Si l'étrave est constituée d'une tôle roulée conique son épaisseur sera égale à celle des fonds mais attention aux difficultés du formage du raccordement avec les tôles de fond si le brion est arrondi.

Les tôles des fonds en V ne viennent pas se souder *sur* mais *contre* le fer de quille.

A l'arrière, le fer de quille remonte sur le tableau, son sommet pouvant constituer la cadène de pataras.

L'aileron de quille comporte, sur son bord de fuite, un fer plat de même section que le fer de quille et sur son bord d'attaque un tube dans lequel celui-ci sera encastré. L'épaisseur de ce tube sera égale à celle du bordé de l'aileron. Si l'aileron est profond ou s'il doit servir de réservoir, il sera souvent nécessaire de diviser son bordé en deux ou trois tôles superposées afin de bénéficier d'une meilleure accessibilité pour les soudures intérieures.

Varangues : elles seront deux fois plus serrées que les membrures. Une sur deux sera donc constituée en partie par la membrure.

Elles couvriront une zone du fond comprise entre la membrure située juste en arrière de l'aileron et l'avant de la flottaison.

Elles peuvent être constituées soit de plats de même section que les membrures réunis par une cornière à ailes inégales servant de support au plancher, soit par une tôle pliée. C'est l'épaisseur de cette tôle qui est donnée dans le tableau, le bord tombé (qui peut être aussi un plat soudé) a une largeur égale à 10 fois l'épaisseur. On prendra les mêmes dimensions pour une cornière.

La partie des varangues qui descend dans l'aileron pour donner à celui-ci sa forme sera rapportée sur la partie horizontale, le bordé de l'aileron étant échancré au-dessus des anguillers pour en laisser le passage.

La soudure des deux éléments de la varangue se fera par recouvrement en donnant à la découpe des pièces une forme allongeant au maximum les cordons de soudure.

D'autres varangues sont nécessaires en dehors de la zone de lest. Ce sont d'abord celles qui assurent transversalement la tenue des carlingues du moteur. Il ne faut pas oublier que l'ensemble du bâti doit constituer autour du moteur une gate étanche pour retenir les fuites éventuelles d'huile ou de carburant. Les varangues limitant cette surface devront donc être exceptionnellement soudées au bordé par un cordon continu.

Une varangue sera également nécessaire au droit du presse-étoupe de tube d'étambot ainsi que de la chaise de l'arbre d'hélice.

Enfin la structure interne de l'aileron de gouvernail, analogue à celle de l'aileron de quille, sera reprise sur des varangues s'il n'est pas possible de la remonter sur une autre structure transversale telle qu'une cloison ou le fond de cockpit.

Les extrémités des varangues seront toujours arrêtées sur une lisse et non sur le bordé. La hauteur de cette lisse sera éventuellement doublée ou des goussets seront soudés pour assurer la liaison avec le bord tombé et répartir l'effort ponctuel sur une longueur de lisse au moins égale à 6 fois sa hauteur (fig. V-5-L).

Pont : sur les voiliers de plus de 20 t, le pourtour du pont est renforcé par une gouttière qui est soit un doublage de la tôle soit un plat découpé ayant une épaisseur double et une largeur égale à 15 fois cette épaisseur.

Le pont d'une coque en acier peut être réalisé ou revêtu d'un autre matériau. Il peut être en acier inoxydable puisque nous avons vu qu'il était possible de le souder sur un acier non allié. Cela est intéressant au niveau de l'entretien mais il faudra éviter toute retenue d'eau et savoir qu'il est à peu près impossible d'y appliquer une peinture ou un revêtement antidérapant.

Il peut être en alliage léger, de même que les superstructures, pour gagner du poids dans les hauts, mais de graves problèmes de corrosion sont à craindre que les précautions que nous indiquerons au chapitre consacré à ce sujet ne permettront pas toujours d'éviter.

Dans le même but d'allègement il peut être en contre-plaqué plastifié ou recouvert de lattes de teck. Ces dernières peuvent aussi être collées directement sur le pont en acier. Dans les deux cas la difficulté réside dans la fixation mécanique qui complète le collage et dans son étanchéité à long terme.

Dans le cas du pont en contre-plaqué il semble en effet difficile, à moins qu'il ne soit très épais, d'éviter le perçage de la gouttière et des barrots pour y passer des boulons. Le pont sera posé sur un lit de mastic thiokol ou polyuréthanne souple. Un joint de même mastic sera placé sous les rondelles de serrage des écrous, à l'intérieur.

Si le pont est assez épais, et en particulier s'il est recouvert de lattes, on pourra souder sur les barrots des goujons espacés d'une distance correspondant à l'entraxe de trois ou quatre lattes, dans l'épaisseur desquelles seront noyés les écrous. Le collage des lattes sur le contre-plaqué s'effectue comme sur un bateau en bois [7].

La gouttière aura le double de l'épaisseur du pont en acier et une largeur égale à 15 fois celle-ci. Elle sera encastrée dans les barrots pour conserver la continuité du plan de pose. Toutes les parties métalliques cachées sous le bois recevront au préalable leur traitement anticorrosion complet.

Un pont en acier peut très bien être recouvert de lattes collées. Il existe aujourd'hui des colles polyuréthannes assez souples pour tenir sans problème. La même opération se pratique d'ailleurs sur des ponts en stratifié. La fixation mécanique se fera par des boulons ou des goujons, les têtes ou écrous encastrés dans les lattes étant noyés dans la résine époxyde chargée et recouverts d'un tampon.

Barrots et lisses de pont : le système adopté est généralement mixte avec des barrots correspondant aux membrures et des lisses espacées de 30 à 40 cm. Les échantillonnages du tableau correspondent à cette disposition. Pour d'autres cas, barrots plus serrés par exemple, leur section

pourra être réduite dans la proportion du resserrement pour garder un module d'inertie associé au bordé égal.

On peut gagner en hauteur et en poids en remplaçant le plat sur chant par un T mais il faudra faire attention alors qu'il reste suffisamment de hauteur au fond des encoches des lisses pour que les barrots restent assez rigides avant la pose du pont. On peut, dans ce cas, interrompre les lisses à chaque barrot mais c'est perdre l'avantage d'un excellent repère pour faire filer le pont.

Barrots et lisses seront soudés au pont par un chenillage.

Superstructures et cockpits : les hiloires de rouf seront au moins de la même épaisseur que les bordés des hauts pour tenir compte de l'affaiblissement dû aux ouvertures. Le toit des roufs est échantillonné comme le pont y compris barrots et lisses.

Si le rouf est monté sur le bateau retourné, les hiloires sont posées sur le pont alors que lorsque la construction s'effectue quille en l'air à partir du pont les hiloires sont encastrées dans la découpe de celui-ci ce qui permet d'y faire aboutir les extrémités des barrotins qui se trouveront ainsi masquées.

Il est souvent tentant avec l'acier, par l'impression de solidité qu'il donne, d'agrandir exagérément les ouvertures des hublots et il ne reste plus qu'un squelette d'hiloire. Il ne faut cependant pas oublier que celles-ci doivent pouvoir supporter la pression totale exercée verticalement sur toute la surface du toit de rouf d'une part, et les contraintes longitudinales de flexion de la poutre navire d'autre part. Bien des problèmes de fixation et de vieillissement prématuré des hublots en acrylique proviennent de l'oubli de cette condition essentielle. Rien n'empêche cependant de prévoir de grandes ouvertures, à deux conditions : que les plaques puissent supporter les contraintes de pression, et pour cela il suffit de respecter les épaisseurs définies par la réglementation en vigueur, et surtout de renforcer convenablement les hiloires dans les deux directions de façon à conserver des sections égales à ce qui serait normalement réalisé.

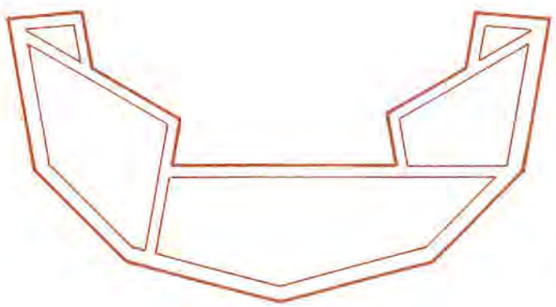


Fig. V-6. Montages de cockpit.

Dans le sens longitudinal on pourra obtenir ce renforcement en plaçant dans l'angle du toit de rouf un tube qui offrira de plus l'avantage de donner un arrondi à cette arête agressive et éventuellement de permettre le passage d'une gaine pour les câbles électriques. A la base, un plat sera soudé à l'extrémité des barrotins. Dans le sens vertical, des U seront soudés sur les montants séparant les hublots.

Sur le toit du rouf, comme sur le pont, les ouvertures seront bordées par un plat, ou une cornière si les barrots sont en T, de même hauteur que ceux-ci. La surface à vaigrer ainsi délimitée sera dans un même plan.

Le fond du cockpit sera suppporté par des cornières qui, selon la disposition des emménagements, viendront jusqu'en abord se souder sur les membrures, et dans ce cas les renforts verticaux s'arrêteront sur ces cornières, soit, et c'est plus généralement le cas, s'arrêteront sur ces renforts verticaux qui, eux, descendront jusqu'aux membrures du fond ou aux varangues (fig. V-6).

Épontille de mât : la quasi totalité des voiliers en acier étant équipés de mâts posés sur le pont pour d'évidentes raisons d'étanchétité, l'épontille de mât y revêt une importance particulière. La section du tube, rond ou carré, aura bien sûr une résistance en compression et au flambage au moins égale à celle du mât mais, de plus, elle devra pouvoir supporter les excentrements dus au décalage du mât nécessaire à son réglage ou même à la simple variation de l'orientation de son effort provoquée par son cintrage.

Si le support du pied de mât ne peut être soutenu que par une seule épontille, celle-ci devra être reprise à son sommet sur les deux barrots adjacents par un solide gousset. Un doublage interne ou externe sera également prévu sur la même longueur pour répartir les efforts de poinçonnement et, dans le sens transversal, des goussets seront également prévus. A sa base l'épontille sera reprise sur une varangue laquelle

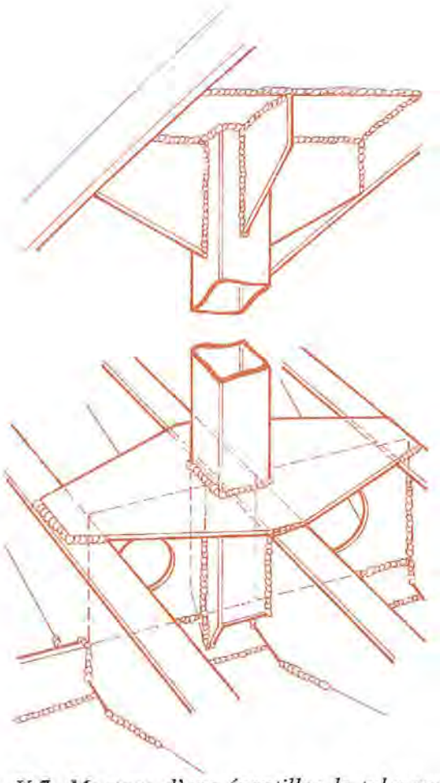


Fig. V-7. Montage d'une épontille ; le tube carré permet de fixer plus facilement des cloisons.

sera reliée par des goussets à ses voisines pour raidir sa paroi verticale et éviter tout flambement (fig. V-7).

Comme avec tous les autres matériaux, si l'extrémité avant de l'aileron tombe en arrière du mât une structure longitudinale importante devra être prévue pour assurer leur liaison. Celle-ci est également nécessaire dans tous les cas sur des unités dépassant 15 t.

Cloisons étanches : au-dessus de 15 m de longueur hors-tout les navires de plaisance doivent être munis d'une cloison étanche. Sur les voiliers de croisière hauturière on peut souhaiter diviser la coque en trois ou quatre compartiments (selon la disposition des emménagements) totalement indépendants. Sur le plan de la conception cela ne présente pas de difficulté particulière. Il faut simplement définir jusqu'à quelle hauteur on désire que l'étanchéité soit assurée ; il n'est pas toujours nécessaire que celle-ci aille jusqu'au pont inclus. Si il en est ainsi, ce qui est le cas pour le compartiment avant, il faudra prévoir, pour le passage des canalisations ou des câbles, des gaines soudées étanches à leurs deux extrémités ou des presse-étoupe. Les accès seront assurés par des portes dans la cloison ou des capots sur le pont, tous deux étanches. Les prises d'eau d'assèchement seront munies d'une vanne à leur sortie de la cloison et les systèmes d'extinction d'incendie, s'il s'agit d'un compartiment moteur ou dans lequel des produits inflammables seraient entreposés, seront obligatoirement à commande à distance.

La cloison elle-même aura la même épaisseur que le bordé et sera renforcée de la même façon.

Il ne faut pas oublier enfin que si, sur le papier il est facile de décréter qu'une cloison sera étanche, sa réalisation présente bon nombre de difficultés.

Tout ceci fait qu'une cloison étanche coûte cher et que la décision de les multiplier doit être mûrement pesée.

V-II – 1.3. Lest et réservoirs dans l'aileron

Lest : la majorité des voiliers en acier ont un lest incorporé à l'aileron ce qui a l'avantage de coûter moins cher et de permettre de le répartir à volonté dans les différents « puits » délimités par ses nervures verticales.

Toutes sortes de matériaux peuvent être utilisés pour cela mais leur densité **en place** doit être parfaitement définie avec le chantier car elle peut influer de façon sensible sur la hauteur du centre de gravité.

Deux techniques sont utilisables, soit le coulage *in situ* de plomb, soit le bourrage de matériaux de récupération, plomb, acier ou fonte.

Il faudra toujours s'en tenir à l'expérience du chantier et à ses habitudes. Lui imposer une méthode qu'il ne connaît pas est courir à l'aventure. Dans tous les cas il doit garantir le poids de matériau mis dans la quille.

Une partie du lest, de 5 à 10 % du déplacement, pourra être tenue en réserve pour régler exactement l'assiette du bateau après qu'il ait été complètement équipé, mis à l'eau et gréé.

Les recommandations qui suivent touchent essentiellement à la réalisation mais il est nécessaire que l'architecte connaisse ces problèmes et elles devront souvent figurer à titre de prescription sur le plan ou le descriptif qui l'accompagne si l'on veut éviter des contestations ultérieures.

Dans tous les cas, l'intérieur de l'aileron devra être sablé et zingué avant l'opération.

Si le lest est coulé *in situ* il faudra s'assurer que toutes les précautions sont prises pour que l'aileron subisse le minimum de déformation, renforcement extérieur par des cornières provisoires, circulation d'eau, etc. Après refroidissement complet on colmatera les fissures, qui n'auront pas manqué de se faire entre tôle et plomb du fait du retrait de celui-ci, avec une résine polyester rendue légèrement moussante par adjonction d'un adjuvant (parfois simplement de l'eau).

Si le lest est composé de matériaux de récupération ceux-ci seront déposés en couches successives et bloqués par la même résine. On mélangera des éléments de tailles différentes pour obtenir la plus forte concentration possible de matière. A titre indicatif je reproduis ci-dessous le tableau donné par Gilbert Caroff.

Matériau	Densité moyenne obtenue
Plomb fondu	9 à 10
Lingots de plomb	7 à 8
Déchets de plomb	6 à 8
Lingots de fonte, déchets d'acier, poudre et grenaille d'acier	4 à 6

On constatera que, selon les matériaux, les valeurs vont du simple au double.

Pour obtenir une surface propre on terminera par un lit de résine chargée bien lissé et formant un large congé dans tous les angles et on stratifiera deux ou trois mats de 300 g/m² pour assurer une étanchéité aussi parfaite que possible. Attention, toutes les résines ne tiennent pas sur le métal et il est souvent nécessaire d'assurer leur prise par un primer spécial. La même opération de stratification doit être faite sur un lest en plomb coulé *in situ.*

Réservoirs : le lest n'occupant qu'une partie du volume de l'aileron, il est tentant d'utiliser le reste pour réaliser des réservoirs d'eau douce ou usée, ou de carburant, le poids de ces liquides se trouvant ainsi placé à une hauteur favorable à la stabilité. Cela est possible, bien que toujours délicat et un certain nombre de conditions doivent être respectées.

On n'utilisera jamais les tranches avant et arrière de l'aileron en raison des difficultés de

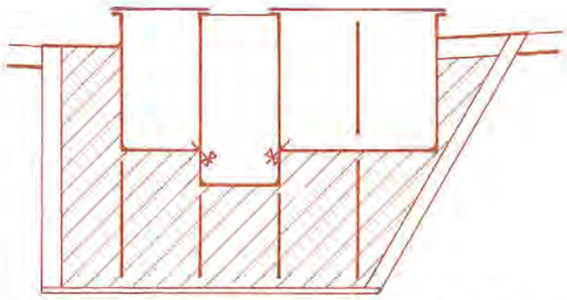


Fig. V-8. Aileron avec réservoirs incorporés, eau à l'avant, vide au milieu, gazole à l'arrière. Les différents compartiments du lest communiquent par des ouvertures en haut et en bas des cloisons pour permettre au plomb fondu de se répartir et à l'air de s'échapper ; les fonds des réservoirs doivent être étanches pour éviter au plomb de remonter. Attention la pression est très forte ; on réservera les parties hautes avant et arrière du lest pour l'ajustage de l'assiette après la mise à l'eau.

soudure intérieure dans ces extrémités étroites.

Si plusieurs réservoirs doivent recevoir des liquides différents ils seront impérativement séparés par une tranche étanche et vide, ou cofferdam, afin de réduire les risques de contamination par infiltration. Il en sera de même pour un réservoir d'eau douce jouxtant un lest en plomb. Pour la même raison, le fond des réservoirs ne sera jamais constitué par la semelle de l'aileron mais par une tôle ménageant un cofferdam.

A la base du réservoir un robinet de vidange donnera sur un puisard dont le fond sera plus bas que le sien.

Si le réservoir occupe plusieurs tranches de l'aileron, des ouvertures et des anguillers seront ménagés pour le passage du liquide.

La tape qui ferme le dessus du réservoir sera boulonnée sur une cornière ou un plat soudé à **l'extérieur** du pourtour de la cuve. On conserve ainsi le total accès aux parois pour leur peinture et leur nettoyage. Pour la même raison les arrivées et prises diverses seront fixées sur la tape boulonnée et sur le pourtour du réservoir. Il est également plus facile ainsi d'assurer leur étanchéité. Celle de la tape sera réalisée par un joint de néoprène (fig. V-8).

Les réservoirs devront être protégés par un revêtement adapté : résistant aux hydrocarbures pour le carburant (ne jamais zinguer un réservoir à gazole), alimentaire pour l'eau douce. Tous les angles seront arrondis par un large congé de résine chargée (polyuréthanne ou époxyde + silice ou microbilles par exemple) avant l'application du revêtement, ceci afin d'éliminer tous les recoins qui seraient impossibles à nettoyer correctement. Ces revêtements seront appliqués en finition après les peintures normales de protection du métal.

V-II – 2. ALLIAGE LÉGER

Les alliages utilisés en construction navale sont peu nombreux, de trois familles seulement : les alliages à base de magnésium et manganèse baptisés A-G, les alliages à base de magnésium et silicium, les A-GS, et les alliages à base de magnésium, silicium et manganèse les A-SGM. Seuls les deux premiers sont utilisés pour la réalisation des coques, les seconds n'étant disponibles qu'en profilés. Les derniers, qui ont à peu près les mêmes caractéristiques mécaniques que les premiers mais une moins bonne résistance à la corrosion marine, ne sont utilisés que pour des profilés qui peuvent être anodisés et en particulier les mâts. De plus, A-GS et A-SGM sont des alliages à durcissement structural par traitement thermique donc plus affectés par les opérations de soudage.

La désignation des alliages d'aluminium est définie par les normes NF A 02-104 et A 50-451 dans un système à quatre chiffres, le premier désignant le groupe d'alliage. Ce sera un numéro 5000 pour les alliages de magnésium (A-G) et 6000 pour les alliages de magnésium et silicium (A-GS et A-SGM). Les trois autres chiffres correspondent à un numéro d'enregistrement.

L'état du produit livré, indiquant les opérations que le métal de base a subies, est défini par la norme NF A 02-106.

Pour les alliages sans traitement thermique l'état est désigné par les lettres F, O ou H suivies de deux chiffres.

F = état tel que fabriqué ;
O = état recuit ou recristallisé ;
H = état écroui par une opération de travail à froid.

Le premier chiffre est une subdivision de l'état H :
H 1 = écrouissage seul par travail à froid ;
H 2 = écrouissage suivi d'un recuit de restauration ;
H 3 = écrouissage suivi d'une stabilisation.

Le second (et parfois le troisième) chiffre définit la nuance :
1 = doux ;
2 = ¼ dur ;
3 = ½ dur.

Les tôles et profilés en A-G que nous utiliserons le plus souvent seront ainsi définis par l'état H 111.

Pour les alliages à traitement thermique, l'état est désigné par la lettre T suivie d'un chiffre désignant le type de traitement. Pour les mâts en A-SGM par exemple, l'état T 6 indique une mise en solution suivie d'une trempe et d'un revenu.

Les profilés en A-GS sont généralement livrés en l'état T 5 (seulement revenu).

Le tableau IV-I donne les caractéristiques des principaux alliages utilisés. Les normes NF A 50-411 pour les produits filés et étirés et A 50-451 pour les produits laminés en définissent les compositions chimiques et les caractéristiques mécaniques. Il est important de rappeler que celles-ci peuvent varier dans des proportions extrêmement importantes au niveau de la limite élastique en fonction de l'état du métal. Ainsi une tôle d'A-G 4,5 MC 5083 verra sa limite élastique passer de 12,5 daN/mm² à l'état H 111 (recuit plané) à 27 daN/mm² à l'état H 34 (écrouissage suivi d'une stabilisation, en nuance ½ dur). Le même métal verra sa limite élastique retomber à 13 daN/mm³ au voisinage des soudures qui auront eu pour effet de le ramener à l'état H 115.

Il faut donc, lorsqu'on calcule une structure ne pas oublier de tenir compte du mode d'assemblage ou d'usinage pour choisir les bonnes caractéristiques. C'est pourquoi on utilise le collage et(ou) le rivetage dès qu'il est indispensable de conserver les caractéristiques optimums du métal. Car il n'est pas possible de faire subir à une coque entière les traitements mécaniques et thermiques qui permettraient au métal de retrouver ses qualités initiales.

Par ailleurs il est évident que plus le métal sera d'une nuance douce, plus il sera facile à former et il ne faut pas oublier que toute opération de formage provoque un écrouissage qui remonte la limite élastique.

Comme tous les alliages, ceux d'aluminium sont sensibles à la fatigue et ce d'autant plus que leur formulation est plus complexe et leurs caractéristiques plus élevées. Nous l'avons déjà signalé à propos du bosselage des tôles de bordé mais parfois le phénomène peut être plus grave et

LES TRAITEMENTS DE L'ALLIAGE LÉGER

Il me semble utile de donner quelques détails sur les traitements des alliages d'aluminium tels que définis par la norme NF A 02-011 car ils ont parfois des effets différents de ce que l'on a l'habitude de connaître pour l'acier.

Les alliages sans traitement thermique (série 5000) ne voient leurs caractéristiques modifiées que par l'écrouissage dû aux déformations à froid : laminage, formage. Cependant les tensions internes résultant de ces opérations doivent être éliminées soit par des traitements mécaniques (étirage), soit par des traitements thermiques, tels que le **recuit de restauration** qui s'effectue à une température relativement basse (environ 400°C). La **stabilisation** est réservée plutôt à des alliages spéciaux destinés à travailler à haute température pour éviter de trop grandes variations dimensionnelles.

Les alliages à traitement thermique (série 6000) voient leurs caractéristiques modifiées soit par écrouissage, soit par traitement thermique, soit plus souvent par une combinaison des deux.

Le traitement mécanique est généralement soit un étirage destiné à dresser les profilés sortant de filière, soit un écrouissage pour les tôles.

Le traitement thermique peut être soit un recuit, soit une trempe suivie d'une maturation ou d'un revenu.

Le **recuit** s'effectue sur une durée plus importante que pour les alliages de la série 5000 et selon un cycle de montée et de descente en température bien précis. Il modifie la structure cristalline du métal. Celui-ci en sort avec des caractéristiques mécaniques minimales.

La **trempe** comporte également une montée en température contrôlée aux environs de 500°C qui provoque la mise en solution solide de un ou plusieurs composés. Un refroidissement brusque est alors effectué dans un fluide approprié (eau à diverses températures, huile, air ou brouillard).

Contrairement à l'acier, à la fin de la trempe le métal possède des caractéristiques minimums sensiblement égales à celles du recuit. Celles-ci ne remonteront qu'au bout d'un temps de **maturation** de quelques jours à la température ambiante. On peut accélérer celle-ci et la réduire à quelques heures par un **revenu** à une température généralement inférieure à 200°C. C'est à la suite du revenu que le métal atteint ses caractéristiques mécaniques les plus élevées.

On conçoit que toutes ces opérations ne peuvent s'effectuer que dans des fours où la température est soigneusement régulée en valeur et en durée et ne peuvent donc malheureusement s'appliquer à une coque terminée ! Seul un recuit de restauration pourra être effectué au chalumeau sur les zones affectées par les soudures ou par le formage pour réduire les tensions internes qu'ils auront provoquées.

conduire à la **rupture fragile** lorsque des tensions internes, ou des corrosions intercristallines, viennent s'ajouter aux contraintes alternées.

Plus l'écart entre résistance à la rupture et limite élastique sera élevé moins l'alliage sera sensible à la fatigue. Cela montre aussi l'intérêt du traitement thermique des zones soudées.

Les dimensions recommandées et les tolérances des produits les plus couramment utilisés sont données dans les normes NF suivantes :

A 50-702 : barres de section circulaire filées ;
A 50-703 : barres de section carrée filées ;
A 50-705 : méplats filés ;
A 50-706 : profilés de section simple filés en forme de L (cornières à ailes égales et inégales) ;
A 50-707 : profilés de section simple filés en forme de I ;
A 50-708 : profilés de section simple filés en forme de T ;
A 50-709 : profilés de section simple filés en forme de U ;
A 50-710 : profilés de section quelconque filés (uniquement tolérances) ;
A 50-711 : tubes de section circulaire filés, livrés en longueurs droites ;
A 50-731 : barres de section circulaire étirées ;
A 50-732 : barres de section carrée étirées ;
A 50-734 : méplats étirés ;
A 50-737 : tubes de section circulaire étirés ;
A 50-738 : tubes de section carrée et rectangulaire étirés ;
A 50-751 : tôles ;
A 50-801 : tubes soudés de section circulaire ;
A 50-805 : tubes soudés de section carrée et rectangulaire.

Recueil de normes

Métaux non ferreux.
Tome 1 – *Produits en aluminium et alliages d'aluminum. Caractéristiques et dimensions.*
A 65-700 – *Le magnésium et ses alliages. Caractéristiques, mise en œuvre, applications.*

Ces documents sont fort utiles car ils donnent toutes les valeurs des masses linéiques, des sections, des moments et des modules d'inertie. Mais attention les dimensions recommandées sont loin de figurer toutes aux catalogues des fournisseurs. Il est donc indispensable de se procurer ceux-ci.

Les fournisseurs fabriquant ou livrant en France sont :
Cégédur Péchiney, 23, rue Balzac – 75008 Paris
Alcan, 57 ter, rue de Versailles – 91400 Orsay
Alusuisse, 25, avenue Marceau – 75008 Paris

La Société Alluminio Italia, piazza G. Marconi 25 – Rome, a créé des profilés en T et L à ailes inégales en largeur et en épaisseur particulièrement adaptés à la construction de plaisance.

On peut obtenir des informations techniques auprès du Centre de Recherche et Développement de Cégédur Péchiney, B.P. 27 – 38340 Voreppe

Sauf pour les cas cités plus haut la majorité des voiliers actuels sont assemblés par soudure. Mais cette fois, contrairement à l'acier, cette soudure ne peut s'effectuer que sous atmosphère de gaz neutre, hélium, argon ou mélange des deux.

Deux procédés sont utilisés. Le procédé T.I.G. *(tungsten inert gas)* dans lequel l'électrode est réfractaire, le métal d'apport étant sous forme de baguette tenue à la main, et le procédé M.I.G. *(metal inert gas)* dans lequel le métal d'apport constitue une électrode fusible.

Le choix de l'un ou l'autre procédé dépend essentiellement de l'épaisseur de la tôle à souder. Dans les conditions habituelles, le procédé T.I.G. ne peut être utilisé en soudure manuelle pour des tôles de plus de 4 mm, tandis que le procédé M.I.G. ne peut l'être pour des tôles de moins de 3 mm. Entre les deux le choix dépendra de l'expérience du chantier et de la qualification de ses soudeurs.

Il n'est pas question ici d'entrer dans le détail des équipements et des méthodes de soudure, les publications de l'I.F.T.A. vous fourniront tous les renseignements nécessaires, mais il faut noter que la torche qui remplace la pince du soudeur d'acier est nettement plus encombrante, surtout dans le procédé M.I.G. où elle comporte, en plus des arrivées de courant, de gaz et du circuit d'eau de refroidissement communs aux deux procédés, la gaine d'arrivée du fil d'apport et son système d'entraînement. Avec le procédé T.I.G. il faut tenir compte en plus de l'encombrement de la main tenant la baguette. Il est donc encore plus important qu'avec l'acier de prévoir les dégagements nécessaires.

Au niveau du chantier, des précautions toutes particulières doivent être prises dans la précision de l'approche des tôles, leur préparation et la propreté ; poussières, graisses, humidité, courants d'air sont à proscrire pour éviter une grande partie des défauts des soudures.

L'aspect et la tenue d'un chantier construisant en alliage léger n'ont rien à voir avec ceux d'un chantier construisant en acier ; ils vous donneront tout de suite une idée de sa qualification.

En dehors des conditions particulières de leur mise en œuvre, les soudures réalisées sur l'alliage léger sont les mêmes que sur l'acier : cordon continu en une ou plusieurs passes, chenillage, bouchons. Pour ces derniers, l'I.F.T.A. préconise des lumières séparées par une distance supérieure ou égale à trois fois leur longueur.

Les défauts des soudures et leur contrôle sont pratiquement les mêmes que pour l'acier.

V-II – 2.1. Structure des coques en alliage léger

La construction en alliage léger étant héritière à la fois de la construction navale en acier et de la construction aéronautique, la structure adoptée pour la réalisation des coques a pratiquement toujours été mixte sur membrures et lisses.

Il faut rappeler cependant que les membrures permettent un gain de poids qui conduit un chantier comme Huisman, en Hollande, à adopter une structure sur membrures resserrées (environ 30 cm) sur les deux tiers arrière de ses coques, les lisses n'apparaissant que dans le tiers avant.

Elle diffère donc assez peu de celle des coques modernes en acier si ce n'est un resserrement des membrures de façon à ne pas dépasser une surface libre des panneaux de bordé d'environ un quart de mètre carré. Pour la même raison les membrures et varangues sont presque toujours soudées au bordé. Les lisses étant en T ou en cornières, leurs encoches doivent être largement arrondies dans les angles pour éviter des amorces de rupture.

Comme les coques en acier, celles en alliage léger sont construites la plupart du temps quille en l'air avec le pont pour base. De plus, du fait

TABLEAU V-IV
ÉCHANTILLONNAGES DES COQUES EN ALLIAGE LÉGER

D kg	Bordé	Lisses	E	Membrures	E	Fer de quille	Varangues	Pont	Barrots	Lisses de pont
1 500	3-4	30 × 30 × 3	200	40 × 30 × 3	1 000	60 × 8	4	3	30 × 30 × 3	25 × 25 × 2,5
3 500	4-5	40 × 40 × 4	250	50 × 30 × 4	900	80 × 10	5	4	40 × 40 × 3	30 × 30 × 3
6 000	4-6	40 × 40 × 4	250	50 × 30 × 4	800	80 × 12	6	4	40 × 40 × 4	30 × 30 × 3
9 000	4-5-6	50 × 50 × 4	300	60 × 40 × 4	700	100 × 12	6	4	50 × 50 × 4	40 × 40 × 3
13 000	5-6-8	50 × 50 × 5	340	60 × 40 × 5	600	120 × 15	8	5	50 × 50 × 5	40 × 40 × 4
18 000	5-6-8	50 × 50 × 5	370	80 × 50 × 6	500	160 × 15	8	5	60 × 60 × 6	40 × 40 × 4
25 000	6-8-10	50 × 50 × 5	400	100 × 50 × 6	450	160 × 20	10	6	80 × 50 × 6	40 × 40 × 4

de la légèreté et de la précision plus grande à laquelle sont habitués les chantiers, de nombreux éléments séparés peuvent être préfabriqués.

V-II – 2.2. Échantillonnages

Le tableau V-IV appelle à peu près les mêmes observations que pour la construction en acier.

Les échantillonnages sont donnés pour des coques en forme, en alliage A-G 4,5 MC 5083 H 111 pour le bordé et en alliage identique ou A-GS 6060 T 5 pour les profilés.

Bordé : l'épaisseur de ceux-ci est un minimum compte tenu de l'espacement des lisses et membrures. En construction en alliage léger on n'hésite pas à utiliser plusieurs tôles d'épaisseur décroissante, parfois jusqu'à 5 ou 6 dans les très grosses unités.

L'épaisseur sera doublée pour le fond d'un dériveur intégral, de même que pour une semelle d'aileron.

Lisses : leur section est en cornière ou plus souvent en T. Sur un bateau à bouchains vifs chacun de ceux-ci est compté pour une lisse sauf dans le tiers avant.

Membrures : elles sont en cornière ou en T à ailes inégales.

La profondeur de l'encoche des lisses ne devant pas dépasser la moitié de la hauteur de la membrure indiquée, celle-ci devra être augmentée en conséquence lorsque la membrure vient s'appuyer sur le bordé.

Au niveau du mât et de l'arrière du rouf, une ou plusieurs porques auront une largeur et une hauteur augmentées de 50 % et une épaisseur double. Ces porques sont généralement en tôle découpée et rebordées d'un plat soudé formant L ou T.

Si les lisses ne sont pas encastrées dans les membrures on donnera à celles-ci la même section ; vérifier le module d'inertie avec le bordé associé. De même si l'on fait varier l'écartement des lisses ou des membrures.

Fer de quille : mêmes remarques que pour l'acier, mais on mettra souvent à profit la plus grande facilité d'usinage pour donner aux pièces des formes qui se raccordent plus en douceur.

Varangues : elles seront deux fois plus serrées que les membrures dans la zone du lest et le tiers avant avec un minimum d'environ 0,40 m. Elles seront généralement constituées d'une tôle servant de gousset aux membrures et dont le bord supérieur est replié sur la même largeur que celles-ci. Elles pourront être largement ajourées. Sur les voiliers de plus de 10 t, un carlingage complètera la structure longitudinale depuis deux ou trois membrures en avant du pied de mât ou de

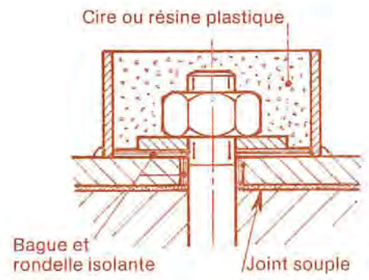


Fig. V-9. Montage de boulon de quille isolé ; le remplissage de la cuvette se fera de préférence avec une cire ou du brai qui pourra fondre pour dégager l'écrou.

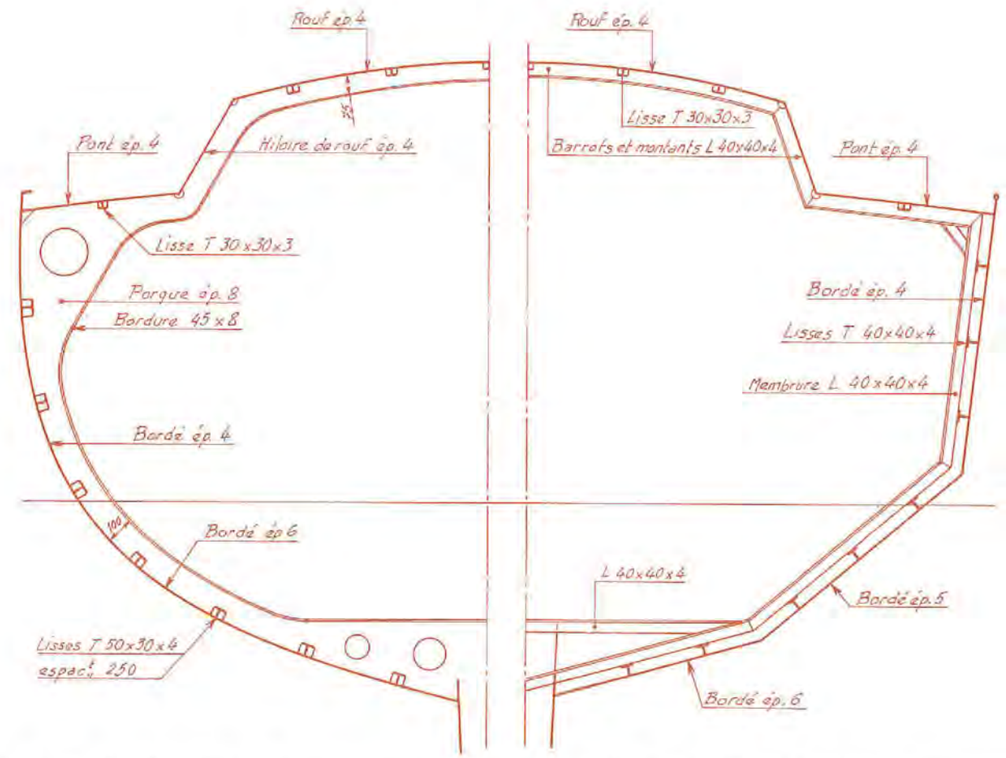


Fig. V-10. Deux sections pour un croiseur hauturier en alliage léger de 10,50 m et 6,5 à 7 t de déplacement.
À gauche, porque soudée au bordé sur une coque en forme.
À droite, coque à bouchains vifs avec lisses appuyées sur les membrures. Compte tenu du renforcement des joints de leurs différents éléments, apporté par la présence de l'aile des cornières, les goussets ne sont pas indispensables ; on a néanmoins conservé une entretoise dans l'angle du livet.

l'épontille jusqu'à une distance égale en arrière de l'aileron de quille.

Pont : mêmes remarques que pour l'acier.

Barrots : ils seront en cornière comme les membrures ou en T.

Lisses de pont : elles sont en T et respectent l'écartement des lisses de coque.

Superstructures et cockpits : les hiloires de rouf sont de la même épaisseur que le pont avec des renforts adéquats pour compenser les ouvertures de hublots.

V-II – 2.3. Lest et réservoirs

Lest : il peut être extérieur ou intérieur à l'aileron ; dans les deux cas il faudra veiller tout particulièrement aux risques de corrosion. D'autre part la coulée du plomb dans un aileron en alliage léger est beaucoup plus délicate que dans un aileron en acier du fait de la moindre différence des températures de fusion des deux métaux et des conséquences que ce « traitement thermique » aura sur la structure de la tôle. Renforcement et refroidissement énergique par circulation d'eau sont indispensables.

Il ne faut pas non plus négliger les problèmes de corrosion qui pourraient résulter ultérieurement de la proximité de ces deux métaux. Seuls les chantiers ayant une grande expérience de cette technique peuvent s'y risquer.

Il sera souvent plus sûr de sceller en place des lingots, éventuellement coulés à la forme, qui pourront ainsi être parfaitement isolés de la tôle par la résine de scellement.

La fixation d'un lest extérieur doit également être parfaitement isolée par un joint étanche entre la semelle et le fond et par des bagues et rondelles en polyamide autour du boulon et sous la rondelle de serrage de l'écrou. Une cuvette soudée autour de l'écrou permettra de noyer celui-ci dans une résine qui l'isolera des eaux pouvant stagner dans les fonds (fig. V-9).

Réservoirs : l'alliage léger convient parfaitement à la réalisation de tous les réservoirs. Il sera cependant indispensable de veiller à ce qu'aucune pièce en métal autre qu'un alliage d'aluminium compatible n'entre dans la constitution des circuits d'eau, embouts, canalisations, vannes, etc. Les canalisations rigides seront en tube d'A-G 4 MC, les embouts, prises ou vannes en polyamide.

S'il n'est guère possible d'éliminer totalement des pièces en alliage cuivreux on disposera, dans le circuit, à proximité de celles-ci des anodes sacrificielles en zinc.

Les réservoirs d'eau potable doivent être revêtus d'une peinture alimentaire si l'on veut éviter qu'elle prenne un goût de métal.

V-II – 3. CORROSION ET PROTECTION DES MÉTAUX

Dès lors qu'il aborde la construction métallique l'un des principaux soucis de l'architecte doit être la prévention de la corrosion. Mais l'on aurait tort de croire que les coques construites en d'autres matériaux puissent l'ignorer car elles comportent toutes des pièces métalliques, hélice et son arbre, ferrures de gouvernail, vannes de coque, etc., soumises aux mêmes attaques de l'environnement. Depuis la coque en bois classique qui perd ses bordés parce que les rivets en cuivre y voisinent avec des clous galvanisés ou la coque en plastique qui coule au mouillage parce que la masse du radiotéléphone branchée sur la prise d'eau du moteur est de polarité inverse de celle de celui-ci, les exemples ne manquent pas qui concernent tous les bateaux.

Du fait de son environnement, tout élément métallique d'un bateau est soumis à une attaque dont l'ampleur est inconnue à terre. En comprendre les causes pour mieux la combattre est le premier pas vers la solution.

La corrosion en général est un phénomène de dissolution du métal dans son environnement. Elle peut avoir deux origines, chimique ou électrochimique [13].

V-II – 3.1. Corrosion chimique

La corrosion chimique est le résultat de l'attaque directe du métal par des acides, des bases ou des agents organiques. On peut observer également une corrosion d'origine biochimique imputable à des bactéries en suspension dans l'eau. Les alliages légers et les aciers inoxydables utilisés en construction navale ont une bonne résistance à la plupart des produits chimiques ou organiques courants en présence desquels ils peuvent être mis.

V-II – 3.2. Corrosion électrochimique

Avec la corrosion par l'oxygène, ou oxydation, on aborde les processus électrochimiques.

Ainsi la formation de la rouille en milieu humide sur l'acier est un phénomène d'oxydation complexe dans lequel interviennent des phénomènes électrochimiques conduisant à la formation d'hydroxyde ferreux puis d'oxyde ferrique qui s'auto-entretiennent et conduisent à la conversion totale du métal en oxyde, c'est-à-dire son retour à sa forme originelle.

V-II - 3.2.1. Corrosion galvanique

La plupart du temps le processus de corrosion s'établira à partir de phénomènes électrochimiques, ou autocorrosion, plus directs que nous allons tenter d'expliquer aussi clairement que possible, ce qui n'est pas simple.

Si l'on met en présence, dans un même électrolyte (solution de sels divers dans de l'eau), deux métaux nous avons constitué une pile électrique. Tant qu'il n'y a aucun contact entre les deux électrodes réalisées par ces métaux il ne se passe rien (ou presque, n'oublions pas « la pile qui ne s'use que si l'on s'en sert »). Par contre si l'on établit une liaison conductrice – entre les deux électrodes – un courant électrique va circuler entre elles ; c'est ce que nous faisons en fermant l'interrupteur de notre lampe de poche, le courant passe par l'interrupteur et le filament de la lampe lequel, échauffé par la résistance qu'il oppose au passage de ce courant, va émettre de la chaleur et de la lumière. A ce moment la pile commence à « s'user » et, si elle s'use, c'est comme le mot l'indique parce que l'un des deux constituants de la pile va se dissoudre progressivement. Notons en passant que nous pouvons remplacer la lampe par un voltmètre ou un ampèremètre et mesurer la différence de potentiel entre les deux électrodes

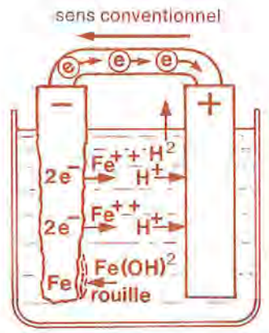


Fig. V-11. Corrosion galvanique de l'acier en présence d'un métal plus noble ; les ions ferriques Fe^{++} se détachent pour rejoindre le métal plus noble de la cathode tandis que les électrons libérés e se combinent, au niveau de celle-ci, avec les ions hydrogène H^+ de l'électrolyte pour libérer de l'hydrogène gazeux H_2. De son côté l'hydroxyde ferreux $Fe(OH)_2$ est oxydé par l'oxygène contenu dans l'eau et donne de l'oxyde ferrique F_2O_3, c'est la rouille.

ou l'intensité du courant électrique ainsi produit.

Si nous étions capables de « voir » les atomes des métaux en présence et leurs particules élémentaires, nous assisterions à la chose suivante.

Les atomes de l'un des métaux en contact avec l'électrolyte perdent des électrons (2 pour le fer par exemple) qui s'en vont, par le conducteur les reliant, vers l'autre métal. Dans le même temps les atomes ayant perdu leurs électrons et étant de ce fait devenus des ions négatifs quittent leurs voisins pour se précipiter vers l'autre métal (fig. V-11) où ils sont réduits par les ions positifs d'hydrogène contenus dans l'électrolyte ce qui libère de l'hydrogène gazeux.

Le métal qui perd ses atomes a un comportement anodique et son potentiel est négatif par rapport à l'autre qui possède un comportement cathodique. On remarquera au passage que les premiers observateurs, s'ils ont bien compris le sens du phénomène dans l'électrolyte en donnant les signes – à l'anode et + à la cathode en ont conclu que le courant dans le conducteur fermait le circuit en allant du + vers le – ce qui est devenu le sens conventionnel alors qu'en réalité les électrons se déplacent en sens inverse.

En changeant la nature, ou même simplement l'état, des métaux on constate que la différence de potentiel varie, de même si l'on modifie l'électrolyte, et l'on observe que la dégradation du métal anode est d'autant plus rapide que sa différence avec le métal cathode est plus grande, que l'électrolyte est plus concentré, plus chaud, plus oxygéné, etc.

Pour s'y retrouver on établit une table de potentiels galvaniques, ou de dissolution, en mesurant la différence de potentiel en volts entre un métal et une électrode de référence dans un électrolyte de composition définie et à une température précise.

En fait ces valeurs sont assez théoriques car des différences parfois très grandes peuvent apparaître en fonction de la pureté du métal, de son mode d'élaboration, d'adjonctions diverses, des teneurs

TABLEAU V-V
TABLE DES POTENTIELS DE DISSOLUTION
dans l'eau de mer naturelle
en mouvement à 25 °C

– 1,60	Magnésium
– 1,13	Acier galvanisé à chaud
– 1,13	Zinc
– 0,84-0,87	Alliages aluminium magnésium (série 5000)
– 0,82	Aluminium à 99,99 %
– 0,80-0,83	Alliages aluminium magnésium et silicium (série 6000)
– 0,61	Acier doux
– 0,59 à 0,61	Fontes
– 0,53	Acier inoxydable au chrome nickel Z2 CN 18.10 (actif)
– 0,51	Plomb
– 0,40	Laiton
– 0,36	Cuivre
– 0,32	Bronze d'aluminium
– 0,31	Étain
– 0,29-0,36	Bronzes
– 0,25-0,28	Cupro-nickels
– 0,20	Nickel
– 0,18	Acier inoxydable au chrome nickel molybdène Z2 CND 17.13 (actif)
– 0,084	Acier inoxydable au chrome nickel Z2 CN 18.10 (passif)
– 0,075	Monel
– 0,050	Acier inoxydable Z2 CND 17.13 (passif)
+ 0,090	Graphite

des composants des alliages ou de leur passivation. Sur ce dernier point on remarquera en effet la très grande différence entre les états actif et passif d'un acier inoxydable ordinaire et d'un acier inoxydable au molybdène, ce dernier apport favorisant la passivation. Nous verrons plus loin en quoi consiste celle-ci.

De même, les alliages légers seront extrêmement sensibles aux différences de structure résultant de leurs traitements thermiques, et par conséquent des effets de la soudure.

On admet qu'une différence de 0,2 V en eaux froides ou peu salées et de 0,15 V en eau de mer chaude est tolérable.

Toutes les valeurs du tableau étant négatives, les métaux du haut du tableau (on dit qu'ils sont les moins nobles) se comporteront en anode vis-à-vis des plus nobles qui sont situés en dessous.

Encore plus nobles que ceux du tableau, on trouvera l'argent (référence 0), l'or et le platine (positifs) ainsi que le graphite. Ce dernier point est intéressant car il explique de façon évidente les graves problèmes de corrosion rencontrés lorsque l'on a voulu raidir des mâts en alliage léger avec des fibres de carbone ou de graphite, ce qui représentait une différence de potentiel de 0,9 V.

Pour que la pile constituée par nos deux métaux entre en activité il faut qu'un circuit électrique les relie. Mais il n'est pas nécessaire que ce circuit soit constitué par un lien métallique, n'importe quel matériau conducteur peut remplir ce rôle. Il en est ainsi d'un bois humide, de sorte qu'une vis en bronze détruira la galvanisation puis le corps d'un clou galvanisé placé à proximité dans un bordé et une membrure imprégnés d'eau. De même il ne servira à rien d'isoler soigneusement un lest et ses boulons d'une coque en alliage léger si, à l'intérieur, l'écrou est laissé sans protection et que l'eau des fonds vient faire le lien avec le bordé. Autre exemple : le circuit de refroidissement du moteur ; il ne sert à rien de prévoir une vanne en plastique ou un élément de canalisation isolant, quand la vanne est ouverte l'eau assure le lien avec la fonte du bloc-moteur, d'où le rôle des anodes placées dans ce circuit, sur le moteur.

Ces liens indirects sont certainement les plus difficiles à prévoir et à diagnostiquer.

Des liaisons accidentelles peuvent également se produire. Ainsi une coque en alliage léger n'aura rien à craindre de sa voisine en acier si rien n'établit le passage du courant entre elles. Mais que leurs chaînes de mouillage viennent en contact et la pile démarre.

C'est ainsi que le trimaran en alliage léger *Manureva* d'A. Colas étant resté de longs mois amarré par une chaîne sur une tonne en acier du port de Papeete, une corrosion très grave de tout le bateau s'était déclarée qui n'a peut-être pas été étrangère à sa disparition ultérieure.

Voyons maintenant ce qui se passe au sein d'une électrode en alliage, du laiton par exemple, placée dans l'électrolyte. Cet alliage est constitué principalement de cuivre et de zinc dont la différence de potentiel est de 0,64 V, plus de quatre fois ce qui est admis en eau salée.

Ces deux métaux constituent donc une pile et, comme ils sont en contact électrique intime, la pile va s'user, c'est-à-dire que le zinc va disparaître progressivement et il ne restera plus que le cuivre, c'est une corrosion sélective qui conduit à la dézincification du laiton qui devient poreux et cassant. A retenir de cet exemple que le laiton est un métal qui n'a pas sa place à bord sous quelque forme que ce soit si ce n'est à la rigueur pour la visserie assurant la tenue d'éléments secondaires d'emménagements protégés de l'humidité par peinture ou vernis.

Il faudra également se méfier de certains bronzes de décolletage dans lesquels du plomb conduit à une corrosion sélective. On rencontrera également ce type de corrosion dans certaines fontes mais cette fois en raison de différences de structures des grains du métal. En revanche certains métaux ajoutés à l'alliage de base peuvent jouer un rôle inhibiteur de la corrosion sélective.

Le phénomène que nous venons d'observer au sein d'un alliage à différence de potentiel forte peut se retrouver au niveau d'un métal seul ou d'un alliage dont les composants ont une différence de potentiel faible. Les causes peuvent en être très diverses.

La tôle d'acier, par exemple, lorsqu'elle sort du laminoire, ou la fonte, est recouverte d'une couche d'un oxyde de couleur noir bleuté qui ne se forme qu'à haute température, la calamine, qui est normalement protectrice du fer. Mais sa couche n'est jamais uniforme et, en de nombreux points, des écailles laissent le fer à nu. La calamine étant nettement plus positive que le fer, va se comporter en cathode et accélérer le processus de formation de la rouille sur les parties non protégées.

Cette hétérogénéité du métal peut être provoquée par les traitements thermiques ou mécaniques locaux que le métal aura subis au cours de sa transformation ou de sa mise en œuvre : écrouissage, recuit local, et surtout soudure, tant par ses effets thermiques que par les inclusions diverses qu'elle peut abriter.

Une autre cause réside dans une différence d'oxygénation de l'électrolyte entre diverses parties de la couche limite avec le métal. Dans un estuaire, les couches d'eau, du fait de leurs différences de salinité et de température, ne se mélangent pas immédiatement et une coque peut ainsi se trouver placée dans des courants de caractéristiques très différentes. Les polluants peuvent également intervenir en eau salée mais surtout en eau douce. La vitesse du courant d'eau peut aussi accélérer ou retarder la corrosion, par exemple en empêchant la fixation de la végétation et des salissures. La simple différence d'exposition ou de profondeur d'immersion en eau de mer a une influence considérable comme le montre le graphique de la figure V-12. On y remarque en particulier l'énorme différence entre la zone soumise aux embruns et donc largement oxygénée et les parties immergées. On notera aussi la faible corrosion au niveau de la mi-marée, ici l'aller et venue de l'eau perturbe le cycle de formation de la rouille en provoquant l'arrachement des écailles en formation. D'une façon générale on constatera toujours une augmentation importante de la

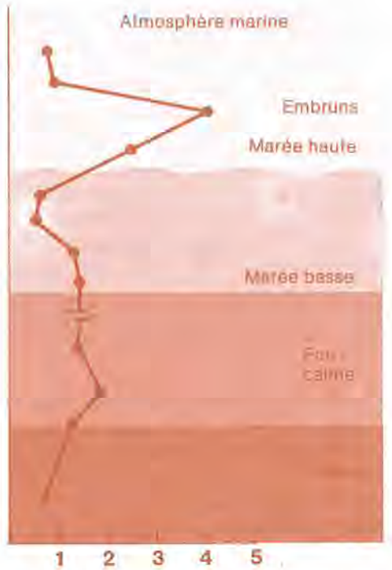


Fig. V-12. Corrosion de l'acier en 1/10 de millimètre par an selon la situation.

Fig. V-13. Aération différentielle sous une goutte d'eau ; le métal situé au centre, moins oxygéné, se comporte comme une anode par rapport à celui situé sur le pourtour.

corrosion sur le métal situé juste au-dessous du niveau de séparation entre l'air et l'eau, les couches superficielles de celle-ci étant largement oxygénées par l'agitation de la surface. Dans tous les cas il y a corrosion directe par enrichissement local de l'oxygène.

Cette différence d'oxygénation revêt un caractère tout particulier lorsqu'il se produit à petite échelle, sous une goutte d'eau par exemple (fig. V-13), on l'appelle alors **aération différentielle.** Dans celle-ci la surface située à la périphérie est en effet plus oxygénée que la partie centrale qui devient anode par rapport à elle et provoque une corrosion en piqûre ou en caverne. Il y a ici appauvrissement en oxygène.

Il est difficile de différencier ce phénomène d'autres liés au confinement et à l'accumulation de poussières humides ou de boues et qui entraînent des corrosions d'aspect semblable. C'est en particulier le cas à chaque fois qu'un élément de surface est caché. Cela peut être dans un joint entre deux métaux semblables ou différents mais dans lequel l'humidité s'est infiltrée, pour une vis dans du bois humide, dans un recoin de la structure où la saleté s'est accumulée et retient l'eau de ruissellement, enfin partout où celle-ci peut stagner. En immersion elle peut aussi être provoquée par la végétation ou les animaux qui se fixent à la surface. Les sécrétions organiques de ceux-ci peuvent bien sûr accélérer le processus en modifiant les caractéristiques de l'électrolyte.

Le cas de la vis fixant une pièce immergée est particulièrement spectaculaire car au bout d'un temps parfois très rapide (quelques semaines) on ne retrouve, sous une tête intacte, qu'un moignon de métal rongé, surtout si la tête servait à tenir une pièce de même métal et de grande surface. La partie de la pièce noyée dans le bois a été soumise à une aération différentielle par rapport

à celle-ci, le phénomène étant généralement déclenché par une dépassivation provoquée par l'acidité du bois. Dans de tels montages il semble que les alliages de cupro-nickel, Monel, Arcap, Supermétal, se comportent beaucoup mieux, surtout si l'on a pris soin d'enduire la vis de graisse neutre, lanoline ou silicone, avant son vissage.

Nous venons de dire à propos du cas précédent que la dimension relative des surfaces en cause avait de l'importance. En effet, si dans le circuit qui relie les deux électrodes nous remplaçons le voltmètre par un ampèremètre nous constaterons que l'intensité du courant est d'autant plus élevée que le rapport entre les surfaces de l'anode et de la cathode est plus faible. *A contrario* si la surface de la cathode devient très faible, l'intensité du courant sera tellement réduite que celui-ci sera presque interrompu, la corrosion sera alors pratiquement stoppée.

La perte de poids de l'anode est définie par la formule P = M.I.t / n.96 500 dans laquelle :
P = poids de l'anode dissoute ;
M = masse atomique ;
I = intensité du courant de corrosion ;
t = durée du processus ;
n = valence.

Cet effet de la différence des surfaces permet d'utiliser une visserie en acier inoxydable pour fixer des pièces en alliage léger sans que, dans la majorité des cas, ne se produise une corrosion accélérée de celui-ci. Pour que le processus de corrosion tombe à une valeur admissible, il faut que le rapport des surfaces alliage léger/acier inoxydable mouillées simultanément soit supérieur à 15 ce qui n'est pas toujours le cas. Dans toute la mesure du possible il sera toujours préférable d'isoler la visserie en acier inoxydable, ne serait-ce que par un vernis ou d'utiliser une visserie en alliage léger 6060 ou 7075.

Un autre facteur, surtout sensible sur les alliages, d'autant plus que leurs performances sont élevées, et qui peut accroître dans des proportions importantes la corrosion, est la fatigue mécanique du métal sous contrainte continue et, encore plus, alternée. La structure même de l'alliage est alors atteinte par une corrosion intercristalline *, le phénomène se conjuguant avec la fatigue pour conduire à la rupture fragile que nous avons

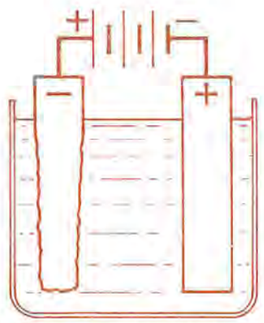


Fig. V-14. Corrosion électrolytique par superposition d'un courant extérieur au courant galvanique.

décrite plus haut. Il peut atteindre aussi bien un bordé mal renforcé qu'un hauban en barre mal calculé ou mal réglé.

V-II – 3.2.2. Corrosion électrolytique

Jusqu'ici nous n'avons considéré que les variables intervenant sur le métal ou l'électrolyte, et dont les conséquences sur la différence de potentiel dépassent rarement le volt. Il est une cause extérieure qui peut entraîner des différences beaucoup plus importantes, c'est la superposition au courant propre à la corrosion galvanique d'un courant parasite ou vagabond (fig. V-14). La corrosion devient alors électrolytique, on parle d'allocorrosion, et la différence de potentiel atteint la somme des deux. Les effets en sont bien sûr beaucoup plus rapides et ont toujours pour cause une défaillance dans l'isolation des circuits électriques ou une erreur dans leur conception qu'il s'agisse des circuits du bord ou de circuits extérieurs, venant de la terre ou de bateaux voisins.

V-II – 3.3. Aspects de la corrosion

Très souvent les corrosions constatées n'ont pas qu'une seule et unique cause mais sont la somme de plusieurs types de corrosions primaires. Un des premiers éléments du diagnostic réside dans l'examen de l'aspect de la corrosion.

On distingue ainsi :
– **l'attaque uniforme,** qui est l'aspect normal de la corrosion et entraîne une diminution progressive de l'épaisseur. Pour l'acier elle se traduit par une couche de rouille uniforme, on en tient compte

* La corrosion intercristalline peut avoir également d'autres causes.

dans le calcul des tôles de bordé lorsqu'il n'est pas possible d'assurer une protection efficace. Sur l'alliage léger elle est pratiquement nulle formant simplement une poudre grisâtre qui disparaît au jet d'eau. Elle correspond à la formation de la couche passive qui assure la protection.
– **l'attaque sélective,** qui touche certaines parties de la surface plus que d'autres. Elle correspond à des différences de structure soit de la surface du métal (calamine par exemple pour l'acier) soit de toute l'épaisseur, dues à des irrégularités de traitement thermique ou mécanique.
– **les piqûres,** dont la densité et surtout la profondeur permettent d'évaluer la gravité. Elles se présentent sous la forme d'une multitude de petits points débordant des produits de la corrosion. La surface du point n'a pas de signification car elle peut cacher une cavité très profonde. C'est le type de corrosion le plus courant et celui dont il est le plus difficile de mesurer la gravité. Elle provient soit d'impuretés dans le métal, soit, pour l'acier inoxydable ou l'alliage léger, de ruptures dans la couche passive.
– **le feuilletage** se propage le long de plans parallèles à une direction privilégiée comme celle du laminage des tôles. Il est du à des défauts d'élaboration des produits finis : laminage, traitement thermique, ou de mise en œuvre : soudures. Les alliages légers de la série 5000 peuvent y être sensibles.
– **les fissures** et **criques** sont dues généralement à la corrosion sous contraintes. Elles se rencontrent souvent sur l'extérieur de pliages de rayon trop faible ou exécutés sur un métal non recuit. Si ces fissures rayonnent à partir d'un angle elles signalent une concentration de contraintes, par exemple dans l'angle d'une chape de ridoir ou dans le fond d'un filet de vis, ou à des tensions dans un assemblage soudé.

Dans ces cas un examen par les rayons X ou aux ultrasons sera nécessaire ainsi, en cas de rupture, qu'un examen et une analyse métallographique.

V-II – 3.4. La prévention de la corrosion

Le meilleur moyen d'éviter la corrosion est bien sûr de la prévenir.

Pour l'architecte cette prévention se situe d'une part au niveau du choix des matériaux et surtout des alliances entre des matériaux divers, ensuite par le dessin des pièces et des structures, enfin dans la définition des moyens de protection.

Dans les différents chapitres de la partie de ce livre consacrée à la construction, nous avons à chaque fois sélectionné les métaux qui conviennent le mieux à l'environnement marin. Il en sera également fait mention dans d'autres chapitres comme la motorisation, l'installation électrique ou de distribution d'eau. Nous n'y reviendrons donc pas ici.

Dans le dessin des pièces et des structures deux soucis doivent être constants à l'esprit : éviter les concentrations de contraintes et les causes de fatigue du métal, éviter tout ce qui peut provoquer une aération différentielle.

Le dessin des pièces devra être aussi « fluide » que possible. On éliminera tous angles vifs convexes ou concaves, les premiers parce qu'ils seront sensibles aux frottements empêchant la passivation ou provoquant l'usure des revêtements protecteurs, anodisation ou peinture, les seconds parce qu'ils constituent des terrains favorables à l'aération différentielle et à la corrosion caver-

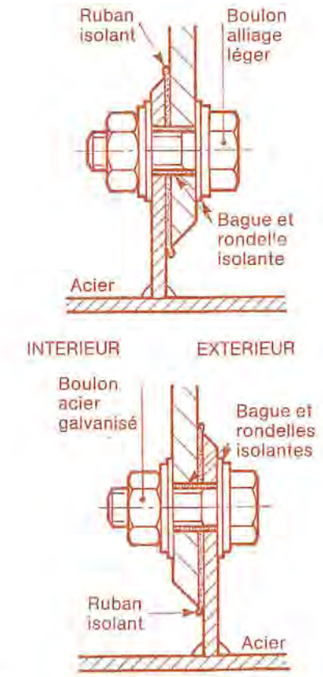


Fig. V-15. Montage bimétallique ; les boulons ou rivets doivent toujours être du même métal que la partie exposée sur laquelle ils appuient.

neuse. Le passage d'une section ou d'une forme à une autre se fera toujours progressivement.

Les efforts locaux seront répartis sur une surface aussi étendue que possible et une structure adéquate renforcera toute zone soumise à des contraintes de longue durée ou alternées. On évitera tout point dur ainsi que toute concentration de soudures pour éviter les trop fortes modifications thermiques du métal.

Dans les assemblages bi-métalliques un joint neutre assurera l'isolation des constituants. Il peut s'agir d'un joint plastique rigide ou souple, d'un simple vernis ou d'une graisse isolante, selon les cas. Pour des pièces en acier inoxydable fixées sur un mât, une couche de vernis phénolique sous la pièce rapportée est généralement suffisante, tandis que les vis en acier inoxydable servant à tenir une pièce en alliage léger seront isolées de celle-ci par un vernis ou une graisse silicone. La figure V-15 montre de tels joints. Dans tous les cas ces isolants doivent largement dépasser le pourtour des pièces et les bords de celles-ci doivent être chanfreinés pour éviter toute stagnation d'eau et empêcher la formation d'un pont entre les deux métaux et cela aussi bien sur une face que sur l'autre.

L'assemblage d'un élément en bois sur une pièce métallique ne se fera jamais sans peinture protectrice des deux parties. Cette peinture ne sera appliquée qu'**après** perçage de tous les trous de fixation.

Il ne servirait à rien d'isoler les pièces entre elles si les vis ou les boulons assuraient la liaison électrique. De même les trous dans les mâts dovient être percés avant l'anodisation et si certains doivent l'être après, ils seront protégés par un vernis de même que les vis ou rivets servant à la tenue des pièces rapportées.

A chaque fois que cela sera possible la visserie sera de même nature que les métaux à assembler ou, si des caractéristiques mécaniques élevées ne sont pas nécessaires, on utilisera de la visserie en polyamide.

On ne laissera aucune surface horizontale, même les fonds de cockpit auront une pente calculée pour le bateau au mouillage. Partout, sur le pont comme à l'intérieur, la libre circulation de l'eau devra être assurée, en particulier celle des eaux de condensation. Les lisses devront comporter en leur point le plus bas un petit trou en demi-cercle au ras du bordé. Les dalots de pavois seront meulés au ras du pont. Lorsque, malgré tout il ne sera pas possible d'éviter les stagnations d'eau, les angles seront arrondis par un congé de résine chargée appliqué entre les sous-couches de traitement du métal et la peinture pour permettre un nettoyage facile.

On éliminera bien sûr tout montage définitif par soudure ou collage qui ne permettrait pas l'accès de l'œil et du pinceau. Ceci est d'ailleurs valable même pour les matériaux autres que métalliques.

Sur un bateau il n'y a pas un centimètre carré qui ne doive pouvoir être visité.

V-II – 3.5. Protection contre la corrosion

Les moyens de protection entrent dans deux catégories, la protection cathodique et le revêtement, certains relevant des deux.

V-II – 3.5.1. Protection cathodique

La protection cathodique peut être passive ou active. Nous savons que le plus grand risque que court une coque en métal est de se trouver en situation anodique. Le but de la protection cathodique est de créer un environnement dans lequel la coque se trouvera, dans toute la mesure du possible, en situation cathodique. De ce que nous avons vu du principe électrochimique de la corrosion nous pouvons tout de suite déduire les deux moyens disponibles pour y arriver : mettre la coque en présence d'un métal plus négatif, c'est la protection passive, ou agir sur le courant créé entre la coque et une électrode de référence, c'est la protection active.

Dans ce procédé, un faible courant de polarisation contrôlé électroniquement est injecté entre la coque et une ou plusieurs électrodes réparties à sa surface lui assurant ainsi une situation permanente de cathode. La consommation de courant est très faible mais il ne semble pas que ce procédé ait été utilisé couramment en plaisance si ce n'est dans le système Mercathode mis au point par Mercury pour la protection des embases de moteurs hors-bord ou à transmission en Z.

La protection passive consiste à placer, sur la surface de la coque ou à proximité, des masses de métal de potentiel galvanique inférieur, reliées électriquement, et que l'on appelle anodes sacrificielles. Ce sont elles qui se dissoudront au bénéfice de la coque, de l'hélice ou de toute autre pièce plus positive. Le métal de l'anode est généralement du zinc, mais ce peut être aussi de l'aluminium, du magnésium ou un alliage des deux. La forme est généralement profilée pour les modèles qui intéressent les bateaux de plaisance et la fixation

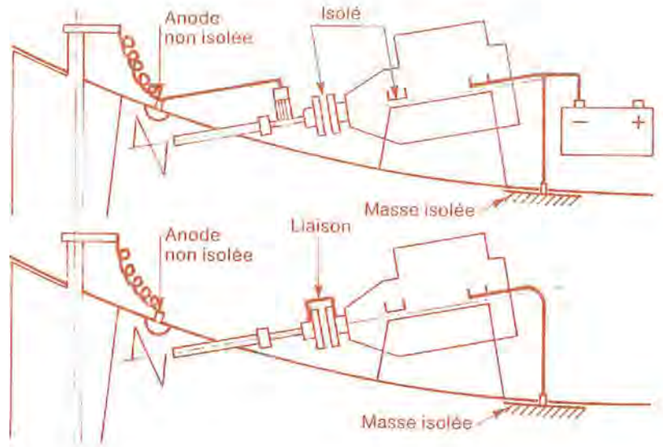


Fig. V-16. Mise à la masse des éléments liés au moteur dans le cas d'un circuit électrique moteur à un conducteur avec négatif à la masse (en haut) et d'un circuit à deux conducteurs isolés (en bas). Il faut noter que dans les deux cas le moteur lui-même doit être relié à une plaque de masse isolée de la coque pour assurer la mise à la terre du circuit d'alimentation en carburant ; dans le premier cas cette masse est reliée au pôle négatif de la batterie, dans le second elle ne l'est pas.

L'arbre d'hélice peut être relié à la masse du moteur ou isolé et relié par un frotteur à une anode extérieure non isolée comme pour la mèche du safran ; cette solution semble donner de meilleurs résultats pour l'élimination des parasites radioélectriques dus à la rotation de l'arbre.

à la coque se fait par des boulons, des goujons ou un étrier en acier galvanisé noyé dans l'anode et soudés à la coque si celle-ci est en acier.

Toutes les parties à protéger doivent être reliées électriquement (fig. V-16). C'est le cas en particulier pour l'arbre d'hélice et la mèche de safran, isolés la plupart du temps par leurs paliers en caoutchouc ou en plastique. Cette liaison éliminera d'ailleurs bon nombre de parasites radioélectriques.

Pour l'arbre d'hélice il sera souvent nécessaire de prévoir un frotteur relié à la coque entre le presse-étoupe intérieur et le tourteau d'accouplement.

La mèche sera reliée à la coque par un câble électrique souple isolé de 4 mm² de section fixé sur le secteur de commande ou tout autre pièce.

Il est possible également de relier directement le moteur et l'anode ainsi que l'arbre d'hélice et la sortie du réducteur si l'accouplement est élastique et donc isolant. Mais on préfère généralement, surtout pour des coques en alliage léger, que le moteur soit isolé et que tout son équipement électrique se fasse sur deux fils sans retour à la masse, ceci afin d'éviter tout risque d'allocorrosion.

Malheureusement tous les fabricants de moteur ne proposent pas cette solution soit d'origine (comme Perkins), soit à l'aide d'un kit de modifications (comme Volvo). Dans ce cas le moteur sera néanmoins isolé de la coque par ses silent blocs et l'accouplement élastique de l'arbre d'hélice (vérifier leur rigidité diélectrique), et sa masse sera reliée au pôle négatif de la batterie.

Le nombre, la surface et la disposition des anodes dépendent de la surface mouillée de la coque et des autres pièces à protéger, hélices, safran, etc. Leur volume sera en rapport avec la durée de vie que l'on en attend. On peut cependant partir des bases approximatives suivantes pour des anodes en zinc sur une coque peinte :

Surface en mm² par m² de surface mouillée		Épaisseur en mm par mois de protection
Acier peint	1 500	2
Alliage léger	5 000	1

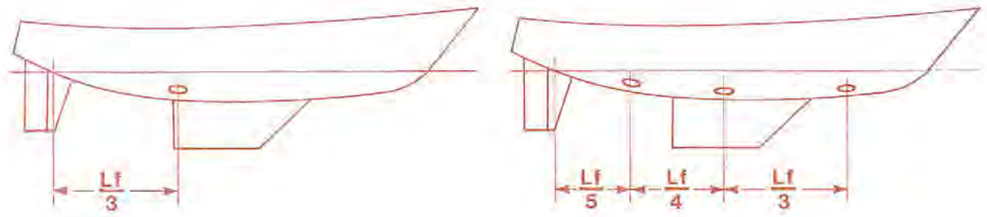


Fig. V-17. Exemple de disposition d'anodes sur le fond d'une coque en acier.

Ceci ne comprend pas les anodes spécifiques de l'hélice et du safran s'il est séparé de la quille. La figure V-17 donne un exemple de disposition recommandée par un fabricant, on se référera de toute façon à leurs recommandations.

Sur une coque en acier les anodes sont en zinc mais sur une coque en alliage léger, pour obtenir une différence de potentiel aussi élevée que possible, on peut utiliser des anodes en magnésium. Cependant leur prix est beaucoup plus élevé et leur efficacité mise en doute par certains.

Pour une raison inconnue il s'avère qu'en pratique peu de bateaux en alliage léger sont pourvus d'anodes, ils en ont pourtant plus besoin que ceux en acier. Si il est vrai que les précautions prises à la construction sont souvent plus grandes (ce qui peut justifier une protection plus limitée en navigation), au mouillage et surtout au port, les causes extérieures de corrosion pouvant être nombreuses, il sera alors nécessaire d'installer des anodes pendantes autour de la coque. Il s'agit de cylindres en alliage spécial aluminium-magnésium, moulés sur un câble métallique. Celui-ci est relié à la coque au niveau du pavois, soit par une cosse vissée, soit par une pince crocodile, sur une surface de métal **non protégée** par peinture ou anodisation et prévue à cet effet à l'extérieur de la coque, pour éviter tout frottement qui conduirait à la création d'un contact intempestif entre le câble et le bordé en dehors de la zone *ad hoc*. Une anode pendante accrochée sur un rail de fargue anodisé ou un pavois peint ne sert strictement à rien. On en dispose une de chaque bord si la longueur hors-tout est inférieure à 10 m, deux si elle est supérieure. Lorsque le bateau est muni d'une hélice, les anodes les plus en arrière sont placées à 50 cm en avant de celle-ci. Autre avantage du système, il permet un contrôle permanent de l'usure des anodes.

D'autres types d'anodes sont utilisés pour assurer la protection des hélices et de leur arbre lorsque ceux-ci sont d'un métal différent, par exemple hélice en bronze et arbre en acier inoxydable, et cela quel que soit le matériau de la coque. Il s'agit alors de bagues, de rondelles ou d'olives fendues, fixées à hauteur du moyeu de l'hélice ou directement sur l'arbre.

Faut-il rappeler que pour qu'une anode puisse remplir son rôle il ne faut surtout pas qu'elle soit peinte ?

Dernier point, une anode ne doit pas être utilisée comme mise à la masse pour les appareils électroniques ou les parafoudres. Il existe pour cela des plaques de masse spécifiques dont le montage est totalement différent puisque complètement isolé de la coque. Nous en reparlerons dans le chapitre sur l'installation électrique.

Un dernier moyen de protection cathodique utilisé pour l'acier consiste à enrober entièrement la coque ou la pièce à protéger dans un revêtement métallique électronégatif, généralement du zinc.

Pour les pièces assez petites pour pouvoir être placées dans une cuve, on procède à un dépôt de zinc par galvanisation électrolytique ou dans un bain de métal fondu. La première méthode ne satisfait pas aux exigences d'une utilisation marine en raison de la trop faible épaisseur et de la porosité de la couche déposée. Seule la galvanisation à chaud convient, à condition que l'épaisseur de zinc, qui dépend de la température du bain et de la durée de l'immersion, soit suffisante. On considère généralement qu'il faut une épaisseur de 120 microns soit 10 g/dm² pour obtenir une bonne protection en atmosphère marine. Les normes NF A 91-121 et 122 définissent les propriétés mécaniques, les méthodes d'essais, les spécifications du revêtement et fournissent d'utiles

recommandations pour la conception des pièces à galvaniser.

Lorsqu'il n'est pas possible, en raison de leurs dimensions, de galvaniser les pièces par trempage, comme c'est le cas pour une coque, il est possible d'effectuer une métallisation au pistolet ou « shoopage ». Le métal en fusion est projeté sur la tôle immédiatement après son sablage. Les propriétés caractéristiques et les méthodes d'essais de ces revêtements sont définies par la norme NF A 91-201. Un revêtement de coque doit avoir une épaisseur de 200 microns pour présenter une bonne cohésion.

Ce type de revêtement qui s'était bien développé en Hollande dans les années soixante a été progressivement abandonné au bénéfice des peintures riches en zinc, plus souples d'emploi et moins onéreuses.

Les revêtements en zinc ne tolèrent pas toutes les peintures. Les peintures à l'huile en particulier se délitent assez rapidement sous l'effet de la réaction anodique qui se produit à la surface du zinc. La ligne de peinture utilisée doit donc être compatible avec ce revêtement.

La *Convention Interprofessionnelle de Garantie* – CIG du 14 juin 1968 – établie par le **Syndicat National du Revêtement et du Traitement des Métaux,** 16, avenue Hoche, 75008 Paris, et par l'**Office National d'Homologation des Garanties des Peintures Industrielles,** 29, rue François 1er, 75008 Paris, définit les conditions de compatibilité des peintures et du revêtement. Par ailleurs on pourra se renseigner sur les applications du zinc dans la lutte contre la corrosion auprès du **Centre Technique du Zinc,** 34, rue Collange, 92307 Levallois.

V-II – 3.5.2. Protection par peinture

La protection des coques métalliques s'effectue aujourd'hui par des lignes de peinture adaptées au métal et à son environnement. Ces peintures assurent une double protection cathodique et par isolement. Il est indispensable de choisir la ligne de peinture complète d'un fabricant, adaptée au métal à protéger. Sur ce point il sera nécessaire de connaître les habitudes du chantier, mais il sera également très important de contrôler la bonne exécution des différentes phases car trop de constructeurs prennent la peinture pour une simple décoration et n'appliquent pas strictement les prescriptions des fabricants. Or ce sont les premiers traitements de la coque qui la garantissent pour toute sa vie, faute de quoi la moindre cloque sera source d'aération différentielle et de corrosion que l'on découvrira souvent trop tard. Et il sera toujours plus onéreux de repartir à zéro sur une coque déjà peinte que de faire le traitement correct en atelier, lors de la construction. Il est enfin une autre raison qui impose cette dernière solution : la nécessité de procéder aux opérations de traitement de la coque après que toutes les soudures soient terminées et que tous les trous de fixation des éléments rapportés aient été percés, à l'intérieur comme à l'extérieur, qu'il s'agisse des emménagements, de l'accastillage, etc., mais avant leur pose. C'est la seule garantie d'une protection totale du métal de la coque. Ces remarques sont valables aussi bien pour l'acier que pour l'alliage léger.

Pour ce dernier on a considéré pendant longtemps, sous l'influence des fabricants d'alliage qui voulaient ainsi démontrer l'inoxydabilité de leurs produits, qu'une peinture n'était absolument pas nécessaire pour sa protection. On est revenu aujourd'hui sur cette opinion et, si l'on voit encore parfois des coques non peintes dans les hauts, elles le sont toujours sous la flottaison. Personnellement je trouve cela particulièrement laid et donne à ces coques, surtout lorsqu'elles sont à bouchains vifs, un aspect « industriel » qui est loin de l'idée que je me fais de la plaisance.

D'autant plus que si l'on accepte le principe de cette autoprotection du métal il ne faut surtout pas enlever la couche qui se forme et qui devient vite d'un gris sale, macule tout ce qu'elle touche et, en s'abrasant sous le frottement des pare-battage, montre des marbrures inesthétiques. Enfin, si l'on désire que la surface présente un aspect uniforme, celle-ci doit être poncée en atelier pour effacer toutes les traces de meulage, soudure, etc., ce qui en fin de compte revient presque aussi cher. Il est donc bien préférable de peindre entièrement une coque en alliage léger.

Toute peinture sur quelque matériau que ce soit implique que la surface soit d'une part, propre, dégraissée et débarrassée de toute impureté ou trace d'oxydation, d'autre part, qu'elle présente un aspect mécanique de surface facilitant l'accrochage des peintures.

Pour l'alliage léger on peut procéder à un ponçage mécanique suivi d'un dégraissage et d'un décapage chimique ou dérochage. Les produits recommandés sont indiqués par les fabricants

d'alliage. Mais il est certainement préférable, comme le recommande Méta, de remplacer le ponçage par un sablage fin. J'avais personnellement utilisé cette méthode il y a fort longtemps pour des pièces d'accastillage avec un très bon accrochage de la peinture.

Le dérochage est toujours suivi d'un rinçage abondant à l'eau douce pour éliminer les produits de la réaction. Veiller à ce que le rinçage soit effectué sous pression et qu'un délai aussi réduit que possible sépare le séchage de la première couche de protection.

Cette première couche est un primer ayant une action chimique sur le métal par phosphatation, chromisation ou autre. Elle le protège et assure l'accrochage chimique des peintures proprement dites.

Le primer comme les couches suivantes peut être à base de caoutchouc chloré ou de résines vinylique, acrylique, époxydique ou polyuréthanne, cette dernière étant plutôt réservée aux laques de finition. Les peintures à l'huile ne sont plus utilisées en marine sauf en association avec des résines alkydes, mais n'ont de toute façon ni la même résistance ni la même imperméabilité qu'une polyuréthanne par exemple. Pour la peinture intérieure des fonds on utilisera de préférence un époxy-brai qui assure une excellente protection et, par son épaisseur, permet d'arrondir nombre de rugosités et d'accidents de surface qui pourraient retenir poussière et humidité.

Pour l'acier, les différentes phases du travail de peinture et les produits utilisés sont sensiblement les mêmes si ce n'est que le sablage est impératif car il est le seul capable d'assurer à la fois l'élimination de la rouille et surtout de la calamine et de donner un état de surface correct.

La propreté du décapage est définie par les normes de l'**Office National d'Homologation des Garanties des Peintures Industrielles.** Trois degrés sont retenus :
D 1 : Nettoyage par décapage ;
D 52 : Décapage soigné ;
D 53 : Décapage à blanc.

On se réfère parfois aussi à la norme suédoise SIS 05 5900 avec les qualités SA 2, 2,5 ou 3.

L'état géométrique (la rugosité) de la surface est défini dans la norme NF E 05-051, mais on s'y réfère rarement, l'état obtenu par le sablage étant considéré comme satisfaisant.

Les primers sont soit des peintures phosphatantes ou chromisantes soit des peintures inorganiques très riches en zinc silicaté. Les couches suivantes sont les mêmes que pour l'alliage léger.

Les conditions d'application des traitements et des peintures sont très importantes pour la garantie du résultat, surtout si le même chantier construit à la fois des coques en acier et en alliage léger. Tout risque de contamination doit être évité ne serait-ce que par les projections de métal résultant d'un meulage. Le sablage doit autant que possible s'effectuer à l'intérieur (ce qui interdit l'usage des sables de silice) de façon qu'il ne se forme pas de condensation lorsque la coque rentre dans la cabine de peinture. Celle-ci doit être isolée du reste de l'atelier pour éviter toute inclusion de poussière métallique et maintenue dans des conditions climatiques adaptées au type de peinture utilisé. L'idéal est une température comprise entre 18° et 20° C et un degré hygrométrique inférieur à 75 %, tout au moins pour les peintures à base de résine de synthèse, les autres sont plus tolérantes mais le chantier devra suivre scrupuleusement les prescriptions du fabricant.

Les antifoulings à base de composés métalliques positifs tels que cuivre, étain ou mercure, sont bien sûr interdits.

Une peinture au bronze sur un lest en fonte m'a valu de gratter et de réenduire celui-ci chaque année jusqu'à ce que je me décide à le meuler entièrement et à repartir à zéro. Certains composés métalliques comme l'étain et le mercure sont d'ailleurs désormais interdits par la loi pour des raisons de pollution. Les principaux fabricants de peintures proposent des produits de remplacement.

V-II – 3.5.3. Protection des pièces autres que la coque

Les pièces d'accastillage doivent, comme les coques, recevoir un traitement de protection adapté à la nature des métaux dans lesquels elles sont fabriquées.

Pour les pièces en acier inoxydable le traitement consiste avant tout en un décapage suivi d'un polissage aussi soigneux que possible et une passivation.

Le décapage doit éliminer toute inclusion métallique, autre que le métal de base, résultant des opérations d'usinage ou de soudage.

La passivation réside dans la formation d'oxyde du métal ou de l'un des composants d'un alliage (aluminium et magnésium pour l'alliage léger, chrome pour l'acier inoxydable). Dans des conditions normales elle s'effectue naturellement au contact de l'air. Elle peut être accélérée ou provoquée par un traitement chimique, mais elle peut être empêchée par des phénomènes chimiques ou mécaniques. C'est ainsi que des arbres d'hélices en acier inoxydable peuvent se corroder à l'intérieur des paliers où le frottement élimine systématiquement toute formation de la couche passive dès que l'hélice tourne.

Certaines adjonctions à l'alliage de base, comme le molybdène pour l'acier inoxydable par exemple, assurent une accélération ou une protection de la passivation.

On n'insiste jamais assez sur l'importance du polissage qui doit éliminer toute piqûre ou rayure qui pourrait perturber la couche passive et constituer l'amorce d'une corrosion par piqûre. L'outillage utilisé pour ce polissage doit être strictement réservé à ce métal et ne comporter aucun élément en métal électropositif, pas de brosse métallique en fer, par contre on peut utiliser des brosses en alliage cuivreux.

Pour les pièces en acier non allié la galvanisation reste la protection la plus sûre, complétée éventuellement par une peinture adaptée, à condition que l'épaisseur et la tenue de la couche soient garanties.

L'alliage léger est pratiquement toujours protégé par une oxydation anodique, ou anodisation, qui consiste à transformer la couche superficielle du métal en alumine par un traitement électrochimique. La qualité de la protection dépend principalement de l'épaisseur de la couche d'alumine mais aussi du colmatage qui consiste à « bouche-porer » la structure poreuse de celle-ci par sa transformation en monohydrate d'alumine dans un bain d'eau bouillante. Une bonne oxydation anodique doit avoir une épaisseur d'au moins 20 μ et le rinçage après traitement et le colmatage seront effectués avec de l'eau déminéralisée afin d'éliminer toute inclusion d'acide ou de base dans la couche poreuse. Au cours de ces opérations on procède à la coloration du métal tandis que son aspect de surface, du mat au brillant, est obtenu par des moyens mécaniques ou chimiques précédant l'anodisation.

V-II – 4. ISOLATION THERMIQUE ET ACOUSTIQUE

Le métal étant un bien meilleur conducteur de la chaleur et du bruit que le bois ou le plastique armé, une coque réalisée dans ce matériau demandera, pour être confortable, une isolation thermique et phonique.

Si la nécessité de cette dernière se conçoit aisément, la première est surtout importante en raison de son effet secondaire : la condensation. Celle-ci se produit à partir du moment où de l'air chaud et humide se trouve au contact d'une paroi froide, cas qui se présente soit de façon continue si l'air extérieur reste plus froid que celui stagnant à l'intérieur du bateau, soit, plus généralement, en fin de nuit lorsque l'air extérieur atteint sa température la plus basse alors qu'à l'intérieur il a peu varié et surtout qu'il s'est chargé de la vapeur d'eau dégagée par les dormeurs (un dormeur expluse environ 0,4 litre d'eau par heure). Comme il ne sera pas possible d'assurer une isolation absolue du bordé, c'est ce second cas qui sera le plus courant.

Pour isoler réellement un bordé il faudrait que le matériau isolant lui soit intimement lié, soit par application directe, soit par collage. Dans ces conditions seulement la variation de température pourra s'effectuer progressivement à travers le matériau composite constitué par le métal et l'isolant. Ce n'est également que par cette continuité que pourra être modifiée la réponse aux vibrations de la tôle du bordé.

Bien sûr, ces deux solutions idéales existent, il est possible de projeter sur le bordé une mousse de polyuréthanne comme cela a été fait par exemple sur le *Pen Duick VI ;* sur un bordé développable on peut également coller des plaques de mousse ajustées entre lisses et membrures. Mais ces solutions comportent un risque énorme, celui de laisser quelques fissures, quelques poches d'air dans lesquelles l'humidité ne manquera pas de se glisser offrant à la corrosion par aération différentielle un milieu on ne peut plus propice. Il est impossible d'assurer que l'étanchéité entre la tôle et l'isolant sera égale à 100 %. D'autre part, un tel procédé transgresse la règle d'or selon laquelle pas un centimètre carré de bordé ne doit rester invisible.

Dès l'instant où il n'est pas possible d'assurer cette liaison intime **et** totale, l'isolation ne peut être garantie que partiellement et il est alors absolument indifférent que la lame d'air qui séparera le bordé de l'isolant soit de quelques dixièmes ou de quelques millimètres et il sera préférable de prendre suffisamment de marge pour être absolument certain qu'il n'y aura entre eux aucun contact.

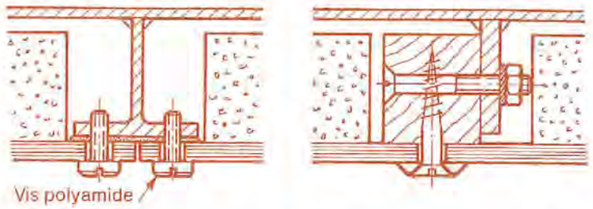


Fig. V-18. Exemples de montage de vaigrages ; il faut toujours leur laisser une possibilité de jeu.

Bien sûr, il se produira une condensation sur la tôle mais celle-ci ne sera pas gênante pour les occupants si elle est convenablement canalisée vers les fonds ou des gouttières appropriées. Quant aux vibrations, leur caractère ne sera pas modifié mais les mouvements de la lame d'air qu'elles engendrent seront atténués, voire absorbés, par l'isolant.

Cet isolant sera constitué à peu près uniquement de mousse synthétique à cellules fermées en PVC ou polyuréthanne. La mousse de polystyrène, surtout si elle est constituée de billes agglomérées, doit être rejetée car elle se délite et absorbe facilement l'humidité. On évitera également les mousses de polyuréthanne utilisant le CO^2 comme agent moussant car leur reprise d'humidité est plus élevée que chez celles utilisant des gaz non avides d'eau comme le fréon.

Les plaques de mousse, dont l'épaisseur sera fonction de l'espace laissé libre par la structure, seront collées sur les panneaux de vaigrage fixés à celle-ci et peints afin de sceller leur surface et d'éviter ainsi qu'elles se délitent et qu'elles absorbent de l'humidité.

Colle et peinture doivent être adaptées à la nature de la mousse pour éviter toute réaction inopportune.

Les panneaux de vaigrage eux-mêmes, généralement en contre-plaqué, seront fixés aux membrures par des attaches non métalliques. Il est indispensable en effet d'éviter la formation d'un pont thermique, comme le ferait une vis métallique par exemple, sur laquelle la condensation se formerait. On pourra utiliser des vis en polyamide, des clips comme en automobile ou même de la bande Velcro ainsi que le fait le chantier ACGB, ou à la rigueur des tasseaux de bois, boulonnés sur les éléments de structure métallique, sur lesquels sont vissés les panneaux. Il est important que la fixation des panneaux de vaigrage laisse à ceux-ci une certaine liberté de jeu pour se prêter aux déformations de la carène (fig. V-18).

Ne seront vaigrées que les surfaces situées au-dessus de la flottaison ; l'eau constitue un volant thermique qui atténue considérablement les variations de température dans la cale.

Nous reviendrons dans le chapitre sur la motorisation à l'isolation du compartiment moteur qui revêt un aspect tout à fait différent et commun à tous les matériaux de construction.

V-III LES PLASTIQUES ARMÉS

On entend par plastiques armés tous les matériaux composites constitués d'une matrice de résine synthétique enrobant des fibres résistantes. Les résines comme les fibres peuvent être extrêmement diverses mais nous insisterons plus particulièrement sur le couple le plus répandu dans la construction de plaisance « commerciale », la résine polyester et la fibre de verre moulées selon le procédé « au contact », réservant un paragraphe séparé aux produits dits « exotiques » qui, pour l'instant tout au moins, ne concernent que des constructions hors série.

V-III – 1. LE STRATIFIÉ

Le stratifié tient son nom des strates que représentent les différentes couches de renfort noyées dans la matrice. Si sa réalisation relève essentiellement de la responsabilité du constructeur, l'architecte doit connaître les contraintes auxquelles celui-ci doit faire face et surtout il doit définir les spécifications dont dépendent les caractéristiques mécaniques du produit fini. Pour cela nous allons procéder à un survol des deux composants : la résine et les renforts.

V-III – 1.1. La résine

Les résines utilisées dans la stratification manuelle sont des polyesters d'acides insaturés constitués de deux produits : des chaînes à double liaison de polyesters et un monomère, le styrène, la réaction de l'un sur l'autre provoquant le durcissement ou polymérisation de l'ensemble par association des doubles liaisons du polyester et du monomère.

Cette réaction s'effectue spontanément mais à une vitesse très lente de l'ordre de six mois à un an, à moins que des facteurs extérieurs ne viennent en modifier le déroulement. Certains, comme la chaleur ou la lumière favorisent le durcissement, d'autres, comme l'humidité, peuvent l'empêcher.

Parmi ces inhibiteurs il en est un qui est particulièrement gênant dans notre cas, le phénol qui est utilisé dans les colles de contre-plaqué. Si une partie de la colle a migré à travers les plis extérieurs trop fins ou poreux, l'accrochage du stratifié sera mauvais. Des traitements adaptés doivent donc être appliqués sur le contre-plaqué avant d'appliquer la résine.

Un autre inhibiteur que l'on peut rencontrer, en particulier dans l'outillage utilisé, est le cuivre.

Pour favoriser la réaction on introduit dans le mélange un catalyseur (ou durcisseur) qui ramène la durée de durcissement à quelques heures. Mais ceci étant encore trop long, un accélérateur (ou promoteur), qui seul n'aurait aucun effet sur le produit de base, provoque le déclenchement rapide du processus, la réaction de l'accélérateur sur le catalyseur entraînant un dégagement de chaleur important qui favorise le durcissement.

La mise en présence directe du catalyseur et de l'accélérateur peut d'ailleurs conduire à une réaction extrêmement violente, voire explosive.

Les catalyseurs les plus courants sont des péroxydes (de méthylethylcétone, de cyclohexanone, de lauryle) et les accélérateurs des amines (diméthylaniline) ou des siccatifs (octoate de cobalt).

Le produit liquide livré au constructeur par les fabricants de résines comprend la résine, le monomère et souvent l'accélérateur, ainsi qu'un inhibiteur destiné à éviter une réaction spontanée en cours de transport ou de stockage. La viscosité du produit est fonction du type de résine et de la proportion de monomère utilisé comme solvant.

Les résines sont souvent classées par les fabricants en rigides, semi-rigides et souples dont la réactivité va en décroissant. Pour la stratification des coques de bateaux on utilise généralement des formules semi-rigides ou des mélanges rigides et semi-rigides.

L'augmentation de la proportion de monomère, si elle réduit la viscosité, rend la résine plus rigide, donc plus cassante et augmente le retrait qui se produit au cours du durcissement. Une faible viscosité n'est d'ailleurs pas forcément la garantie d'une meilleure imprégnation des renforts. En

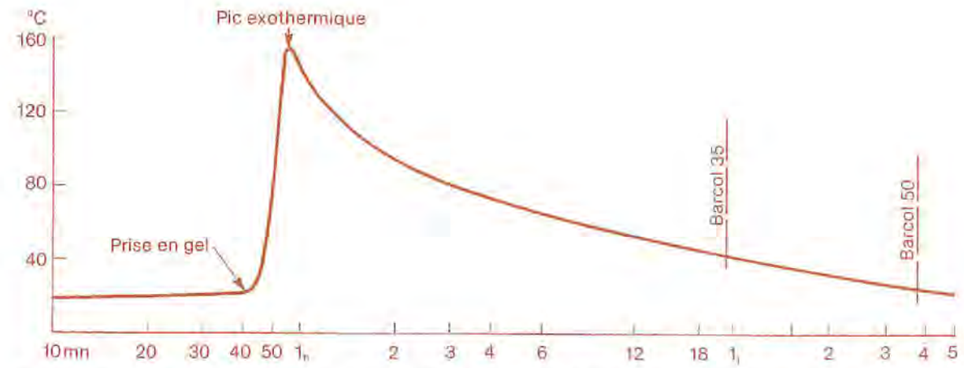


Fig. V-19. Courbe de température d'un stratifié au cours de la polymérisation de sa résine ; au bout d'une journée la dureté (Barcol 35) permet le démoulage, mais la dureté 50 n'est atteinte qu'au bout de quatre jours et la polymérisation n'est pas encore achevée ; même lorsque la température aura atteint l'ambiante, le stratifié continuera à durcir pendant plusieurs mois.

revanche elle est presque toujours la cause de la persistance à long terme de l'odeur très désagréable à l'intérieur des coques, le styrène en excès diffusant progressivement à travers le stratifié, et d'une certaine porosité.

Dès que tous les ingrédients sont mis en présence, la réaction débute et l'on constate une élévation progressive de la température, jusqu'à 50° C environ, durant quelques minutes au cours desquelles la résine reste liquide et peut être travaillée. Au bout d'un temps de l'ordre de 5 à 10 minutes la résine prend en un gel analogue à la gélatine du charcutier et sa température s'élève rapidement jusqu'à un pic exothermique qui se situe vers 200° C (fig. V-19).

A partir du moment où la résine est en gel, il n'est plus possible de la travailler sous peine de rompre les liaisons intermoléculaires qui se forment et de détruire les caractéristiques mécaniques du produit final.

La température retombe ensuite progressivement mais la polymérisation complète de la résine n'est pas terminée pour autant. Celle-ci suit une courbe asymptotique et l'on ne peut la considérer comme pratiquement achevée que plusieurs mois après la mise en œuvre. Néanmoins, au bout d'une quinzaine de jours, la coque a acquis une part suffisamment importante de ses caractéristiques mécaniques pour pouvoir être utilisée. Par contre une coque sortant de démoulage doit être manipulée avec précaution et placée dans un conformateur pour la suite des opérations, faute de quoi les déformations qui en résulteraient rendraient extrêmement aléatoire l'ajustage des autres éléments, emménagements, pont et superstructures.

La forme de la courbe donnée en exemple, qui correspond à une résine pure, sera modifiée par l'importance de sa masse, les charges et les renforts qui y seront inclus.

Pour une température, un degré hygrométrique et une épaisseur de stratifié donnés, le temps de gel et le profil de la courbe exothermique peuvent être adaptés en modifiant les proportions et le type du catalyseur et de l'accélérateur utilisés. Dans un chantier sérieux ces paramètres sont soigneusement contrôlés et enregistrés afin d'assurer la constance de la qualité et les adaptations sont effectuées plus souvent en fonction des impératifs de temps de fabrication qu'à cause des variations des facteurs extérieurs qui sont maintenus à leur valeur optimum.

Il y a cependant toujours un grand risque à accélérer trop le temps de polymérisation, car on augmente alors le retrait et les tensions dans le stratifié.

Il est possible également de contrôler le cycle de polymérisation en modifiant la température extérieure au cours de celle-ci, soit pour accélérer certaines étapes de la fabrication (polymérisation du gel-coat par exemple), soit pour mener le durcissement plus loin dans un temps plus court.

Ce processus n'est pratiquement plus utilisé pour la stratification des coques commerciales en raison des installations et des manutentions supplémentaires qu'il requiert. En revanche on utilise des étuves à cycle thermique contrôlé très précisément pour la polymérisation de stratifiés spéciaux utilisant des renforts pré-imprégnés de résine, pour la réalisation d'éléments ou même de coques à hautes performances mécaniques.

TABLEAU V-VI
ÉCHELLE DES CARACTÉRISTIQUES DES RÉSINES POLYESTERS PURES DURCIES

Densité	1,10 – 1,46
Dureté Barcol	40 – 55
R_t daN/mm²	4 – 9
E_t daN/mm²	200 – 450
R_c daN/mm²	9 – 25
Allongement à la rupture %	≈ 2,4
Retrait %	7 – 8,5
Absorption d'eau %	0,15 – 0,60

Parmi les meilleurs documents sur les résines et la stratification que l'on puisse trouver il faut citer le *Polyester handbook* du fabricant britannique Scott Bader Sturge, 65, rue Sully – 80000 AMIENS

Deux familles de polyesters sont utilisées en construction de plaisance, les polyesters orthophtaliques et isophtaliques. Les premiers sont un peu moins chers mais de qualité inférieure tant sur le plan des caractéristiques mécaniques que sur celui de la résilience et surtout de la tenue en milieu acqueux. Les polyesters isophtaliques sont d'ailleurs les seuls qui doivent être utilisés dans la fabrication de la couche extérieure de résine colorée et protectrice, le gel-coat. Encore faut-il distinguer différents types de résines isophtaliques, certaines n'atteignant même pas les caractéristiques des meilleures résines orthophtaliques. Il semble qu'actuellement les meilleurs résultats sont obtenus avec des résines à base de neopentyl glycol (NPG).

Notons enfin qu'il existe des résines polyesters spécifiques de certaines caractéristiques, résistance au feu, compatibilité avec l'eau potable et les produits alimentaires, ou de certains usages, collage ou coulée (résines à l'eau pour blocage de lest ou remplissage de cavités).

V-III – 1.1.1. Les adjuvants des résines

Les résines pures sont additionnées d'un certain nombre de produits destinés à en modifier les caractéristiques physiques (viscosité, retrait, résistance à l'abrasion) ou chimiques (résistance à certains agents) ou tout simplement pour des raisons économiques.

La charge la plus couramment utilisée est la silice coloïdale, ou gel de silice, destinée à rendre la résine thixotrope, c'est-à-dire à l'empêcher de couler trop facilement sur des parois verticales.

Dans ce cas la proportion ne dépasse pas 1 à 2 %.

Les charges utilisées pour allonger la résine sont en général du kaolin ou du talc. A une époque, certains constructeurs n'hésitaient pas à mettre jusqu'à 50 % p.p. de ces charges. Aujourd'hui heureusement on en est revenu à des proportions plus sages. Car, si certaines charges améliorent certaines qualités des résines, il existe des proportions optimums, indiquées par les fabricants, dont il ne faut pas s'écarter.

D'autres charges permettent d'alléger la résine pour effectuer des remplissages, réaliser des congés, etc. On dispose ainsi, par ordre croissant de densité, de microfibres de pulpe de bois (d = 0,13 à 0,19), de microsphères inorganiques (d = 0,175) qui toutes deux peuvent être introduites dans la résine jusqu'à saturation, et de microballons de résine phénolique (d = 0,25) qui sont utilisés dans la proportion de 10 à 20 % p.p.

Parmi les charges il faut citer les pigments utilisés dans la coloration des gel-coats. En dehors de leurs qualités propres de coloration, d'opacité et de résistance à la lumière et aux agents atmosphériques, ils doivent être compatibles avec les constituants de la résine et résister à la chaleur de la polymérisation.

La plupart des pigments sont d'origine minérale et certains, comme l'oxyde de chrome, de couleur verte, apportent une dureté supplémentaire à la surface qui les fait parfois utiliser pour les moules de fabrication.

Le prix des pigments est extrêmement variable selon leur origine et peut, dans les rouges par exemple, atteindre des écarts de 1 à 10. Il est bien évident que cette différence se retrouvera dans la tenue à la lumière en particulier. Les blancs, les noirs et les bruns ont une meilleure tenue que les jaunes, certains rouges, les verts et leurs mélanges.

La proportion de pigment dans un gel-coat ne dépasse que rarement 5 % p.p. Les constructeurs ne colorent plus eux-mêmes la résine mais utilisent des gel-coats tout préparés.

Nous avons dit que l'humidité de l'air était un inhibiteur de la polymérisation. Ceci est un avantage en cours de stratification car elle permet à la résine en place de rester susceptible d'accrocher la couche suivante dans un délai convenable, on dit qu'elle est « amoureuse ». En revanche lorsque l'on arrive à la dernière couche il est nécessaire d'isoler celle-ci de l'air ambiant pour assurer sa parfaite polymérisation. Ce rôle d'isolant est assuré par de la paraffine utilisée soit en adjuvant de la dernière couche de résine, soit dans un gel-coat de finition.

La présence de cette paraffine nécessitera un ponçage à cœur lorsque l'on devra procéder à des reprises de stratification, pour des collages par exemple.

TABLEAU V-VII
ÉVOLUTION DES CARACTÉRISTIQUES MÉCANIQUES DES RÉSINES POLYESTERS ORTHOPHTALIQUES ET ISOPHTALIQUES EN IMMERSION

daN/mm²	ORTHOPHTALIQUES			ISOPHTALIQUES		
	Témoin	100 jours	4 ans	Témoin	100 jours	4 ans
R_t	20,9	17,5	12,6	20,3	18,1	16,2
E_t	1 300	1 240	1 100	1 370	1 290	1 190
R_f	28,1	24,5	14,1	27,8	25,4	19
E_f	990	950	800	990	930	820

V-III – 1.2. Les renforts

Le renfort le plus couramment utilisé dans le stratifié des voiliers de plaisance est la fibre de verre. Ce verre est un borosilicate de densité 2,54 dit de type E, ou « électrique », dont les matières premières, classiques en verrerie, sont le sable (silice), le kaolin, la dolomie (calcaire) auxquels est ajouté un fondant, la colémanite provenant exclusivement de Turquie.

La « composition » ainsi obtenue grâce à un dosage précis est enfournée en continu dans un compartiment de fusion, homogénéisée puis affinée avant que la pâte ainsi élaborée soit débitée et formée en billes parfaitement régulières.

Ces billes sont soumises à une recuisson destinées à en éliminer les contraintes internes avant de les faire fondre dans un four-filière à induction. Le verre en fusion s'écoule par les trous d'une filière en alliage de platine à la sortie de laquelle il est étiré à très grande vitesse (55 à 60 m/sec) par enroulement sur une broche.

Sur le trajet entre la filière et la broche les filaments reçoivent un ensimage qui a diverses fonctions :

– agglomérer entre eux les filaments d'un même fil ;
– les revêtir d'une pellicule lubrifiante pour les opérations de tissage ultérieures ;
– favoriser leur liaison avec la matrice.

Le diamètre des filaments, de 5 à 13 microns, dépend de celui des trous de la filière et de la vitesse d'étirage. Le fil sans torsion ainsi obtenu est la silionne, base de tous les renforts qui seront utilisés en construction de plaisance.

Les caractéristiques mécaniques du filament unitaire varient entre son état vierge et après vieillissement. La résistance à la rupture passe ainsi de 340 à 250 daN/mm², pour un allongement de 5 à 3,5 % environ donnant un module d'élasticité de 7 000 daN/mm².

Il existe un autre procédé d'élaboration qui donne un fil constitué de filaments non plus continus mais rompus sous l'action d'un jet d'air chassant le verre fondu à travers la filière. Le fil pelucheux obtenu, la verranne, n'est que rarement utilisé aujourd'hui si ce n'est comme bourrage pour faire des congés dans les angles concaves.

La grosseur d'un fil est définie par deux unités, le décitex (poids en grammes de 10 000 m de fil) ou le denier (poids en grammes de 9 000 m). Un fil de 10 000 m pesant 140 g aura un « titre » de 140 dtex ou 126 deniers.

La résistance du fil, qui définira celle du renfort final, et sa souplesse varient en fonction de la finesse du filament de base. Plus celui-ci est fin plus le fil sera résistant et souple.

∅ du filament		5 µ	6-7 µ	9-10 µ	13 µ
Résistance du fil	g/denier	7,7	6,6	6,3	5,2
	daN/mm²	174	152	145	120

D'autre part, plus il est fin meilleure sera sa liaison avec la matrice. Malheureusement il sera plus délicat à tisser.

Le fil de base, coupé en longueurs de 5 cm maximum dispersées et assemblées par un liant, fournit la matière des mats. Les poids des mats couramment employés sont de 300, 450, 600 et, plus rarement 900 g/m². Plus le poids est élevé plus il est raide, difficile à mettre en forme et à imprégner. Les largeurs sont d'environ 1 m ou 2 m.

L'assemblage de plusieurs fils de base ou « bouts », dont la tension est équilibrée par un liant et sans torsion constitue le fil, ou mèche, de roving qui servira soit à la fabrication de tissus du même nom, soit au moulage par projection. Dans ce procédé le fil de roving est coupé dans une sorte de pistolet qui le projette sur le moule en même temps que les deux composants de la résine.

Le fil de roving est réservé à la fabrication des tissus lourds jusqu'à 1 000 g/m² environ.

Pour les tissus légers on utilise plutôt des fils constitués de plusieurs bouts assemblés par torsion et sans liant. Mais ce sont les tissus de roving qui constituent l'essentiel des renforts tissés utilisés.

Les tissus sont ensuite souvent débarrassés des ensimages et lubrifiants divers nécessaires à leur tissage et revêtus d'un nouvel apprêt ou « finish » adapté au type de résine employée pour la stratification.

La qualité de cet apprêt est extrêmement importante pour l'accrochage de la résine et pour la reprise d'humidité éventuelle du stratifié. Il doit être adapté à chaque famille de résine.

La disposition du croisement des fils, ou armure, est extrêmement diverse et permet de faire varier l'équilibre en chaîne (en long) et trame (en

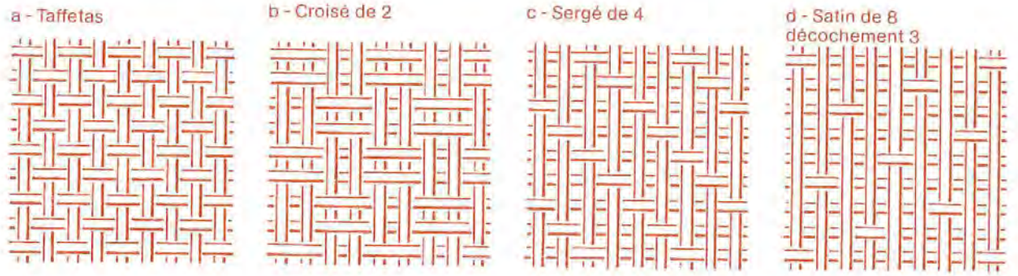


Fig. V-20. Différentes armures de tissus de verre.

travers) ainsi que la déformabilité du tissu, donc la drapabilité dans le moule. Moins les fils se croisent plus le tissu est déformable et plat donc moins il nécessite de résine pour être imprégné. En revanche les fils d'un tissu trop lâche seront difficiles à maintenir bien alignés et risquent de laisser des trous remplis d'une masse de résine, deux points particulièrement néfastes pour la résistance mécanique du stratifié. Le juste compromis dépendra de la surface, des formes à mouler et du soin, donc du temps, que l'on voudra bien consacrer au moulage. A ce sujet il est nécessaire de souligner l'importance du bon alignement des fils du tissu, ceux-ci étant particulièrement libres dans les armures lâches.

L'armure la plus simple est la *toile*, ou *taffetas*, dans laquelle les fils de chaîne et de trame se croisent alternativement (fig. V-20 a). Facile à manipuler, elle ne se déforme pas très aisément et, si elle est tissée serrée, elle peut être difficile à imprégner et nécessiter plus de résine en raison de sa plus forte épaisseur.

Lorsque le croisement s'effectue alternativement sur plus d'un fil on a affaire à un tissu *croisé* de 2, 3 ou plus (fig. V-20 b). Les croisés sont déjà plus déformables et plus plats que les toiles et taffetas.

Viennent ensuite les *sergés* et *satins* où un fil croise successivement un ou plusieurs fils (fig. V 20 c, d). Le « décochement » est le

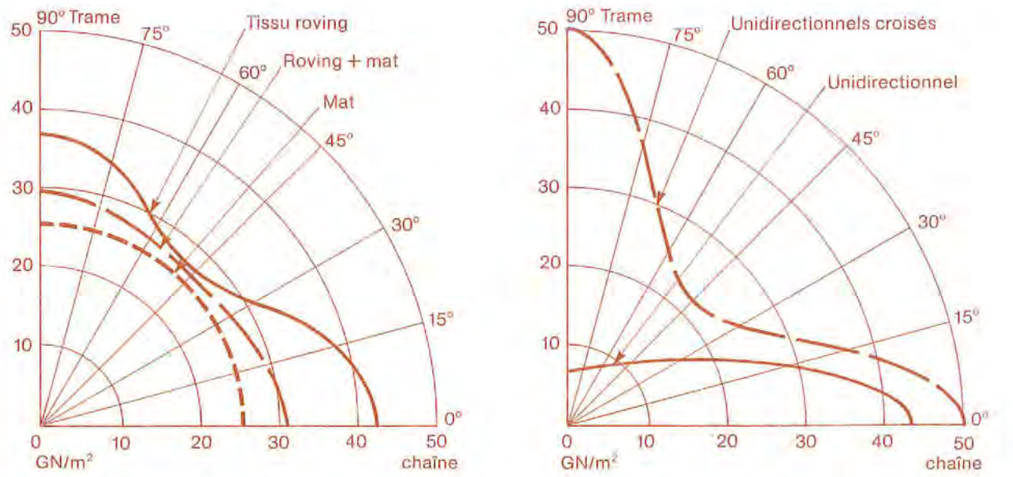


Fig. V-21. Polaires des résistances en traction de stratifiés armés de renforts différents ; à droite un unidirectionnel seul et deux unidirectionnels croisés.

décalage du croisement d'un fil de trame au suivant ; il est de 1 pour les sergés, de plus de 1 pour les satins ; le « flotté » étant la longueur de fil libre. Des deux, les satins sont les plus plats et possèdent donc l'épaisseur la plus faible et la plus grande drapabilité mais, leur tenue étant très lâche, ils sont les plus difficiles à manipuler et offrent le plus de risques de dérangement des fils.

Les poids de tissus les plus utilisés vont de 250 à 900 g/m² environ. On utilise de moins en moins les tissus de 1 000 g/m² et plus. La largeur est d'environ 1 m.

Dans tous ces tissages le rapport des titres entre chaîne et trame est voisin de 1, les caractéristiques du stratifié ainsi renforcé seront sensiblement égales dans les deux directions correspondantes (fig. V-21 a). Dans les tissus *unidirectionnels* les fils de trame, très fins et espacés, parfois même remplacés par un ruban de colle, ne servent qu'à maintenir l'assemblage des fils de chaîne, les caractéristiques du stratifié seront alors maximum dans ce sens et réduites pratiquement à celles de la matrice dans l'autre (fig. V-21 b). Deux épaisseurs d'unidirectionnels croisés auront cependant des caractéristiques supérieures à un tissu équilibré de même poids total au mètre carré, du fait de l'absence de tout croisement. Malheureusement il est très difficile de conserver l'arrangement des fils parfaitement parallèle lors de l'imprégnation et c'est pourquoi ce type de renfort est souvent réservé à des rubans destinés à des renforcements locaux tels que dessus de raidisseurs ou varangues.

Une amélioration au défaut des unidirectionnels est apportée par les tissus *haut module* qui sont constitués par la superposition de deux unidirectionnels disposés à 90° et dont la cohésion est assurée par le croisement des seuls fils fins de liaison. Leur prix et le peu de choix dans les grammages semblent en restreindre l'emploi ce qui est malheureux car ils représentent la meilleure solution pour obtenir à la fois les meilleures caractéristiques mécaniques et la plus grande facilité de mise en œuvre.

Dans le cas où une cohésion transversale du stratifié est spécialement nécessaire en raison de risques de délaminage on utilisera des tissus de roving dont une ou les deux faces comportent des fils tirés formant bouclettes, ce sont les *spun roving*.

On trouve enfin des renforts composites obtenus par l'aiguilletage d'un mat sur un tissu de roving *(Fabmat *)* ou d'unidirectionnel *(Linrovmat *)*, la répartition des poids de chacun étant choisie dans une proportion de 1/3 – 2/3 environ, 300 + 600 g/m² ou 450 + 900 g/m² par exemple. Permettant l'imprégnation de deux renforts en une seule opération, ils ont cependant l'inconvénient d'être difficilement déformables et sont réservés plutôt à des surfaces peu galbées.

Un autre type de renfort à base de fibres est le feutre constitué de fibres polyesters maintenues par un liant soluble dans le styrène et imprégné de microsphères plastiques qui occupent environ 50 % du volume. Fabriqué par Firet ** sous la marque *Coremat* ce feutre existe en cinq épaisseurs de 1 à 5 mm sur une largeur de 1 m environ et permet de réaliser des structures sandwiches minces. Mais, contrairement aux matériaux utilisés habituellement pour l'âme de ceux-ci, il s'imprègne de résine ce qui lui confère une grande résistance au cisaillement.

On peut superposer plusieurs couches de feutre mais la proportion de catalyseur doit être progressivement réduite (jusqu'à 25 % pour une épaisseur de 11 à 15 mm) pour éviter l'élévation trop forte de température lors de cette polymérisation en masse.

Les renforts de mat et de tissus doivent répondre à un certain nombre de normes entrant dans la classification NF B 38-XXX qui ne présentent guère d'intérêt que pour les tisseurs.

Par ailleurs le **Centre de documentation du verre textile et des plastiques renforcés,** 65, rue de Prony – 75854 Paris Cédex 17 est l'organisme auprès duquel on peut obtenir tous renseignements.

On trouvera également une excellente source de renseignements dans les publications de l'**AMAC** (Association pour les MAtériaux Composites), édités par Pluralis, 24, rue Descartes, 75005 Paris, en particulier le *Manuel de calcul des composites verre-résine.*

V-III – 1.3. Constitution du stratifié

Le stratifié monolithique de la majorité des coques de voiliers doit répondre à un certain nombre de critères mécaniques et d'aspect.

* Marque des renforts fabriqués par F.G. Industries en Grande-Bretagne.

** Commercialisé en France par Chomarat, 7, rue Roy – 75008 Paris

TABLEAU V-VIII
CARACTÉRISTIQUES DU FEUTRE COREMAT IMPRÉGNÉ DE RÉSINE POLYESTER

	1 mm	2 mm	3 mm	4 mm	5 mm
Poids à sec g/m²	37-45	71-87	106-128	140-172	160-200
Poids de résine kg/m²	0,6	1,2	1,8	2,4	3
Épaisseur imprégnée	1-1,6	2-2,6	3,1-3,8	4,2-5	5,3-6,1

	daN/mm²									
d	R_t longitudinal	E_t longitudinal	R_t transversal	E_t transversal	R_f	E_f	R_c	E_c	R_G	G
0,64	0,38	59	0,23	35	0,66	79	2,2	40	0,11	6,8

Il doit offrir une résistance à la rupture et au choc et une raideur en rapport avec les contraintes auxquelles il sera soumis ; présenter une bonne cohésion transversale pour éviter les délaminages sous flexion malgré sa structure bidimensionnelle ; absorber le moins possible d'humidité pour éviter de se dégrader par le phénomène plus ou moins improprement appelé « osmose » ; présenter un aspect parfaitement lisse exempt de tout relief des tissus de renfort ; enfin être facile à mettre en œuvre et aussi économique que possible.

Certaines de ces caractéristiques sont obtenues par le choix, la combinaison et la disposition des renforts, d'autres par leur mise en œuvre.

La résistance à la rupture en traction seule est obtenue par la résistance propre du fil dans la direction de l'effort. Elle conduira donc à l'emploi d'unidirectionnels.

La résistance en flexion et la raideur dépendent de l'épaisseur du stratifié et de la résistance en compression de la face de celui-ci située du côté de l'effort et en traction sur la face opposée. Elles nécessitent également une bonne résistance au cisaillement interlaminaire cause de délaminage. L'épaisseur sera obtenue par l'emploi de renforts offrant le maximum d'épaisseur, une fois imprégnés, pour un poids de verre donné, c'est le cas des mats. Ceux-ci résistent également bien à la compression et présentent le maximum de cohésion transversale.

La résistance au choc demande une isotropie aussi bonne que possible du matériau, ici encore c'est le mat qui assurera le mieux cette fonction.

L'absorption d'eau dépend de l'ensimage des fibres de renfort, du choix des résines de gel-coat et d'imprégnation, de leur mise en œuvre et en particulier de l'attention apportée au contrôle de l'humidité dans les ateliers ; la condensation sur un moule ou des renforts froids pénétrant dans un atelier chaud ainsi que l'emploi de gel-coats « maison » à base de résine orthophtalique sont le plus sûr moyen, pour un constructeur, de connaître à plus ou moins brève échéance des problèmes d'osmose.

Si pour une raison accidentelle la barrière du gel-coat venait à être entamée il faut éviter que l'humidité puisse s'infiltrer le long des fibres. Deux éléments peuvent y contribuer : la qualité du traitement d'ensimage de celles-ci et leur longueur, ce dernier point étant réalisé par l'emploi du mat.

L'aspect de surface du stratifié dépendra de celui du moule dont le gel-coat fournira le reflet, des conditions d'application de celui-ci, de son épaisseur, de son degré de polymérisation lors de l'application des premiers renforts, de la composition et de la compatibilité de leur résine d'imprégnation avec celle du gel-coat, enfin du type de renfort utilisé. Ici encore, le mat peut constituer un écran évitant de voir apparaître le dessin des tissus.

Par ailleurs le mat étant gros absorbeur de résine, il donne au stratifié de l'épaisseur donc de la raideur. Tous ces avantages font qu'il constitue un élément important du stratifié à condition d'être utilisé à bon escient.

(suite du texte page 220)

LE CLOQUAGE DES COQUES, PROBLÈME D'OSMOSE ?

Durant les dernières années, un phénomène est apparu qui a fait craindre que la durée de vie des coques en plastique armé pourrait être plus réduite qu'on ne le pensait généralement.

L'émergence d'un nombre significatif de cas de cloquage s'est révélée, essentiellement dans les pays anglo-saxons, dans la première moitié de la décennie soixante-dix pour atteindre des proportions de 1 à 2 % du nombre des unités construites, selon les constructeurs, dix fois plus selon les experts et les chantiers de réparations. Le phénomène était en tout cas suffisamment alarmant pour que des enquêtes et des études soient entreprises par la SBBNF *(Ship and boat builders national federation)* en Grande-Bretagne, par la NMMA *(National marine manufacturers association)* aux États-Unis, ou par l'ICOMIA *(International council of marine industry association)* au niveau international. Aux États-Unis l'étude, effectuée à la demande des US Coast Guards, a reconnu que plus de 5 % des unités construites étaient touchées mais qu'il n'y avait pas d'atteinte à la structure même de la coque.

En France, le problème, en dehors du cas des navires importés, n'a atteint une valeur significative que dans la seconde moitié de la décennie soixante-dix, suivi d'une rémission et d'une réapparition dans les deux ou trois dernières années. Cependant il est loin d'avoir atteint l'ampleur des cas précédents puisqu'une enquête (1985) de la FIN (Fédération des industries nautiques) auprès des constructeurs et des experts, et représentant environ les deux tiers de la production française des cinq dernières années, donne un chiffre compris dans une fourchette de 0,14 à 0,20 % du nombre des unités construites.

Que couvre le phénomène ?

Le cloquage des carènes des coques en stratifié peut revêtir de multiples aspects et être dû à un nombre de causes que l'on ne peut encore évaluer, tant elles sont nombreuses.

En dehors de la dimension, qui peut aller de quelques millimètres à plusieurs centimètres, de leur répartition, homogène ou localisée, de leur forme, qui peut être un des éléments permettant d'en diagnostiquer la cause, les cloques peuvent se situer à trois niveaux de l'épaisseur du bordé.

Entre l'antifouling et le gel-coat, elles relèvent des classiques problèmes de peinture : surface ni sèche ni propre, mauvais mélange des composants, impuretés, solvant trop abondant ou inadapté, compliqués par la répartition spécifique des surfaces et par la présence des sous-couches de primaires nécessaires à l'accrochage des peintures. A ce stade, les cloques ne contiennent en général qu'une eau plus ou moins saumâtre et le remède ne se situe qu'au niveau de l'élimination de la peinture défectueuse par des procédés mécaniques légers (microbillage) et surtout sans décapant, par une reprise éventuelle du gel-coat, et une nouvelle ligne d'opérations de traitement et de peintures avec des produits et dans des conditions adéquates.

Entre le gel-coat et le stratifié proprement dit elles peuvent être dues à des causes multiples liées à la qualité du gel-coat et de sa mise en œuvre : résine de basse qualité, pigments ou adjuvants hydrophiles, proportion de diluant trop importante, microbulles d'air, épaisseur trop faible et irrégulière ou trop forte entraînant des fissurations, application trop rapide du premier mat entraînant une dissolution du gel-coat et son transpercement par les fibres de verre, ou à des traitements inadéquats pour l'accrochage des antifoulings, toutes causes réduisant l'imperméabilité de cette couche de résine qui possède, en plus de sa fonction esthétique, celle d'isoler le stratifié du milieu extérieur.

C'est à ce stade que les phénomènes d'osmose peuvent apparaître.

L'osmose est un phénomène physique dans lequel une solution à forte concentration absorbe, à travers une paroi semi perméable, un solvant (dans notre cas, l'eau) tendant ainsi à égaliser la concentration de la solution de part et d'autre de la paroi. Le volume, et de ce fait la pression, de la solution concentrée augmenteront, cette dernière pouvant atteindre 6 à 7 kg/cm², provoquant la déformation de la paroi.

Mais pour que l'osmose puisse se développer, il faut tout d'abord que la paroi (le gel-coat en l'occurrence) ne soit pas imperméable et ensuite que l'eau qui, dans un premier temps pénètre par capillarité ou est déjà présente dans le stratifié trouve des produits à dissoudre par hydrolyse, permettant la formation d'une solution à haute concentration.

Ces produits se trouvent soit dans le gel-coat lui-même, soit dans la résine ou ses adjuvants constituant la matrice du stratifié, soit dans les composants du liant assurant la liaison entre la résine et la fibre de verre ou entre les fibres du mat. La qualité des produits primaires et leur mise en œuvre (contrôle de l'hygrométrie et de la température, en particulier) seront responsables de la présence de ces indésirables.

La description du phénomène de l'osmose explique pourquoi les bateaux naviguant en eau douce en sont autant sinon plus victimes (puisque la différence de densité des solutions est plus grande). De même la réduction de la durée du séjour dans l'eau n'empêchera pas l'évolution du processus puisque la concentration de la solution continuera à s'élever durant le séjour à terre entraînant une osmose d'autant plus brutale lors du retour à l'eau.

Les cloques relevant de l'osmose sont reconnaissables à la pression qui y règne et provoque un véritable jet lorsqu'on les crève, et à l'acidité du liquide (Ph < 6) qui dégage une odeur de vinaigre. Une protection des yeux est indispensable lors des travaux de réfection.

Dernier cas enfin, les cloques se développent à l'intérieur même du stratifié. Ce cas est généralement lié à une absorption de l'eau par capillarité le long de fibres de verre émergeant à l'extérieur du stratifié. Il est beaucoup plus rare et relève essentiellement de la fabrication du stratifié : gel-coat trop mince, insuffisamment polymérisé avant l'application des couches suivantes, résine de renfort trop diluée en styrène qui ramollit le gel-coat, liant du mat mal adapté, accompagnés de mauvaises conditions d'hygrométrie et de température, de contrôle de la polymérisation et de la régularité du rapport verre/résine, etc.

L'utilisation ces dernières années de résines à bas pic exothermique à temps de vie en pot allongé pour permettre une stratification en continu de fortes épaisseurs semble avoir eu des conséquences graves. Ces résines sont en effet beaucoup moins tolérantes quant à la précision de leur température de polymérisation et l'on a pu constater des chutes importantes des caractéristiques mécaniques. L'amélioration de la productivité par ce moyen semble incompatible avec le maintien de la qualité.

Prévention du cloquage

Il est bien évident que celle-ci se situe tout d'abord au niveau des produits utilisés dans la fabrication du stratifié, gel-coat, résine et ses adjuvants*, renforts, tant en ce qui concerne leur qualité propre et leur fiabilité que dans leur adéquation au milieu aqueux.

Elle tient ensuite à leur mise en œuvre. Cependant les paramètres de celle-ci étant maintenant relativement bien connus et maîtrisés par la plupart des constructeurs français qui ont procédé à de lourds investissements pour se doter des équipements nécessaires, c'est dans le domaine des produits eux-mêmes que les recherches actuellement en cours se développent. Car il n'est absolument pas prouvé, ainsi que le montre le faible pourcentage de bateaux concernés construits en France, qu'un stratifié de qualité n'ait pas une durée de vie convenable et nécessite un traitement quelconque de prévention. Aux États-Unis, l'ABBRA *(American boat builders and repairers association)* vient de recevoir des Coast Guards une subvention de 60 000 $ qui sera consacrée à une étude menée par l'Université de Rhode Island.

L'institution d'un contrôle de qualité sévère, depuis la réception de tous les produits entrant dans la fabrication du stratifié jusqu'à l'application des peintures antisalissures en passant par tous les stades de la mise en œuvre est indispensable pour éviter toute surprise désagréable dans ce domaine.

* C'est ainsi que l'on a découvert que la présence de dyéthylène glycol dans le catalyseur empêchait une polymérisation complète et était une des causes d'osmose.

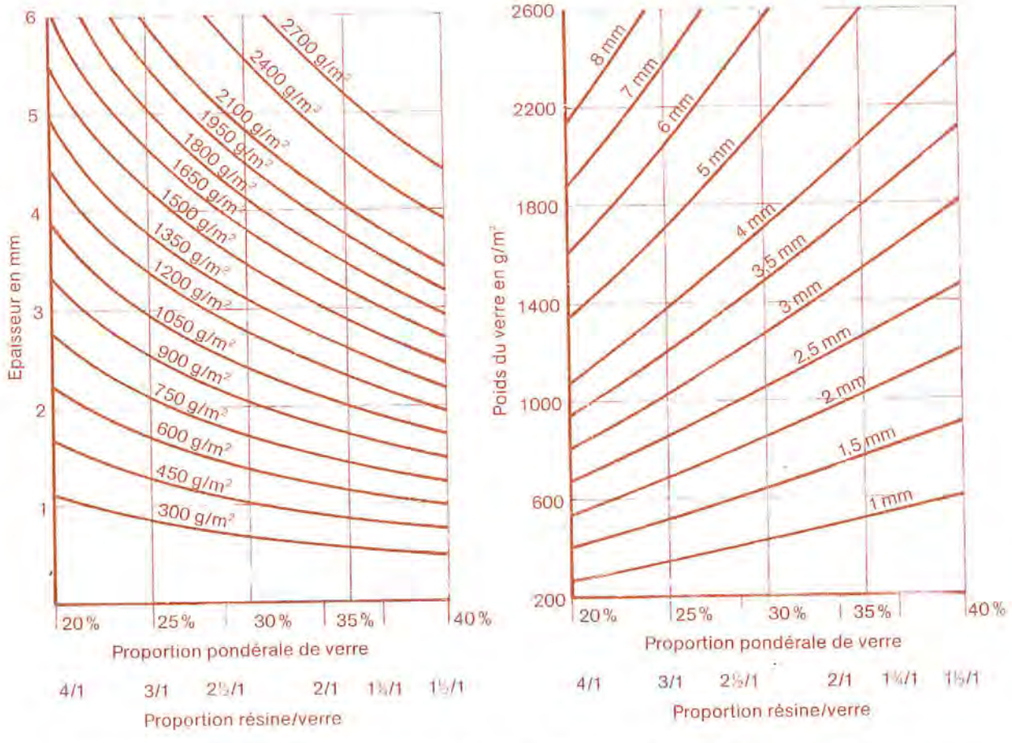


Fig. V-22. Épaisseur du stratifié en fonction du poids de verre E et de la proportion résine polyester/verre. (D'après doc. Fiberglass Ltd).

Une fois choisis le poids de verre et les types de renforts, mat et tissus, le nombre de couches selon lequel ils seront répartis, et par conséquent le grammage de celles-ci et le type de tissu, détermineront la facilité de mise en œuvre en fonction de la forme à mouler et le prix de revient.

On peut être tenté d'utiliser des renforts lourds pour réduire le nombre des opérations mais il ne faut pas oublier qu'ils seront plus difficiles et donc plus longs à draper et à imprégner, nécessitant de ce fait une résine à temps de gel plus retardé. Le temps total demandé par la stratification ne sera donc pas forcément plus court et la qualité a de fortes chances de s'en ressentir en raison, en particulier, des difficultés d'ébullage. Il y a là un compromis que seul l'expérience du chantier permet d'optimiser.

Par ailleurs le choix du type de renfort déterminera le poids de résine nécessaire à son imprégnation ainsi que l'épaisseur obtenue.

A titre d'indication le mat ou la fibre projetée nécessiteront entre 2,5 et 3 fois leur poids en résine et un mat de 300 g/m² donnera une épaisseur d'environ 0,85 mm. Un tissu de roving absorbera, selon son armure, entre 1 et 1,5 fois son poids et l'épaisseur d'un roving de 500 g/m² sera de 0,8 mm environ. Pour chaque interface entre deux renforts on déduira 0,2 mm. Les graphiques de la figure V-22 permettent de calculer l'épaisseur d'un stratifié en fonction de son poids et de son pourcentage de verre, ou son poids de verre en fonction de son épaisseur et de son pourcentage de verre.

Pour plus de précision on peut utiliser la formule $e = P / 1\,000 . d$

où e = épaisseur en mm
P = poids en g/m²
d = densité

L'épaisseur totale E est la somme des épaisseurs des divers constituants.

Exemple : soit un stratifié constitué de :
2 mats de 300 g/m² } densité 2,54
2 roving de 600 g/m² }
résine polyester, densité 1,2
proportion résine/mat 3/1 p.p.
proportion résine/roving 1,5/1 p.p.
charge, densité 2,5
proportion de charge ajoutée à la résine 20 % p.p.

On aura par mètre carré de stratifié :

Masse du mat... : 2 × 300	=	600 g
Masse du roving... : 2 × 600	=	1 200 g
Masse totale de verre :		1 800 g
Masse de résine dans le mat : 600 × 3	=	1 800 g
Masse de résine dans le roving : 1 200 × 1,5	=	1 800 g
Masse totale de résine		3 600 g
Masse de la charge : 3 600 × 20/100	=	720 g
Masse totale du stratifié : 1 800 + 3 600 + 720	=	6 120 g
Épaisseur pour le verre 1 800/2 540	=	0,71
Épaisseur pour la résine 3 600/1 200	=	3
Épaisseur pour la charge 720/2 500	=	0,29
Épaisseur totale		4 mm

Le poids des divers composants permet par ailleurs de calculer le prix matière du stratifié.

Le petit programme ci-dessous pour HP 67 – 97 et 41 permet d'effectuer rapidement ce calcul à partir de :
- poids de verre E de chaque type de renfort en kg ;
- proportion de résine pure correspondante ;
- densité de la résine pure ;
- densité de la charge ;
- pourcentage de charge ajoutée à la résine pure.

S'il n'y a pas de charge ces deux dernières valeurs sont égales à 0.

Programme : LBL A, STO+0, ×, STO+1, R/S, RCL 1, PRINT x, x≷y, :, STO+2, R↓, x = 0 ?, GOT B, RCL 1, x≷y, %, PRINT x, STO 3, +, STO 1, R↓, RCL 3, x≷y, :, STO+2, GOT B, LBL B, RCL 1, RCL 0, PRINT x, +, PRINT x, RCL 0, 2.54, :, RCL 2, +, 1 000, :, PRINT x, CL REG, RTN.

On entre le rapport résine/verre et le poids total du premier type de renfort et on lance par A. A chaque arrêt on renouvelle pour chaque autre type de renfort en relançant par A puis, au dernier arrêt, on entre la densité de la charge, son pourcentage et la densité de la résine et on termine par R/S. Les résultats affichés sont successivement : le poids de résine, le poids de charge, le poids de verre, le poids et l'épaisseur totale du stratifié.

Les critères que nous venons d'étudier conduisent à une composition de stratifié de coque que l'on retrouve pratiquement chez tous les constructeurs français. Après un gel-coat isophtalique dont l'épaisseur varie entre 0,3 et 0,8 mm on trouve un ou deux mats de 300 g/m² ou une projection de fibre coupée par pistolage d'un poids de verre équivalent suivis d'une alternance de tissus de roving et de mat, 600 + 300 ou 800 + 450, se terminant soit sur le tissu, soit sur le mat selon l'aspect de surface désiré. Les poids indiqués varient légèrement selon les fournisseurs.

Pour les éléments ne travaillant presque uniquement qu'en flexion comme les contre-moulages, l'essentiel est constitué par du mat, un tissu léger n'intervenant qu'en dernière couche.

On voit que dans ces constructions le mat est employé en première couche pour ses qualités au niveau de la résistance en compression et au choc, de la reprise d'humidité et de l'aspect. Dans les couches intermédiaires il assure la résistance au cisaillement et la cohésion interlaminaire alors que les tissus confèrent la résistance en traction.

Pour tenir compte des contraintes de torsion dans la partie centrale il serait tout à fait envisageable, tout au moins pour les grandes unités, de remplacer une partie des tissus de roving placés en long par des unidirectionnels croisés ou des tissus haut module disposés à 45° de l'axe.

Un des gros avantages du stratifié est de permettre toutes les adaptations possibles aux besoins mécaniques et en particulier d'en faire varier l'épaisseur en n'importe quel point de la coque. Ces variations doivent cependant s'effectuer de façon progressive. On admet que le décalage entre deux suppressions de renfort doit être d'environ 10 mm pour 100 g de verre ou six fois la différence d'épaisseur. Ainsi le décalage entre un mat de 300 g/m² et le renfort qui lui est adjacent sera de 30 mm.

V-III – 1.4. Raidisseurs et sandwiches

On retrouve dans la structure des coques en stratifié des éléments communs à tous les matériaux, lisses, membrures, varangues, etc. Ceux-ci peuvent être soit réalisés *in situ* lors de la stratification de la coque, soit incorporés à des contre-moulages ou moulés indépendamment et rapportés par collage, cette dernière solution étant certainement la plus critiquable.

Les raidisseurs inclus au moulage sont stratifiés sur un matériau n'ayant pas de résistance propre

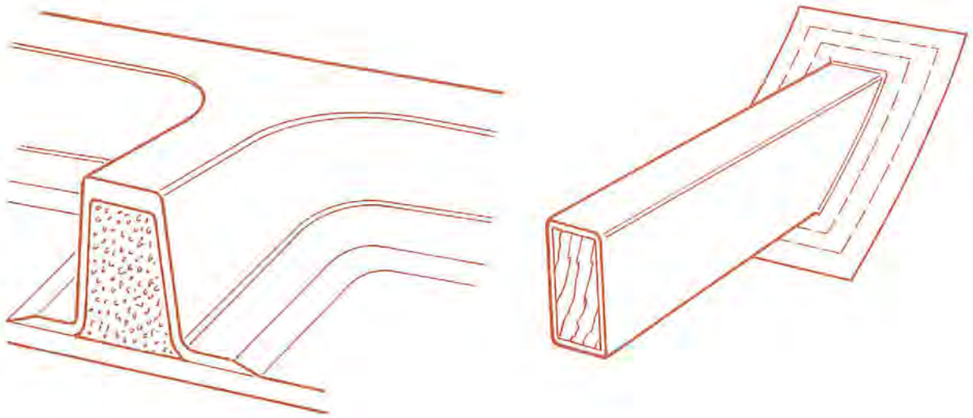


Fig. V-23. Terminaisons de varangues ; à gauche dans un contre-moulage, à droite élément bois stratifié.

et destiné uniquement à leur donner une forme. Il doit être inerte vis-à-vis de la résine et ne pas risquer de faire éclater le stratifié en cas de gonflement dû à une reprise d'humidité. C'est pourquoi le bois massif doit être utilisé avec la plus grande circonspection et en tout cas ne pas être percé de trous communiquant avec l'extérieur.

Les matériaux les plus utilisés pour l'âme de ces renforts sont la mousse de polyuréthanne qui permet d'obtenir des sections rectangulaires ou trapézoïdales appelées omégas et les demi-tubes de carton ou de PVC qui donnent des renforts demi-ronds. Les premières permettent de mieux disposer les matériaux en donnant plus d'épaisseur à la paroi supérieure, favorable à l'augmentation du moment d'inertie, qu'aux parois latérales.

Ces raidisseurs peuvent bien sûr être aussi inclus dans un contre-moulage. C'est souvent le cas pour le varangage ou pour des membrures recevant des cloisons.

Comme pour tout autre matériau, les extrémités des renforts ne doivent pas pouvoir provoquer de points durs. Elles devront donc se terminer de façon aussi progressive que possible, sur un autre élément de structure, perpendiculaire de préférence.

Lorsque cela ne sera pas possible, un renfort local étagé sera interposé entre l'extrémité du raidisseur et la paroi sur laquelle il s'appuie (fig. V-23). On utilisera au maximum la souplesse de dessin que permet le stratifié.

Certains raidisseurs sont obtenus par le dessin de nervures intégrées à la décoration du bateau. Leur réalisation en est toujours délicate au moment de la stratification et certaines précautions doivent être prises pour qu'elles puissent remplir leur rôle et ne pas constituer un point de faiblesse en flexion transversale par effet de « charnière ». S'il n'est pas possible d'effectuer une projection de fibres coupées, on prévoira dans l'angle une mèche de verranne avant la pose du premier mat pour former un congé qui réduira les risques de bulles derrière le gel-coat. Après la pose de la moitié en poids des renforts, des bandes seront disposées dans la nervure pour compléter l'épaisseur. Le vide sera ensuite comblé par une latte de mousse parfaitement arasée ou par un mastic de remplissage allégé (micro-billes ou micro-ballons) avant de terminer la stratification générale (fig. V-24).

Un autre procédé de renforcement est représenté par l'adoption d'une structure sandwich.

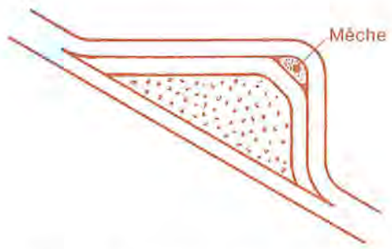


Fig. V-24. Renforcement des nervures.

Celle-ci peut être employée pour le bordé d'une coque mais, en construction de série, elle est plutôt réservée au raidissement des surfaces non ou peu galbées, ponts et toits de rouf, fonds de cockpit, où elle permet de se dispenser d'un barrotage.

Nous ne reviendrons pas ici sur le calcul des structures sandwiches, mais il est bon de préciser quelques points concernant leur dessin et leur implantation dans le stratifié.

Tout d'abord le lien entre le stratifié des peaux et l'âme doit toujours être assuré par un mat, généralement de 300 g/m², sur chaque face pour obtenir la meilleure cohésion possible. Baltek fournit maintenant une variété de balsa Contourkore préimprégné, l'AL 600, afin de limiter l'absorption de résine et faciliter l'accrochage. La peau située sur la face devant supporter la pression peut être entièrement renforcée de mat puisqu'elle travaillera en compression, en revanche les tissus constitueront la majorité des renforts de l'autre face.

Dans tous les endroits où le sandwich est soumis à une compression transversale (fixation de pièces d'accastillage par exemple) l'âme sera remplacée par un rempli en matériau dur, contre-plaqué marine, voire stratifié massif.

L'âme sera supprimée également sur tous les pourtours des surfaces comme les entourages des ponts au niveau de la liaison avec la coque ou lorsque la surface fait un angle brusque, hiloire de rouf, quille par exemple. Le passage du sandwich au stratifié monolithique doit se faire le plus progressivement possible avec un minimum de trois fois l'épaisseur de l'âme. Le chanfrein peut être taillé directement dans celle-ci ou être constitué d'une latte triangulaire rapportée (fig. V-25).

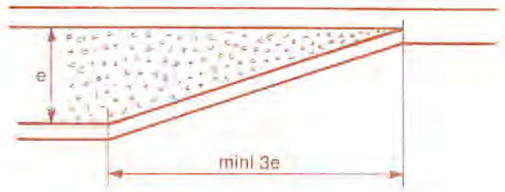


Fig. V-25. L'âme d'un sandwich doit toujours se terminer par un chanfrein au moins égal à trois fois l'épaisseur.

V-III – 1.5. Assemblages et collages

L'assemblage des divers éléments constituant la structure d'un voilier en plastique armé doit assurer la continuité de celle-ci afin que toutes les contraintes auxquelles elle est soumise soient transmises de façon aussi uniforme et complète que possible. Les collages assurant ces liaisons doivent donc être suffisamment souples pour supporter les déformations inévitables et leur surface doit correspondre aux efforts à passer sachant que, effectués après polymérisation des éléments à assembler, leur tenue sera toujours inférieure à la cohésion transversale de ceux-ci.

On rencontrera deux types de collages qui, parfois, se compléteront : le collage face contre face et la reprise de stratification.

Dans le collage face contre face chacune de celles-ci pourra correspondre soit à un gel-coat, soit à un envers de stratifié. Dans les deux cas un ponçage à cœur sera nécessaire pour éliminer toute trace d'agent de démoulage ou de paraffine et si possible atteindre les renforts de verre. Malgré cela le contact entre les faces ne sera jamais parfait sur le plan géométrique et le joint de colle atteindra toujours une épaisseur plus ou moins variable selon la précision des pièces. Il sera donc indispensable que la résine utilisée pour le collage, très thixotrope, soit chargée et armée de fibres de verre coupées, de mat ou de feutre afin de pouvoir épouser toutes les irrégularités. Les fabricants de résine fournissent des produits soigneusement dosés en vue de ces collages.

Ce genre de collage nécessite une pression élevée pour assurer la parfaite répartition de la colle et

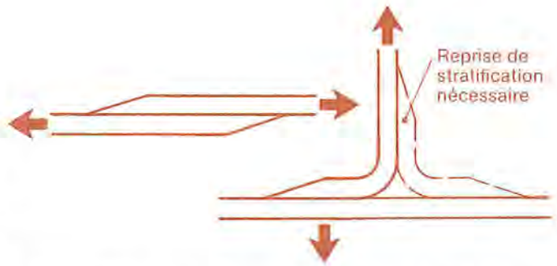


Fig. V-26. Un collage travaille toujours mieux dans le sens du plan de collage que perpendiculairement à celui-ci ; dans ce cas, pour éviter l'effet de pelage on doit prévoir une reprise de stratifié.

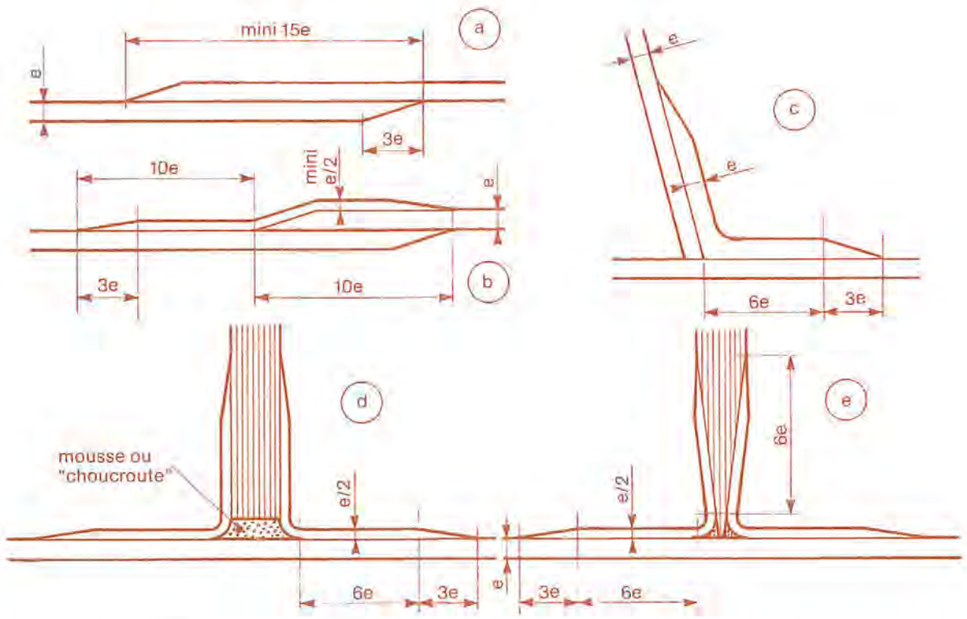


Fig. V-27. Proportions des recouvrements et reprises de différents types de collage :
a) à plat sans reprise ;
b) à plat avec reprise ;
c) en équerre avec reprise ;
d) cloison classique ;
e) cloison chanfreinée.

réduire au minimum l'épaisseur du joint. Celle-ci peut être obtenue par une liaison mécanique complémentaire du collage (liaison pont-coque) ou par des moyens extérieurs (collage des contre-moulages). Pour ne pas aboutir à des efforts colossaux il faudra donc réduire au minimum les surfaces de collage, tout en préservant bien sûr le minimum nécessaire au respect des contraintes mécaniques.

Il faudra penser par ailleurs que la direction de l'effort par rapport au plan de collage est importante (fig. V-26) et dans les cas où celle-ci entraînerait des contraintes de pelage (effort perpendiculaire à l'extrémité du joint) une reprise de stratification sera souvent indispensable. Dans tous les cas on évitera les collages « aveugles » qu'il ne sera pas possible de contrôler.

Pour un collage sans reprise de stratification la largeur du joint sera au moins égale à quinze fois l'épaisseur du stratifié le plus mince (fig. V-27 a). elle pourra être réduite à dix fois dans le cas contraire (fig. V-27 b).

Les assemblages avec reprises de stratification sont utilisés soit pour la liaison de pièces en stratifié entre elles, parfois comme nous venons de le voir en association avec les collages, soit pour la fixation des cloisons dans les coques.

Dans le premier cas la reprise devra constituer une prolongation de la pièce à assembler (fig. V-27 c), son épaisseur lui sera donc égale et la largeur de chacune des pièces sera au moins égale à six fois cette épaisseur avec un minimum de 50 mm. A laquelle viendra s'ajouter une partie décroissante au moins égale à trois fois l'épaisseur.

Les bandes de renfort les plus étroites seront placées en premier et recouvertes par les plus larges. On commencera toujours par un mat que l'on alternera ensuite avec du sergé ou du satin selon les contours à épouser.

Pour les cloisons, différents types d'assemblages sont utilisés. Dans le premier, le bord de la cloison n'est pas ajusté et repose soit sur une bande de mousse ou tout autre matériau souple, soit sur un lit de colle destiné à boucher l'espace entre la cloison et le bordé pour permettre la stratification des cornières. Le lit de colle a l'avantage de pouvoir être formé à la raclette afin de constituer un congé facilitant la stratification des bandes de renfort (fig. V-27 d). Dans un second type, la cloison est ajustée et repose sur un simple mat. Ces deux types ont l'inconvénient, en cas d'effort de flexion, de solliciter au pelage la cornière située du côté opposé à la flexion. C'est pourquoi, surtout si la cloison est épaisse il sera préférable d'utiliser le troisième type (fig. V-27 e) dans lequel la cloison est chanfreinée sur toute la largeur de la cornière de façon à réduire son épaisseur à presque rien au contact avec la coque. Si la cloison est pratiquement perpendiculaire au bordé le chanfrein sera réparti sur les deux faces sinon il sera taillé du côté de l'angle convexe. Un lit de mat sera placé sur le bordé avant la pose de la cloison et celle-ci pourra être pourvue d'une bande de mat et de tissu à cheval sur les chanfreins avant sa mise en place. Une mèche dans chaque angle permettra de former un léger congé avant la pose des bandes constituant la cornière. Par ce procédé on élimine l'effet de moment provoqué par l'épaisseur de la cloison en cas de flexion.

Pour ne pas faire supporter au collage sur la cloison des contraintes de cisaillement, il est possible de percer le bord de celle-ci de trous dans lesquels seront enfilés des mèches de roving rabattues sur les parois. Ces trous doivent être parfaitement remplis de résine afin d'interdire aux fibres tout mouvement et leur bord doit être arrondi.

Il ne faudra jamais oublier la préparation nécessaire pour éviter les effets inhibiteurs du phénol de la colle des contre-plaqués.

L'épaisseur des cornières sera égale à la moitié de l'épaisseur moyenne du bordé et la largeur à six fois l'épaisseur plus le dégradé habituel. Dans le cas d'une cloison en matériau sandwich, si les peaux sont en stratifié, la cornière aura la même épaisseur que celles-ci, mais la largeur de ses ailes sera calculée en fonction de celle du bordé.

Si le sandwich est en bois (balsa ou nid d'abeilles + contre-plaqué par exemple) la cloison sera bordée d'un large tasseau en feuillure qui sera chanfreiné selon le type de montage décrit ci-dessus.

Certaines cloisons sont montées sur des contre-moulages. Si elles ne concourent pas à la structure elles peuvent être vissées sur un tasseau collé à l'envers du stratifié, mais ce montage ne peut être admis pour des cloisons structurales.

Le plus important des joints mixtes est celui qui assure la liaison pont-coque, il doit en effet assurer une fonction mécanique non seulement de transmission des contraintes entre les deux pièces mais aussi de raidissement transversal de l'angle du livet et d'élément de renfort longitudinal de la poutre navire. Faut-il ajouter qu'il doit garantir l'étanchéité ? Enfin il est généralement associé à certaines fonctions utilitaires : cale-pieds ou pavois, liston, etc. Une foule de solutions ont été adoptées par les constructeurs, plus ou moins complexes, faciles à réaliser et répondant à ces diverses fonctions.

Bien que certains grands constructeurs utilisent encore le montage par emboîtement (fig. V-28 a) celui-ci est de plus en plus abandonné au profit de montages à plat. Il requiert en effet une grande précision des moules et un soin particulier lors de la stratification du rebord du pont pour respecter les épaisseurs. Un bourrage de mat ou de mastic armé est nécessaire au moment du montage. Il est par contre facile d'en assurer la liaison mécanique en combinaison avec un liston en bois ou en profilé de PVC ou de caoutchouc synthétique.

Le montage de la figure V-28 b est également à emboîtement mais cette fois par l'intérieur. La stratification du rebord du pont et le bourrage du joint sont plus faciles à réaliser et à contrôler ; ce qui permet une tolérance un peu plus grande sur les moules. Il constitue par ailleurs un excellent cale-pieds ou pavois selon sa hauteur, l'étanchéité des dalots qui y seront découpés est relativement facile à assurer et une lisse en bois ou un profilé de PVC permettront de cacher la fixation mécanique. Ces deux montages sont démoulables sans ouverture du moule, mais le second doit présenter un angle ouvert vers l'extérieur pour permettre l'emboîtement du pont dans la coque.

Le montage de la figure V-28 c est un dérivé du précédent utilisé pour des bateaux plus gros. Cette fois le joint est à plat, la coque ne pourra donc être démoulée que grâce à un moule ouvrant ou un élément de bordure amovible.

Le plan de collage est réduit mais son remplissage est garanti et la liaison mécanique se combine parfaitement avec la tenue d'une lisse. Il sera bien

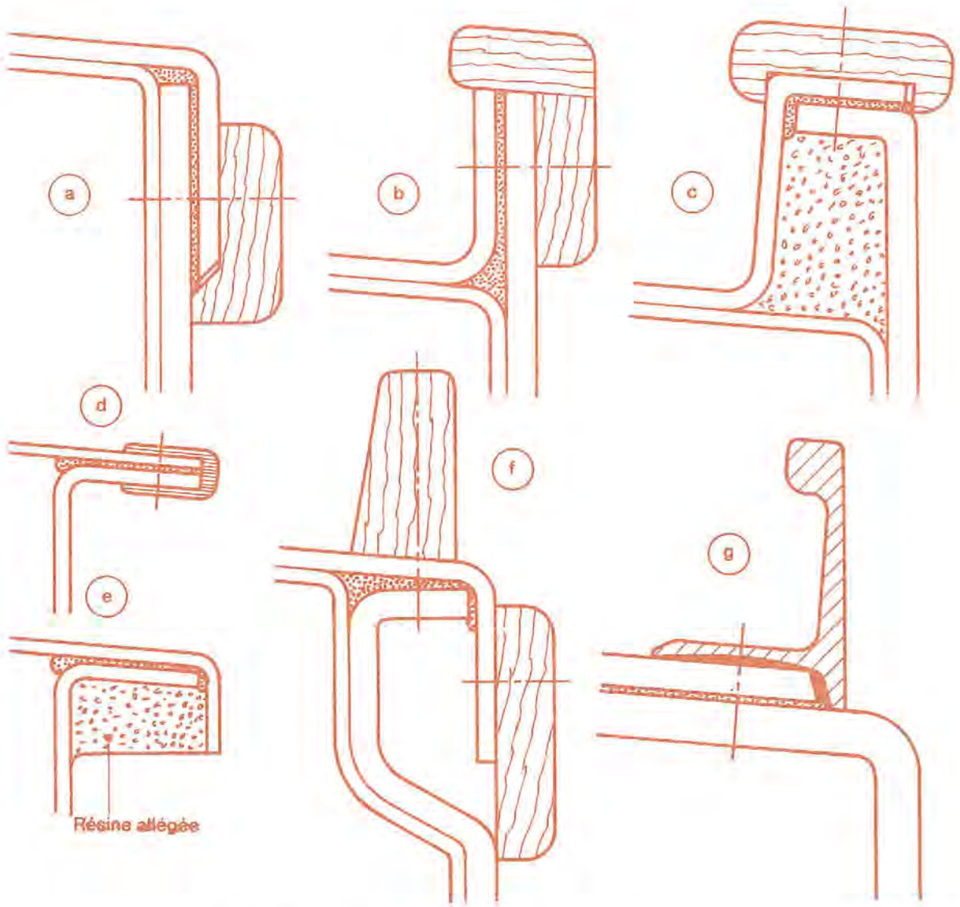


Fig. V-28. Différents assemblages pont-coque :
a) emboîtement externe ;
b) emboîtement interne ;
c) à plat sur pavois ;
d-e) à plat pour dériveurs légers ou annexes ;
f) à plat avec lèvres rentrées et préceinte formant cache ;
g) à plat sur bord tombé intérieur et cale-pied métallique.

sûr préférable de bourrer le vide à l'intérieur de ce pavois avec une latte de mousse et de la résine allégée afin de constituer une assise stable pour la reprise de stratification intérieure. Le bourrage permettra par ailleurs d'assurer plus facilement l'étanchéité des dalots.

Le plus simple des montages à plat est bien sûr celui de la figure V-28 d ou sa variante e. Il ne peut cependant être utilisé que sur de petits voiliers en raison du danger que représente sa protubérance lors des manœuvres d'accostage, tant pour le bateau lui-même sous des chocs dirigés verticalement que pour ses voisins. La liaison mécanique est cachée sous un profilé en PVC ou un cale-pieds en bois.

Le montage de la figure V-28 f qui fut utilisé par Dufour sur les modèles qui ont succédé à l'Arpège permet d'éviter le grave inconvénient du précédent ; il nécessite en revanche un moule ouvrant. Le creux sous le plat-bord est caché par une large préceinte en bois vissée sur le rebord du pont et la liaison mécanique est intégrée à un cale-pieds en bois ou en profilé d'alliage léger.

Ces profilés permettent maintenant d'appliquer sans difficulté le montage de la figure V-28 g, aujourd'hui le plus couramment employé. Comme le type c il ne nécessite pas forcément un moule ouvrant car il suffit de rendre amovible la partie servant au moulage du bord tombé. Le respect de l'épaisseur de celui-ci n'exige pas une grande précision ; c'est un peu moins vrai mais plus facile à obtenir pour le pont. Par ailleurs la présence de ce rebord confère à la coque sortant de moule une rigidité qui en facilite la manutention. Le serrage du joint pendant le collage est parfait en raison de la grande rigidité du profilé, du nombre et de la dimension des boulons. Tout ceci permet d'ailleurs de remplacer la résine polyester chargée utilisée dans les autres montages par une colle polyuréthanne plus souple, mouillant mieux les surfaces, donc garantissant une meilleure étanchéité et possédant une forte adhérence, au point qu'il devient possible d'envisager la suppression de la reprise de stratification intérieure. Il faut alors augmenter l'épaisseur du rebord et de la partie adjacente du bordé de façon à leur conserver la même section qu'avec la reprise de stratification car les autres fonctions mécaniques de celle-ci demeurent. La largeur sera au moins égale à 1/40 du bau maxi et l'épaisseur sera supérieure de 50 % à celle de la zone I. Le dégradé des épaisseurs, en particulier sur le rebord doit en être d'autant mieux respecté. La préparation des surfaces doit être parfaite et l'utilisation d'un primer est parfois nécessaire.

Dans ce type de montage la liaison mécanique participe de façon importante à la transmission des efforts. On ne peut pas en dire autant de beaucoup de montages où celle-ci est assurée par de simples rivets expansibles type POP espacés de 10 à 15 cm. La pression est insuffisante pour garantir la bonne répartition de la colle dans le joint et sa résistance au cisaillement inexistante en regard de la surface de collage. Dans ces cas il est de loin préférable, si la configuration du joint s'y prête, d'utiliser des moyens de serrage extérieurs.

V-III – 1.6. Le moulage

A l'exception des constructions à l'unité pour lesquelles on pourra se reporter à l'ouvrage de O. Le Carrer [14], la stratification des coques de série s'effectue en moule femelle. Nous en rappellerons brièvement l'élaboration.

La première étape est la réalisation d'un modèle mâle. Celui-ci peut être en bois moulé ou en petites lattes, ou en stratifié sur mannequin comme pour une coque à l'unité. Ce modèle reproduit exactement tous les détails, lèvres de collage, encastrement de lest, antidérapant de pont, etc. de la pièce que l'on désire obtenir. Le modèle est très soigneusement enduit, poncé et peint ou recouvert d'un gel-coat jusqu'à obtenir un état de finition aussi parfait que possible car celui-ci sera reproduit au cours des étapes suivantes. Il est enfin enduit d'agent de démoulage, cire et alcool polyvinylique.

Selon l'importance de la série envisagée on tire alors du modèle soit directement un moule unique, soit un moule mère destiné à l'élaboration d'un modèle père sur lequel pourront être pris autant de moules de fabrication que nécessaire.

En effet les contraintes auxquelles est soumis le modèle original et la dégradation que subit sa surface lors du démoulage ne permettent pas d'en tirer plusieurs moules strictement identiques, alors que le modèle père, réalisé en stratifié, peut être reproduit à un grand nombre d'exemplaires. De plus le père peut être à nouveau poncé et poli pour obtenir un aspect de surface impeccable. On peut cependant améliorer la résistance du modèle en bois par un mat léger qui renforcera la tenue des enduits et du gel-coat. Il est alors possible de tirer deux ou trois moules et quelques conformateurs.

Les moules sont réalisés en stratifié avec pour base un gel-coat particulièrement résistant et un stratifié pour lequel on recherche avant tout la rigidité, celle-ci étant renforcée par une armature en bois ou, plus souvent, en métal dont la configuration permet l'orientation du moule dans des positions facilitant le travail des stratifieurs. Il est enfin pourvu des accessoires nécessaires à sa manutention.

Le choix de la construction du stratifié du moule revêt une importance toute particulière car il résulte d'un compromis entre la rigidité d'une part, le prix, le poids et la conductibilité thermique d'autre part. Ce dernier point influe sur la vitesse de polymérisation du stratifié et, à une certaine époque, il était courant de charger la résine du

moule de poudre d'aluminium afin d'améliorer celle-ci. Pour la même raison il est toujours délicat d'utiliser une structure sandwich qui possède des qualités d'isolation indésirables et on la réserve à des surfaces peu ou pas galbées et à des moules destinés à des pièces peu épaisses. La durée de vie d'un moule est extrêmement variable selon sa taille, la cadence de production, le soin apporté à son entretien, les contraintes exercées lors du démoulage, etc. On l'estime en moyenne autour de 200 pièces.

Le démoulage est toujours une opération délicate et qui requiert des moyens mécaniques puissants. Il faut en effet vaincre non seulement l'adhérence du gel-coat sur le moule, plus ou moins bien réduite par les agents de démoulage, mais surtout la pression atmosphérique qui règne sur les faces extérieures du moule et de la pièce créant entre elles un vide presque parfait. La surface maximum démoulable est donc limitée et l'on utilise parfois l'aide de l'air comprimé ou de l'eau sous pression, injectés en différents points du moule, pour chasser ce vide.

V-III – 1.6.1. Adaptation du dessin au moulage

Dans toute la mesure du possible, l'architecte veille à dessiner des pièces qui puissent être réalisées dans un moule d'une seule pièce. Il est toujours possible d'utiliser des moules en deux ou trois parties pour des pièces non démoulables comme une coque frégatée, et cela est même nécessaire dès que l'on atteint une certaine dimension, mais il faut savoir qu'un plan de joint parfait est toujours difficile à réaliser et surtout à maintenir en état tant en ce qui concerne la netteté des arêtes que les déformations du contour. Il est d'ailleurs souvent possible de résoudre le problème par le choix d'un angle de démoulage correct, c'est le cas en particulier pour les coques à tableau inversé si celui-ci fait avec l'étrave un angle ouvert.

On évitera également les formes (en particulier de quilles) qui nécessitent une stratification séparée en deux demi-coques. Le raccordement ultérieur des deux pièces représente toujours une opération délicate, nécessitant des reprises de gel-coat, et un point de faiblesse structurelle. Si néanmoins on ne peut éviter une telle construction on respectera les proportions de recouvrement et de renforts données dans la figure V-29.

Le démoulage nécessite par ailleurs de prévoir un angle de dépouille sur toutes les faces des

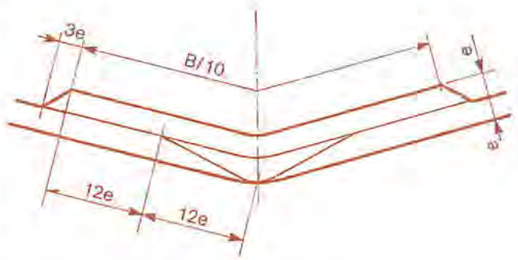


Fig. V-29. Renforcement du raccord de deux demi-coques.

éléments parallélépipédiques tels que les cockpits par exemple. La pente de ces dépouilles ne doit pas être inférieure à 5 %.

On évitera d'autre part tous les angles vifs concaves ou convexes en raison de la difficulté que présentent les renforts à s'adapter à des pliages brusques, et des risques de bulles qui en résultent. Lorsqu'il n'est pas possible de les éviter, une projection de fibres coupées par pistolage ou la pose d'une mèche de bourrage sont à prévoir.

Il faut faire attention également aux moulages creux profonds et étroits tels que cale-pieds, hiloires de cockpit ou quille. L'ouvrier doit pouvoir, sans trop de difficultés appliquer le gel-coat au pistolet, mettre en place les renforts et passer le rouleau ébulleur. Lorsque leur volume est peu important ces reliefs seront comblés par de la mousse ou de la résine allégée.

Les surfaces planes et lisses sont à éviter car le moindre reflet en révèle toutes les irrégularités.

Comme avec tous les autres matériaux, les ouvertures devront être compensées par des surépaisseurs ou des renforts tels que bords tombés ou nervures, constituant éventuellement un oméga, et leurs angles seront largement arrondis pour éviter toute concentration d'effort.

V-III – 1.7. Structure et échantillonnage des coques en plastique armé

Dans la structure des coques classiques on favorise avant tout le caractère monolithique ; tous les éléments étant intimiment solidaires, c'est par leur unité qu'ils assument l'ensemble des contraintes. Ils comprendront donc une enveloppe extérieure autoportante fermée par le pont et les superstructures et rigidifiée par les éléments

internes, cloisons transversales ou longitudinales, éventuellement contre-moulages, et par des renforts spécifiques, varangues, lisses, membrures ou porques, la proportion de ces éléments internes et spécifiques dépendant du développement plus ou moins grand des emménagements. Ainsi un voilier destiné à la croisière, dont les emménagements seront très divisés, aura besoin de moins de renforts qu'un monotype orienté avant tout vers la course côtière.

L'échantillonnage du bordé exploite les possibilités de faire varier l'épaisseur du stratifié. Pour la définition de celles-ci on considère généralement quatre zones sur la maîtresse section (fig. V-30) :
– zone I : du livet jusqu'au tiers du franc-bord environ ;
– zone II : bouchain, répartir à peu près également de part et d'autre de la flottaison ;
– zone III : fonds jusqu'à 1/10 du bau maxi environ ;
– zone IV : zone centrale s'étendant de part et d'autre de l'axe sur 1/10 du bau maxi.

Autour de la semelle de quille ou d'un aileron creux la zone IV s'étendra de part et d'autre de celle-ci sur une largeur égale au quart de la hauteur totale de l'aileron (lest compris) (fig. V-33).

Parfois une cinquième zone concerne uniquement la quille.

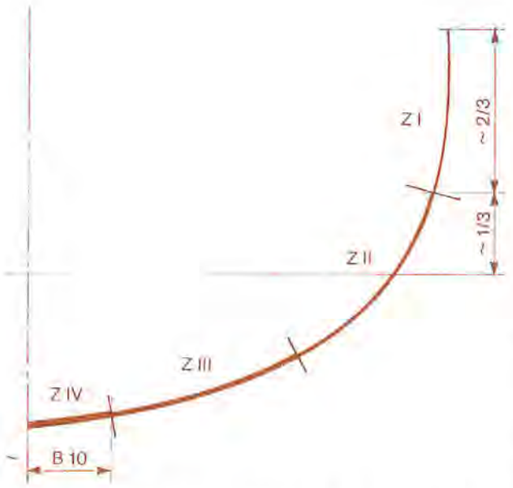


Fig. V-30. Définition des limites des zones d'échantillonnage sur une section de coque.

Dans le sens longitudinal la zone IV constitue un renfort continu du sommet de l'étrave au tableau.

Ces quatre subdivisions ne se trouvent en général que sur des unités de plus de 8 m, en deçà leur nombre se réduit à trois ou même deux, voire une seule sur les petits dériveurs légers et les annexes.

Compte tenu de cette variation presque continue des épaisseurs et de la multiplicité des combinaisons de renforts, les échantillonnages ne sont pas donnés par un tableau mais par des graphiques continus. Ceux-ci (fig. V-31 a et b) donnent le poids de verre pour les zones I et III, la zone II étant la moyenne des deux et la zone IV représentant un accroissement analogue à celui séparant les zones II et III.

La proportion en poids des tissus par rapport au mat ou au projeté est d'environ 2/1 ce qui avec un rapport résine/verre de 3/1 pour le mat (25 % de verre) et de 1,5/1 pour le tissu (40 % de verre) donne un rapport global de 2/1 soit 33 % de verre dans le stratifié, le gel-coat n'étant compté ni pour le poids de résine ni pour l'épaisseur.

Ces échantillonnages constituent une base correspondant à une bonne fabrication de série. Il est possible bien sûr d'obtenir des rapports verre/résine plus élevés, mais les cas rencontrés au cours de l'étude sont relativement rares et il faut plutôt considérer que les échantillonnages relevés pour les grands chantiers correspondent à l'application d'un « facteur de sécurité » destiné à offrir une tolérance suffisante dans la qualité de mise en œuvre. Pour un chantier de grande production tenu au respect de temps d'opérations rigoureux ce facteur de sécurité se situe autour de 1,2.

Il faut noter à ce sujet l'extrême disparité des échantillonnages rencontrée au cours de l'étude qui a porté sur près de 300 modèles différents. Elle montre que dans ce domaine nombre d'architectes et de chantiers ne travaillent pas sur de véritables méthodes de calculs mais avant tout sur l'expérience acquise pour ne pas dire le plus vulgaire « pifomètre » ! Constatation confirmée d'ailleurs par l'étude effectuée par l'Icomia lors des travaux sur une réglementation de la CEE, où, par rapport à un échantillonnage calculé, les écarts maximums se situaient entre – 78,7 % et + 88 % pour les côtés et – 75 % et + 397 % pour les fonds ! ceci pour des modèles construits à plusieurs centaines d'exemplaires.

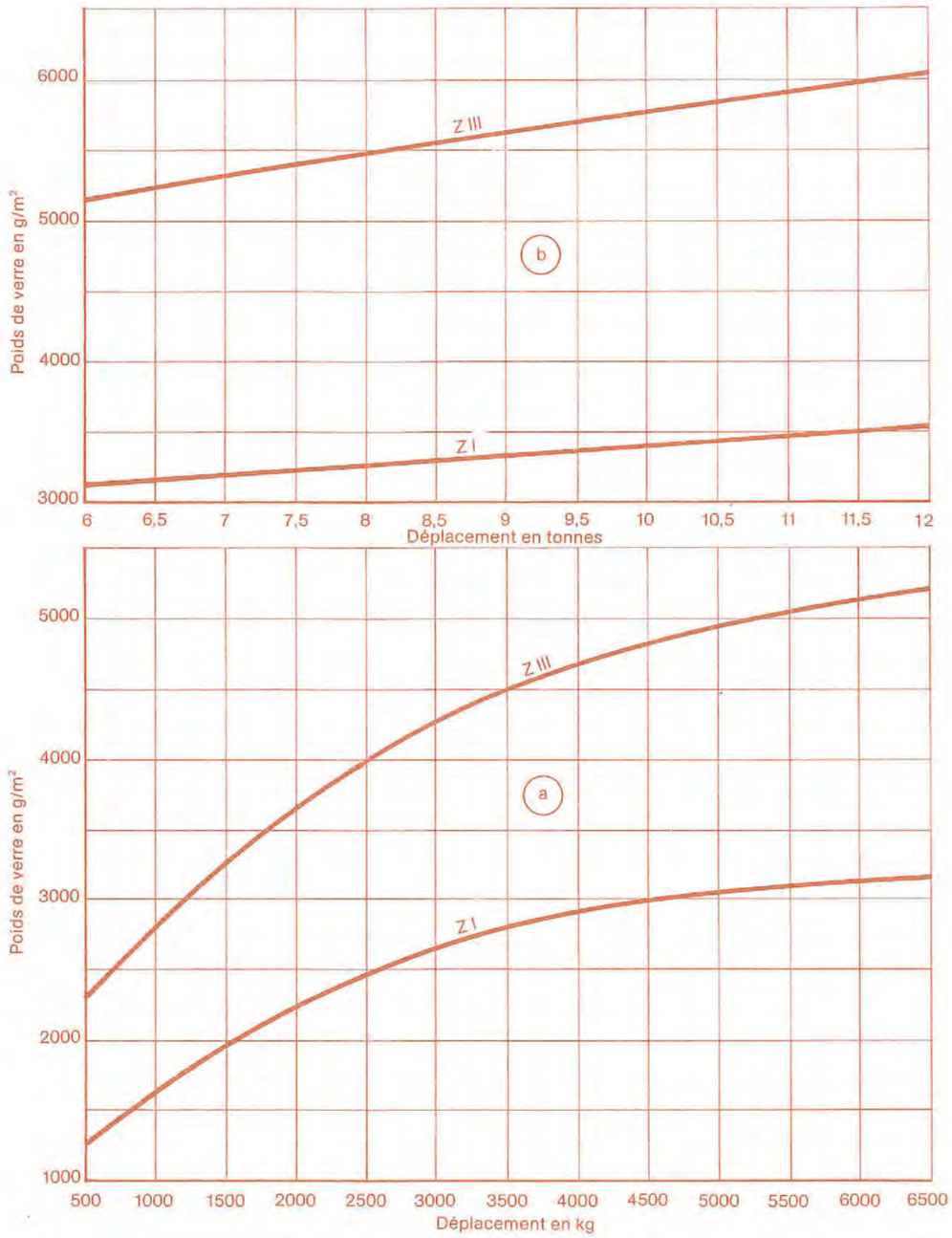


Fig. V-31. a) Poids de verre en renfort du stratifié des zones I et III pour des voiliers jusqu'à 6 tonnes de déplacement.
b) Poids de verre en renfort du stratifié des zones I et III pour des voiliers de 6 à 12 tonnes de déplacement.
Proportion en poids des tissus et du mat ou projeté : 2/1.
Proportion en poids de résine : 3/1 pour le mat, 1,5/1 pour les tissus.

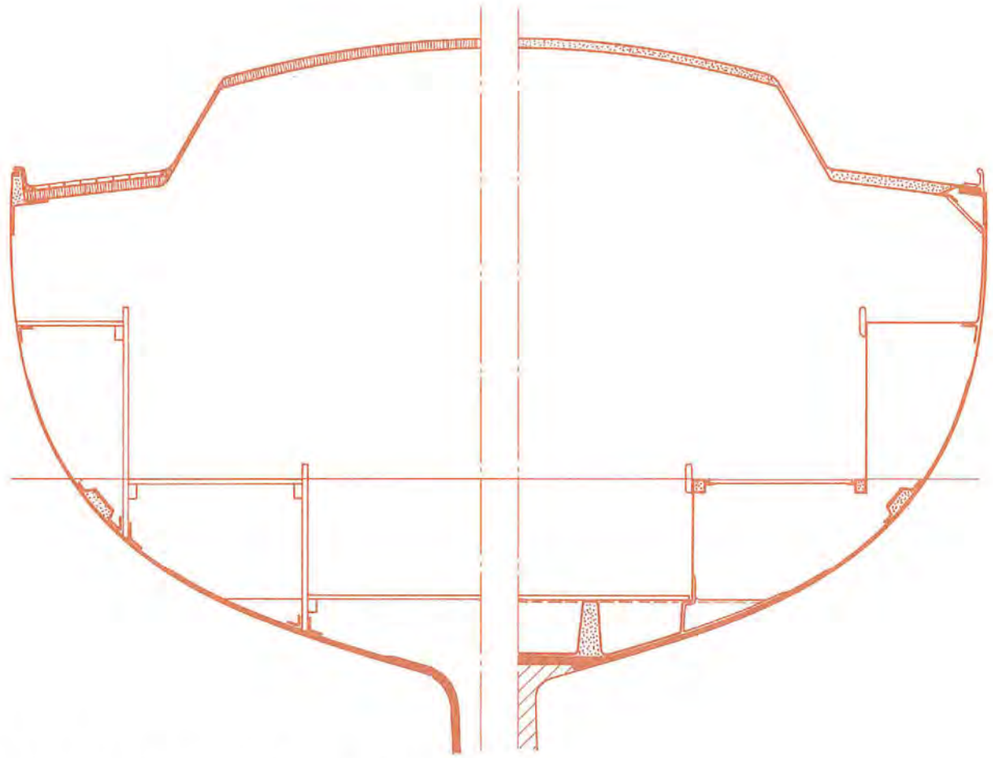


Fig. V-32. Deux exemples de construction en stratifié.
À gauche, une construction « personnalisée » dont les emménagements en bois sont réalisés à la demande. Le toit de rouf et le pont sont rigidifiés par un sandwich balsa. À noter les lattes de teck collées dans un embrèvement des passavants et la liaison pont-coque formant pavois ; celui-ci sera surmonté d'une lisse en teck. Le lest en plomb est suspendu sous un aileron.
À droite, une construction de série avec emménagements moulés. Le toit de rouf et le pont sont rigidifiés par un sandwich de mousse de polyuréthanne dont la peau intérieure est formée par le contre-moulage, l'ensemble étant collé sous vide. La liaison pont-coque est faite à plat avec cale-pieds métalliques. La liaison est cachée intérieurement par une latte de bois vissée sur des lèvres des deux contre-moulages. La gaine ainsi formée est utilisée pour le passage des câbles électriques et sert de conduit d'aération. Le lest, un aileron en fonte encastré, est soutenu par un carlingage et par des varangues dont les extrémités des remplissages en mousse sont restratifiées, à l'intérieur des coffres, après le collage du contre-moulage.

A ces échantillonnages de bordé correspond une structure interne dont le quadrillage ne sera pas supérieur à 1 m² pour la zone I et le tiers arrière de la zone III, à 0,80 m² pour les deux tiers avant de celle-ci, avec un rapport longueur/largeur au plus égal à 2. C'est ce quadrillage qui déterminera l'adjonction ou non de lisses, de membrures totales ou partielles, et de varangues en dehors de la zone du lest, compte tenu des renforts propres apportés par les emménagements.

La semelle de quille qui portera le lest ou qui sera sollicitée lors des échouages aura une épaisseur supérieure de 50 % et ce renfort s'étendra sur une hauteur égale à la moitié de la largeur de la semelle. Le changement d'épaisseur s'effectuera sur au moins six fois la différence (fig. V-33).

D'autres renforts locaux peuvent être nécessaires sur certains angles vifs, au tableau ou sur des bouchains par exemple. L'épaisseur de ces

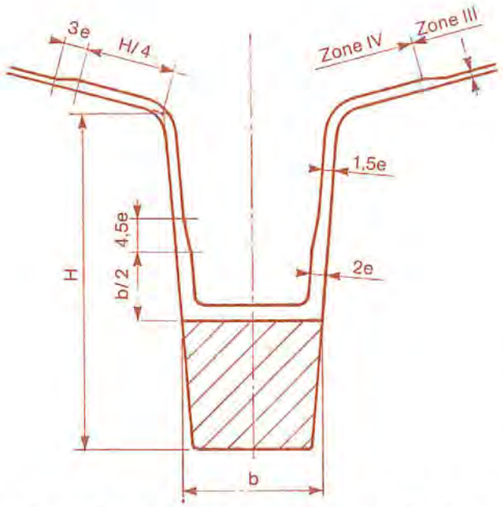


Fig. V-33. Renforcement de l'aileron porte lest.

renforts sera égale à 50 % de celle du bordé à cet endroit, leur largeur sera égale à 1/40 du bau maxi et le changement d'épaisseur s'effectuera sur au moins six fois la différence.

Comme pour les autres matériaux ces échantillonnages constituent une base autour de laquelle il est possible de jouer par exemple en faisant varier le rapport entre l'épaisseur du bordé et le quadrillage des renforts.

Lisses : afin de réduire le moins possible le volume intérieur utile, les omégas constituant les lisses ont généralement un rapport hauteur/largeur inférieur à 1. On prendra alors pour le sommet une épaisseur égale à celle du bordé et pour la hauteur de l'âme environ quatre fois celle-ci. La largeur du sommet dépendra du module d'inertie à obtenir avec une largeur de bordé associé égale à vingt fois l'épaisseur de celui-ci plus la largeur à la base de l'âme du renfort (fig. V-34 a).

L'épaisseur des flancs sera égale au tiers de celle du sommet pour une résistance à la compression minimum de l'âme de 0,08 daN/mm².

Membrures : leur encombrement en épaisseur étant moins gênant que pour les lisses leur hauteur peut être le double de celles-ci mais l'épaisseur des flancs sera alors égale à la moitié de celle du sommet. La largeur se trouvera ainsi considérablement réduite. Si l'une des faces est destinée à recevoir des éléments d'emménagements non structuraux elle n'aura pas de pente et sera munie, à l'intérieur, de renforts en contre-plaqué dans lesquels ils seront vissés (fig. V-34 b).

Varangues pour ailerons rapportés : à une certaine époque il était de mode de supprimer les varangues, tout au moins dans les voiliers dont le déplacement n'était pas supérieur à 2 tonnes environ, et à les remplacer par un fond épais. A cette époque, le pétrole était moins cher et de ce fait le rapport prix matière/prix main-d'œuvre plus favorable à la première. Personnellement je n'ai jamais été partisan de cette solution qui implique des contraintes très localisées et alternées que supportent très mal le stratifié.

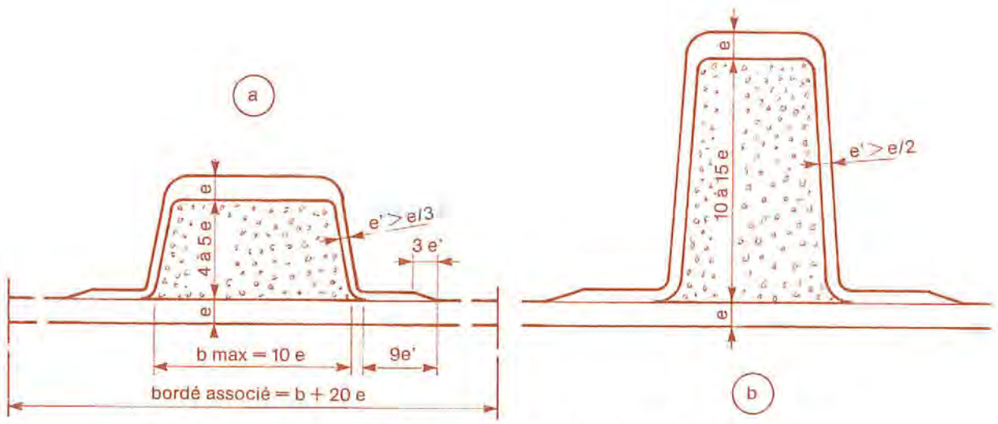


Fig. V-34. Proportions des renforts en oméga pour lisses et membrures.

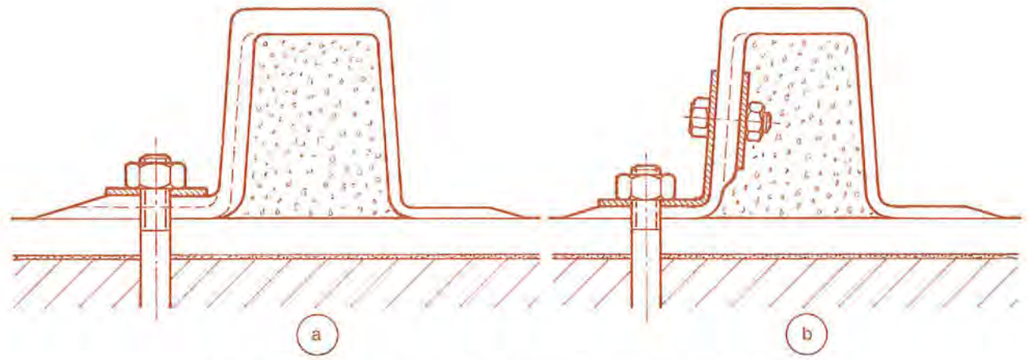


Fig. V-35. Renforcement au passage des boulons de quille :
a) par surépaisseur ;
b) par contre-plaques.

Depuis, les avantages économiques ayant disparu et la « simplification » ayant révélé ses vices, on est revenu aux solutions classiques. On adoptera les mêmes dimensions et le même nombre que pour la construction en bois moulé (tableau V-II) en effectuant la transformation bois/stratifié selon les formules décritent dans la partie précédente pour le calcul des varangues, en conservant le même facteur de sécurité.

On respectera toujours les conditions concernant l'aboutissement sur un élément de structure longitudinal. Celui-ci sera souvent constitué par les nervures recevant le pied des cloisons longitudinales supportant les couchettes ou d'autres éléments d'emménagement.

L'âme de ces varangues peut être en mousse ou en contre-plaqué si elles sont moulées *in situ.* Cependant il s'agit plus souvent de contre-moulages et il ne sera alors nécessaire de prévoir des remplissages qu'aux endroits où des fixations sont prévues, mais alors l'épaisseur des flancs sera égale à celle du sommet. Celle-ci sera basée sur l'épaisseur de la zone III.

Comme il est toujours difficile d'être sûr de l'étanchéité interne d'un élément sandwich – comme des varangues – lorsqu'il est percé d'un trou communiquant avec l'extérieur et que sa résistance en compression est souvent faible, les boulons de quille ne traversent pas les varangues dans une construction en stratifié. Ils sont donc placés entre elles mais le plus près possible. Cette solution, bonne sur le plan de la résistance à la compression et de l'étanchéité a par contre l'inconvénient de faire reposer la transmission de l'effort de flexion du fond à la varangue sur le collage de celle-ci. Il est donc indispensable de respecter quelques impératifs (fig. V-35). Le premier sera de toujours placer les boulons sur la lèvre de collage. Celle-ci travaille alors au cisaillement sans influence sur le collage. Une contre-plaque réunissant les boulons lorsque ceux-ci vont par paire assurera une répartition aussi large que possible de l'effort et des renforts de tissus localisés le transmettront à la varangue. A partir d'une dizaine de tonnes, la contre-plaque, en équerre, pourra assurer cette fonction. Sur les plus grosses unités on en arrive même à prévoir une structure métallique complète englobant le support de pied de mât et constituant une carlingue. Celle-ci est d'autant plus nécessaire que, compte tenu du module d'élasticité relativement bas des stratifiés classiques, les flèches sous l'effort sont importantes. On s'en rend bien compte lorsqu'une coque est soulevée sous une grue ; il n'est pas rare alors qu'un jour de plusieurs millimètres apparaisse aux extrémités du lest. On le constate également dans des différences de creux dans les fonds et de tirant d'eau importantes (parfois plusieurs centimètres) lors de la jauge de certains voiliers de course IOR. Faute de pouvoir aisément placer une carlingue sur le sommet des varangues, comme dans une construction en bois,

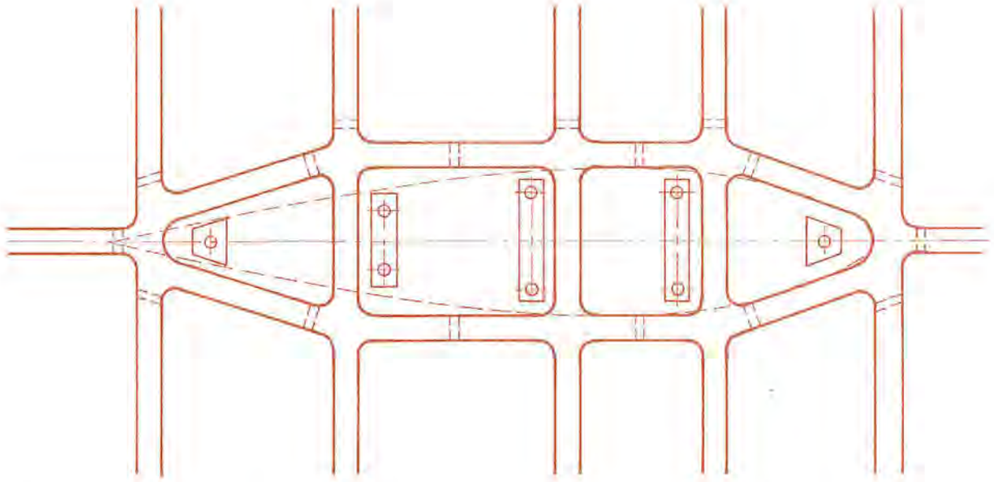


Fig. V-36. Disposition de varangues et carlingues avec anguillers pour fixation d'un aileron extérieur.

on prévoira, soit une nervure centrale si l'écartement des boulons le permet, soit deux nervures parallèles aussi proches que possible. Se pose alors le problème de l'assèchement des fonds ; il est en fait peu important car ces nervures limitent le déplacement latéral des eaux, qui est le plus gênant, et il est toujours possible de ménager des anguillers en incluant dans les angles et sur l'axe des demi-tubes de PVC (fig. V-36).

Varangues des quilles creuses : leur rôle mécanique est plus réduit que dans le cas précédent car les parois de la quille répartissent une part importante de l'effort sur toute la longueur. Elles sont néanmoins nécessaires pour assurer l'indéformabilité transversale. Elles seront réalisées en contre-plaqué stratifié à l'intérieur de la coque comme une cloison. Leur épaisseur sera celle de la cloison de mât, leur nombre, leur espacement et leur hauteur sur râblure, ceux prévus pour les coques en bois moulé (voir tableau V-II). Le sommet sera doublé sur une hauteur égale à trois fois l'épaisseur. Elles peuvent aussi être réalisées en stratifié avec un bord tombé, mais cela offre peu d'intérêt.

On évitera la solution du lest intérieur car le stratifié résiste très mal à l'abrasion lors des échouages avec tous les risques d'infiltration d'eau que cela comporte.

Pour le lest extérieur, les renforts reliant les boulons de quille aux varangues dont nous avons parlé pour le cas précédent ne seront nécessaires que pour les unités de plus de 15 t environ ou si le lest représente plus de 75 % de la hauteur totale de la quille. En revanche une carlingue supérieure sera toujours bienvenue.

Cloisons : qu'il s'agisse de celle de mât ou des cloisons intermédiaires ou se réfèrera à nouveau au tableau V-II. Les porques ou les membrures prolongeant les cloisons partielles seront calculées par équivalence.

Sur les grandes unités, lorsqu'une structure métallique est prévue pour la tenue du pied de mât et du lest, une bonne solution consiste à y inclure un élément transversal au niveau des haubans sur lequel pourront être repris des tirants provenant des cadènes. La longueur de ces tirants sera bien sûr réglable pour permettre un ajustement après assemblage du pont sur la coque. Un moyen simple de réaliser ces tirants consiste à les construire en deux éléments de barre ronde munis d'une chape ou d'un œil à une extrémité et d'un filetage de pas inversé à l'autre, et réunis par une cage de ridoir.

Ce type de structure transversale plus ou moins simplifiée est d'ailleurs applicable à toutes les tailles de voiliers. De même les tirants, lorsque les cadènes ne sont pas dans le plan d'une cloison, remplaceront avantageusement les goussets en reportant l'effort sur des éléments de structure interne transversaux, ou plus souvent longitudinaux, cachés dans les emménagements et qui, de ce fait, peuvent être largement dimensionnés.

Attention cependant à leur interférence avec les dits emménagements, évitez par exemple de les faire passer au milieu d'une couchette, cela s'est vu !

Lorsqu'il n'y a pas de cloison au niveau du mât on veillera particulièrement à la rigidité de la structure constituée par la porque, l'épontille et les tirants des cadènes.

Pont : l'échantillonnage de base du pont sera celui de la zone I mais, pour éviter le barrotage, il sera généralement remplacé par un sandwich avec une âme de balsa bois debout. Il possèdera le même module d'inertie que le stratifié monolithique. Dans le sens longitudinal, la largeur des panneaux entre appuis ne sera pas supérieure à un mètre, sinon des barrots de module d'inertie équivalent à ceux en bois seront ajoutés.

Néanmoins, si la structure sandwich permet de donner au pont une raideur et une résistance à la pression extérieure suffisantes, elle réduit la résistance à la compression axiale et les coques en plastique ont souvent le défaut de fléchir plus que les autres sous les efforts du gréement longitudinal. C'est pourquoi il ne serait pas inutile de prévoir des lisses de renfort longitudinales passant par exemple dans l'angle des hiloires de rouf et de cockpit. Les dimensions extérieures de leur section n'ont pas besoin d'être très grandes puisqu'elles ne travailleront pas en flexion, mais le poids de verre contenu doit être élevé. A l'avant elles peuvent se réunir en un seul renfort axial jusqu'à l'étrave, et se prolonger à l'arrière jusqu'aux fixations du pataras.

Rouf : l'échantillonnage du toit de rouf sera identique à celui du pont. Les hiloires, en revanche, seront en stratifié monolithique et renforcées pour tenir compte des ouvertures de hublots. Si celles-ci ne laissent que des montants étroits, ceux-ci seront renforcés par des omégas verticaux.

Par sa très grande flexibilité dans le dessin des formes, la construction en stratifié permet toutes les fantaisies, il est bon cependant de ne pas trop en abuser car une trop grande complexité augmente toujours les coûts et les difficultés de fabrication.

D'autre part il ne faut pas oublier son faible module d'élasticité qui entraîne des problèmes de rigidité lorsque l'on désire réaliser des coques de grandes dimensions (au-delà d'une quinzaine de mètres) sans avoir recours à des matériaux ou des techniques de construction particulières ou sans un alourdissement important.

Si pour le bordé la construction en sandwich permet de résoudre ce problème au niveau des contraintes de pression, la tenue en flexion de la poutre navire nécessite une structure interne, éventuellement métallique, particulièrement bien étudiée. Il n'est pas possible de donner une règle générale car, s'agissant presque toujours de voiliers construits à l'unité, chacun est un cas particulier qui nécessitera une étude attentive.

V-III– 2. MATÉRIAUX ET TECHNIQUES À HAUTES PERFORMANCES

Les thèmes sur lesquels portent les recherches vers des matériaux et des techniques à hautes performances touchent les trois composantes de la construction en stratifié : les résines, les renforts, leur mise en œuvre.

La plupart de ces produits et de ces techniques sont issus de la recherche aéronautique et spatiale ou militaire, c'est dire que souvent leur prix de revient n'a pas été un facteur déterminant lors de leur élaboration. Néanmoins, en fonction des débouchés qu'ils peuvent trouver dans d'autres secteurs, ces prix peuvent évoluer considérablement, l'aspect économique de leur utilisation est donc continuellement remis en question. L'image que l'on pourrait en donner à l'instant où ces lignes sont écrites n'aurait donc plus aucune signification à plus ou moins long terme, c'est pourquoi je n'insisterai ici que sur les avantages techniques qu'ils peuvent procurer.

V-III – 2.1. Les résines

Nous avons vu au chapitre précédent que les caractéristiques globales d'un stratifié dépendaient de l'équilibre de celles de ses composants, la matrice et le renfort. Que l'un des deux atteigne sa limite de rupture avant l'autre et c'est l'ensemble qui s'effondre. Or malheureusement l'ensemble résine polyester et fibre de verre est dans ce cas. La résine atteint sa limite de rupture avec un allongement de 2,4 % environ alors que la fibre de verre E atteint près du double. Le stratifié ne peut donc donner ses caractéristiques optimums si l'on n'utilise pas une autre résine mieux adaptée.

TABLEAU V-IX
COMPARAISON DE RÉSINES POLYESTER, VINYLESTER, EPOXYDE

	R_t daN/mm²	A %	E daN/mm²	d
Polyester	7	2,4 %	246	1,2
Vinylester	8,4	5,5 %	358	1,12
Epoxyde	jusqu'à 14	jusqu'à 5,5 %	562	1,18 à 1,24

Celles-ci existent, il en existe même deux, les vinylesters et les époxydes qui toutes deux atteignent un allongement à la rupture qui peut aller jusqu'à 5,5 %, donc supérieur à celui du verre E. Les courbes de la figure 37 montrent à quel point peut ainsi être améliorée la résistance à la rupture d'un stratifié. D'autant plus que ces résines elles-mêmes ont une résistance à la rupture et un module d'élasticité plus élevés. Il faut ajouter encore qu'elles ont une bien meilleure tenue à l'eau.

A titre tout à fait indicatif, en 1984 le prix de la résine époxyde est à peu près le double du polyester isophtalique, le vinylester se situant à mi-chemin.

Attention, l'emploi de ces résines nécessite un « finish » des fibres de verre différent et la mise en œuvre, tout au moins pour les époxydes, est plus longue – viscosité plus élevée et polymérisation plus lente.

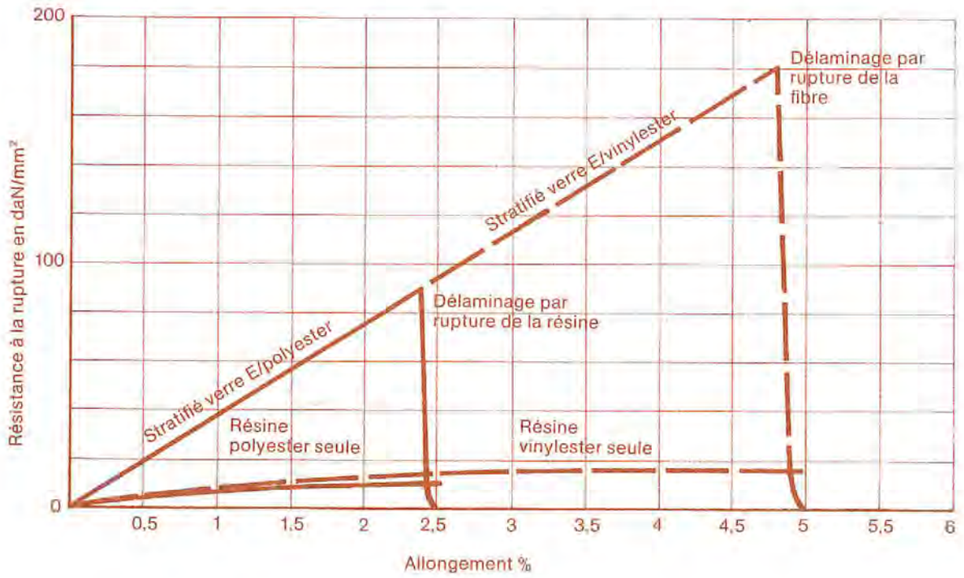


Fig. V-37. Comparaison des résistances de stratifiés à base de verre E et de résine polyester ou vinylester. La résine polyester qui se rompt à un allongement de 2,4 % ne permet pas au verre de donner toutes ses possibilités. Ceci ne peut être obtenu qu'avec une résine vinylester dont l'allongement à la rupture est supérieure à celui de la fibre. (D'après doc. Orcon Corp.).

V-III – 2.2. Les renforts

Trois types de renforts principaux sont actuellement couramment utilisés dans les stratifiés à hautes performances : le verre R (ou S dans les pays anglo-saxons), les fibres polyamides aromatiques, ou aramides et la fibre de carbone.

Le **verre R** développé en France par Vétrotex Saint-Gobain pour l'industrie aérospatiale possède une composition chimique différente du verre E qui lui confère en particulier une meilleure résistance à l'humidité.

D'autre part, le filament étant moitié plus fin la surface d'accrochage avec la résine est doublée ce qui améliore considérablement les caractéristiques du stratifié et lui donne surtout une meilleure tenue à la fatigue.

Afin de réduire le moins possible les caractéristiques de la fibre vierge les renforts à base de verre R ne sont fabriqués que dans des constructions faisant intervenir le moins de manipulations possibles, satins et unidirectionnels.

Les fibres **aramides** développées par Du Pont de Nemours en 1965 pour les industries aérospatiales sous la marque Kevlar ont connu une application importante dans la fabrication des pneumatiques à carcasse radiale.

Deux nuances sont utilisées en construction de plaisance, le Kelvar 29 pour les cordages et le Kevlar 49 pour les renforts de stratifiés.

Ce dernier est particulièrement intéressant pour ses rapports résistance/poids et module d'élasticité/poids ; ce dernier étant obtenu grâce à un allongement très faible. Il permettrait d'envisager son utilisation avec le polyester, cependant on préfère l'employer avec des résines vinylesters ou époxydes pour s'assurer que ses performances seront utilisées de façon optimum.

Les fibres aramides offrent également une très bonne résistance à l'impact, ce qui les fait utiliser dans la fabrication des gilets pare-balles, mais leur résistance en compression est beaucoup moins bonne et elles présentent quelques difficultés d'imprégnation, en particulier à cause de leur faible densité, qui nécessite une technique différente du stratifié classique verre-polyester.

On les trouve dans des tissages taffetas, sergé, satin et en unidirectionnel, et des grammages de 60 à 450 g/m².

La fibre de **carbone** ou graphite existe en quatre nuances : haute résistance (H.R.), ultra-haute résistance (U.H.R.), haut module (H.M.) et ultra-haut module (U.H.M.), les nuances H.R. ayant une résistance à la traction supérieure mais un module d'élasticité inférieur aux nuances H.M.

Leur résistance à la traction est de toute façon assez proche de celle du verre, mais leur module d'élasticité est trois fois supérieur. Elles possèdent de plus une excellente résistance à la compression et à la fatigue qui les fait utiliser dans la construction de pales d'hélicoptère sans articulation. Par contre elles ont une très mauvaise résistance à l'impact. Elles ont également l'avantage d'accepter tous les types de résines. En revanche elles supportent très mal le tissage et sont utilisées principalement en unidirectionnel.

Le tableau V-X résume les caractéristiques de différentes fibres vierges avant toute opération de tissage ; pour le verre E par exemple il ne faut pas oublier que la résistance en traction du fil tombe à 120 à 175 daN/mm² ce qui montre la perte importante qui résulte des opérations ultérieures.

TABLEAU V-X
CARACTÉRISTIQUES DES FIBRES VIERGES

	R_t daN/mm²	R_C daN/mm²	A %	E daN/mm²	d	R_t/d	E/d	R_t/d^2	E/d^3
Verre E	350	175	4,8	7 380	2,54	138	2 905	54,2	450
Verre S	465	232	5,4	8 860	2,49	187	3 560	75	574
Kevlar 49	280	90	2,4	13 360	1,44	194 (62,5)	9 280	135	4 404
Carbone	330	240	1,4	23 200	1,74	190	13 330	109	4 404

Note : Pour le Kevlar le chiffre entre parenthèses est le rapport R_c/d dont on voit qu'il est plus faible que pour toutes les autres fibres. Les résistances en compression ont été estimées à 50 % de R_t pour le verre, à 32 % pour le Kevlar et à 72 % pour le carbone. *(D'après document Orcon.)*

TABLEAU V-XI
CARACTÉRISTIQUES D'ÉPROUVETTES DE STRATIFIE FIBRE/EXPOXYDE CONTENANT 50 % EN VOLUME DE FIBRES UNIDIRECTIONNELLES

	FIBRES			
	Verre E	Verre R	Aramide H.R.	Carbone H.R.
Traction :				
R_t daN/mm²	23	34	32	32
E_t daN/mm²	730	870	1 250	2 410
A %	3,5	3,3	2,4	1,3
Compression :				
R_c daN/mm²	9,6	11,1	1,91	9,3
Flexion longitudinale :				
R_f daN/mm²	11	13,1	5,8	12,4
E_f daN/mm²	303	404	426	950
Flexion transversale :				
R_f daN/mm²	0,7	1,06	0,32	0,93
E_f daN/mm²	94,5	118	43	70
Cisaillement interlaminaire :				
G daN/mm²	9,6	11,1	1,9	9,3
Résilience (J/cm³)	9,8	10,6	9,1	2,2
Densité	1,87	1,85	1,32	1,47
R_t/d	12,3	18,4	24,2	21,8
R_c/d	5,13	6	1,45	6,33
R_f/d^2	3,15	3,83	3,33	5,74
E_f/d^3	46,3	63,8	185,2	299

(D'après document Vétrotex)

Les graphiques de la figure V-38 et le tableau V-XI – d'origines différentes – montrent les résultats d'essais effectués sur des éprouvettes.

On remarquera la supériorité exceptionnelle du carbone dans toutes les conditions sauf au choc et la différence dans les performances de l'aramide en traction et compression.

C'est pourquoi ce dernier renfort n'est utilisé en tissage que lorsqu'il ne travaille qu'en traction comme pour la peau intérieure d'un bordé en sandwich, sinon il est associé à du verre R ou du carbone pour constituer un hybride des deux matériaux.

De même le carbone pourra être associé à du verre R ce qui, selon la proportion des deux composants améliorera soit la résistance au choc du premier, soit les performances en traction du second.

Les fibres de renfort habituelles peuvent également être utilisées sous d'autres formes que les classiques tissus ou mats. C'est le cas du *C-Flex* par exemple. Ce renfort est constitué de baguettes de fibres de verre enrobées par pultrusion dans une résine époxyde analogues à des scions de canne à pêche.

Celles-ci sont alternées, à raison d'une pour deux, avec des mèches de roving non enrobées, le tout maintenu par une gaze constituant un ruban de 30 cm de largeur et de 30 ou 76 m de long. Le *C-Flex* se fait en deux épaisseurs selon le diamètre des mèches : 3,18 mm et 2,03 mm, correspondant à des poids au mètre carré d'environ 1 500 et 2 500 g.

Il existe aussi un *C-Flex* à base de fibre de carbone. *

Sa flexibilité lui permet de prendre les formes d'un moule mâle à claire-voie et il constitue alors une base assez rigide pour un stratifié constitué de renforts classiques. Après polymérisation la coque est démoulée et la stratification se poursuit par l'intérieur. C'est donc un procédé qui s'applique à la construction à l'unité de coques à partir de 2 t environ. En deçà l'épaisseur minimum du stratifié impliquerait un poids trop élevé.

V-III – 2.3. Les techniques

Pour obtenir des constructions en sandwich une cohésion correcte, il est souvent nécessaire de faire appel à une imprégnation sous vide, que le moule non adhérent à la résine est placé sur le stratifié et scellé sur le pourtour du moule ; Il est relié à une pompe maintenant un vide de 0,5 bar environ durant la polymérisation. Le trop plein de résine chassé par la pression du sac est absorbé, à travers un tissu pelable, par un tissu sec, tous deux étant arrachés après démoulage. Pour obtenir une bonne imprégnation la résine est peu accélérée et, pour éviter un trop long temps de polymérisation, le moule est placé sous une tente où l'on élève progressivement la température aux environs de 40° C.

Parmi les procédés qui allient à la fois un matériau et une technique différents de ceux utilisés habituellement se situe le moulage à chaud (120° C environ) de renforts pré-imprégnés. Il ne s'agit pas à proprement parler d'une méthode nouvelle car elle est employée depuis longtemps dans l'industrie, mais son application à la construction de voiliers est récente.

Les pré-imprégnés peuvent être à base de fibres aussi diverses que le verre, les polyamides haute température, le carbone, l'aramide, etc., tissées de façon classique ou en unidirectionnel, mais aussi parfois dans des structures en trois dimensions.

Les résines d'imprégnation sont, selon les usages, des silicones, des polyimides, des phénoliques ou, pour notre cas, des polyesters ou des époxydes.

Ces résines, catalysées mais non accélérées, polymérisent à la chaleur dans un four. La durée de vie avant usage est d'environ six mois ce qui nécessite souvent une conservation en chambre froide.

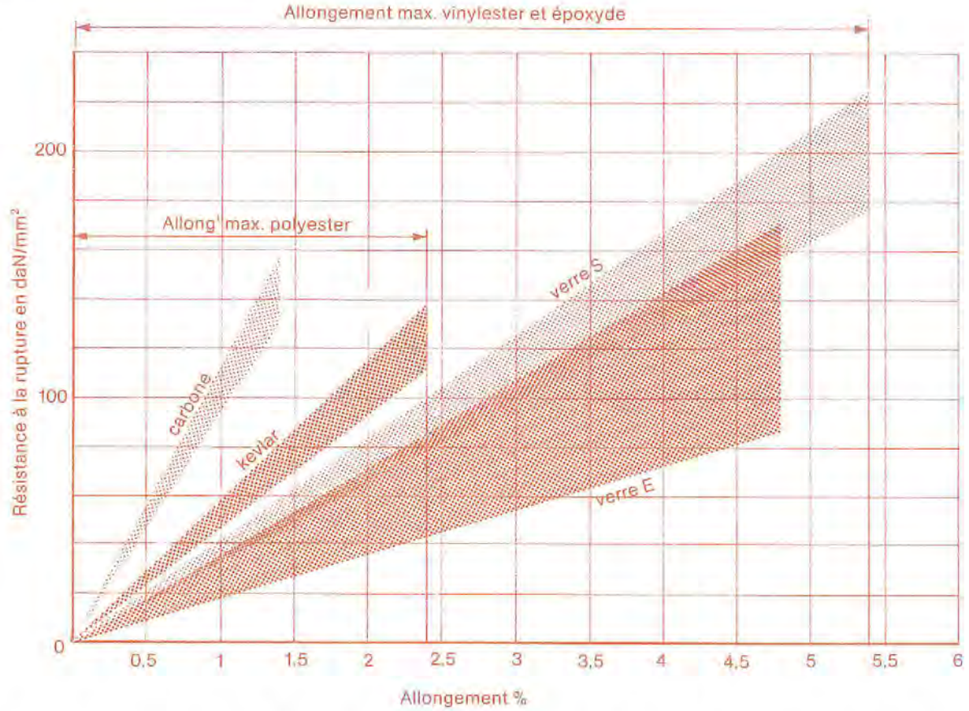


Fig. V-38. Comparaison de différentes combinaisons de renforts et de résines pour des stratifiés unidirectionnels à 50 % de fibre. Les limites supérieures correspondent à des éprouvettes de laboratoire, les limites inférieures à la meilleure qualité que l'on puisse obtenir en chantier. On voit que, en dehors des problèmes de liaison, la résine polyester convient tout à fait pour la fibre de carbone et à la rigueur pour le Kevlar 49, bien que, pour celui-ci, le moindre défaut dans la résine conduira à un abaissement des performances. Par contre seules les résines époxydes ou vinylesters permettent d'obtenir le maximum de la fibre de verre E ou S. (D'après doc. Orcon Corp.).

* Le *C-Flex* est distribué en France par la Société Technique du Verre Tissé, 12, rue Malesherbes – 69006 Lyon

La tenue sur le moule est généralement assurée par un « sac à vide » constitué d'une peau en plastique enveloppant le moulage et sous laquelle on fait le vide. Le moule est alors roulé dans le four où s'effectuera la polymérisation.

Sur le plan mécanique les pré-imprégnés offrent les avantages d'une parfaite régularité de l'imprégnation et d'un taux de verre qui atteint facilement près de 66 % ce qui conduit à des performances pratiquement impossibles à atteindre dans le moulage à la main. Seul inconvénient, le prix du produit et surtout de l'outillage ! Mais ce dernier facteur pourrait évoluer avec la venue de résines polymérisant à la lumière. Le progrès n'est pas près de s'arrêter dans ce domaine. C'est ainsi que dans des réalisations récentes de grandes dimensions, on a pu éliminer l'étuve en utilisant directement la fibre de carbone des renforts comme résistance chauffante (procédé Hexcel-Génin).

Dernière technique de fabrication que nous citerons, le moulage par injection. Les renforts et les résines sont classiques mais l'imprégnation est complètement différente.

Sur le moule mâle, ou poinçon, sont disposés, après l'application d'un gel-coat, tous les renforts. Le tout est recouvert par un moule femelle, ou matrice, qui a également reçu un gel-coat. Le vide est alors fait entre les deux moules, aspirant la résine qui est injectée en différents points. Lorsque celle-ci est polymérisée, il ne reste plus qu'à démouler pour obtenir une coque à l'aspect parfait sur ses deux faces et portant toutes ses membrures et renforts divers. En dehors de la qualité de l'aspect, le procédé offre l'avantage d'un temps de fabrication écourté, d'un très bon contrôle du poids de résine utilisé, donc du taux de verre et du poids final de la coque. Son emploi se heurte par contre à deux grosses difficultés : tout d'abord la mise au point de l'emplacement des prises de vide et des points d'injection de résine pour obtenir une imprégnation homogène de toute la surface et surtout le prix des deux moules qui requièrent une précision et une rigidité très grandes même si la pression atmosphérique qui s'exerce sur chacun d'eux assure un certain serrage des renforts.

Cette technique mise au point en Grande-Bretagne par la Société Scott Bader et développée dans l'industrie automobile sur les voitures Lotus a été appliquée pour la première fois en 1974 sur un bateau à moteur de 14 m. Utilisée par le chantier Jeremy Rogers pour la construction des Contessa 29 et 34 il ne semble pas qu'elle ait connu dans ce domaine l'avenir que certains présageaient et l'utilisation des pré-imprégnés paraît offrir plus de promesses.

Le problème est avant tout économique et réside dans la possibilité d'amortissement des outillages, d'autant plus faible qu'il s'agit de plus grandes unités.

Elle est par contre tout à fait envisageable pour des pièces de dimensions relativement restreintes telles que safran, capots, etc. Il est possible dans ces cas de réaliser la pièce autour d'un noyau de mousse prémoulé pour obtenir une pièce extrêmement résistante et légère.

BIBLIOGRAPHIE-CHAPITRE V

1. R.M. STEWARD : *Construction des bateaux en bois.* EMOM.
2. H. DERVIN : *Traité pratique pour la construction des bateaux en bois.* EMOM. *Épuisé.*
3. H. DERVIN : *Notes pratiques sur la construction des navires en bois.* Le Yacht. *Épuisé.*
4. H.I. CHAPELLE : *Boatbuilding.* Norton (U.S.A.).
5. L.F. HERRESHOFF : *The common sense of yacht design.* The Rudder (U.S.A.).
6. F.S.KINNEY : *Skene's elements of yacht design.* A&C Black. Londres.
7. P. GUTELLE : *Les méthodes modernes pour construire son bateau en bois.* EMOM.
8. W. ZANTVOORT : Series in steel. *Symposium Yachtarchitecture* 1975. Hiswa.
9. S. LANGEVIN : *Voiliers et vedettes en métal.* Arthaud.
10. Alu – acier – inox. Hors-série nº 16 de *Loisirs Nautiques.*
11. S. KERNILIS : *Construction amateur d'un bateau en acier.* EMOM.
12. J.C. MUSNIER : *Construire son bateau en acier.* Arthaud.
13. C. VARGEL : *Le comportement de l'aluminium et ses alliages,* Dunod technique.
14. O. LE CARRER : *Construction amateur en plastique.* EMOM.

VI

MATURE, GRÉEMENT ET VOILURE

La démarche suivie dans ce chapitre va peut-être paraître illogique puisqu'elle va consister à étudier la mâture et le gréement avant le plan de voilure.

On verra qu'il n'en est rien puisqu'elle permettra de mieux comprendre les restrictions imposées par la mécanique du gréement à la définition du plan de voilure. Avant de savoir quoi dessiner il faut savoir pourquoi on le dessine et avoir en permanence à l'esprit les contraintes qui y sont propres.

De tous les éléments constituant le voilier, l'ensemble mâture et gréement est certainement celui qui est la cause du plus grand nombre d'accidents, surtout en course où l'on cherche toujours à en réduire au minimum le poids, non seulement pour améliorer la stabilité mais surtout pour diminuer le moment d'inertie, facteur extrêmement négatif pour la marche du bateau.

Il existe de nombreuses méthodes de calcul, plus ou moins simplifiées, de l'échantillonnage des mâts et de leur gréement ainsi que des abaques établis par des fabricants de mâts, cependant ceux-ci ne donnent tous que des résultats relativement imprécis en raison de la méconnaissance de deux éléments fondamentaux indispensables pour effectuer ces calculs : la mécanique de l'ensemble voiles-mât-gréement et la valeur des efforts statiques et dynamiques.

A la seconde question il ne sera possible de répondre qu'en s'appuyant sur des séries de mesures *in situ* dans toutes sortes de conditions et pour des tailles et des types de voiliers et de gréements aussi différents que possible.

Actuellement très peu d'études de ce genre ont été menées à bien, la plupart dans le cadre de la coupe de l'America donc pour un seul type de voilier, les 12 m J.I., et moins encore ont été publiées.

Tout récemment l'INERN vient de terminer une campagne d'étude très intéressante sur deux quater-tonners identiques. Il reste à analyser et extrapoler ces résultats.

D'autre part de telles études n'ont de valeur et de portée pratique que si elles sont définies et analysées en fonction d'une connaissance correcte de la mécanique du système et c'est donc par là que nous allons commencer.

VI-I LA MÉCANIQUE DU GRÉEMENT

La compréhension de la mécanique d'un gréement résulte de la réunion de la connaissance d'un certain nombre d'éléments disparates.

Nous commencerons donc par analyser ceux-ci pour en constituer une sorte de puzzle d'où émergera une théorie complète.

VI-I – 1. COMPORTEMENT D'UN CÂBLE SOUMIS À UN EFFORT TRANSVERSAL

Si l'on considère un câble horizontal attaché entre deux points et supportant une charge P (fig. VI-1) celle-ci induira dans le câble une tension T fonction de l'angle entre les deux parties

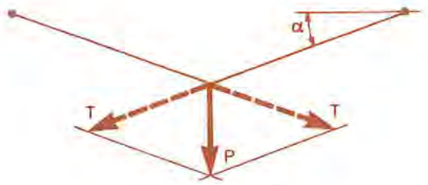


Fig. VI-1. La traction dans un câble supportant une charge localisée est fonction de l'angle qu'il prend avec l'horizontale et vice versa.

adjacentes du câble *. Si α est l'angle que fait le câble avec l'horizontal :

$T = P/2 \sin \alpha$

On voit tout de suite que pour une charge donnée, plus l'angle α sera réduit plus la tension T sera élevée ; elle tend vers ∞ quand α tend vers 0 (tableau VI-I).

TABLEAU VI-I

α°	½ sin α
30	1
15	1,93
10	2,88
5	5,74
2	14,33
1	28,65

Si maintenant, au lieu d'une charge ponctuelle nous la répartissons uniformément sur une certaine longueur du câble, celui-ci prendra sur la distance correspondante une courbe en forme de chaînette (fig. VI-2).

Dans ce cas les prolongements du câble au-delà de la partie portant la charge sont tangents à ses extrémités et la tension est toujours : $T = P/2 \sin \alpha$, P étant alors le total de la charge répartie sur le câble.

La flèche maximum $f_m = 0{,}25\ l \times \tan \alpha$

* Dans cette démonstration nous supposons le poids du câble comme négligeable.

ÉTAI RAIDE, ÉTAI MOU

Beaucoup de controverses se développent autour du problème de la raideur de l'étai des voiliers du fait que les idées sur cette question ne sont pas toujours très claires.

Ce que nous venons d'exposer doit permettre de mieux comprendre les éléments dont il faut tenir compte.

Si nous considérons un ensemble dont la rigidité assure une quasi stabilité de la distance entre les points d'attache du câble, la flèche que celui-ci prendra sera fonction de son élasticité ; plus celle-ci sera grande plus la flèche sera importante mais moins la tension dans le câble sera élevée (du fait de l'augmentation de l'angle α) (fig. A).

Fig. A

Si nous considérons maintenant que la distance entre les points n'est plus fixe mais que c'est la tension qui est constante, le rapport flèche/corde restera constant comme l'angle α (fig. B).

Fig. B

Il est manifeste que l'étai d'un voilier entre dans le second cas puisque l'ensemble coque-mât ne peut être considéré comme rigide et que la tenue de l'étai n'est assurée que par la tension du galhauban, du pataras et la traction de la grand-voile. Si la tension du premier ne peut être définie qu'*a priori,* les deux autres disposent de toutes sortes de mécanismes (palans, ridoirs à volant, vérin hydraulique) pour équilibrer la traction de l'étai pendant la marche.

Au fur et à mesure que la force du vent et la traction dans l'étai vont croître, la traction de la grand-voile va croître aussi et il suffira d'augmenter la tension du pataras pour maintenir constant le rapport flèche/corde de l'étai.

Le déplacement longitudinal de la tête se fera de façon régulière vers l'arrière. L'utilisation d'une barre à la place d'un câble permettrait de réduire ce déplacement qui, en augmentant la quête, tend à rendre le voilier plus ardent, ce qu'il n'a déjà que trop tendance à devenir lorsque le vent force. Néanmoins, compte tenu des fortes accélérations longitudinales auxquelles est soumis le gréement, il faut conserver une certaine élasticité à l'étai et je partage sur ce point l'opinion de Rod Stephens qui préconise pour celui-ci l'emploi du câble monotoron.

Cette élasticité a d'ailleurs pour autre avantage, en amortissant les mouvements du foc, de maintenir une certaine stabilité des écoulements aérodynamiques sur la voile.

LES EFFETS DE LA PRÉTENSION DES HAUBANS

Il est intéressant de voir à cette occasion comment va se comporter l'ensemble mât-gréement de tête.

A l'arrêt, une prétension importante est appliquée sur les galhaubans, laquelle va résulter en une compression dans le mât (fig. C-a).

Lorsque le voilier va entrer en mouvement, la composante latérale de l'ensemble étai-drisse-grand-voile transfère une partie de la tension du galhauban sous le vent au galhauban au vent, néanmoins la résultante de compression dans le mât reste constante (fig. C-b). Ceci jusqu'à ce que la totalité de la tension dans l'un soit passée dans l'autre.

Au cours de ces deux phases, la compression dans le mât (tout au moins pour la part due au galhauban) restant constante, celle-ci ne provoquera pas de raccourcissement supplémentaire du mât et le déplacement sous le vent de la tête ne sera tributaire que de l'allongement du galhauban.

Au-delà, la tension du galhauban continuera de croître mais aussi la compression dans le mât (fig. C-c).

Celui-ci se raccourcira d'où un déplacement sous le vent de la tête de mât de plus en plus important.

Il est donc nécessaire pour la stabilité des réglages que l'ensemble mât et galhaubans soit le moins élastique possible d'où l'intérêt, pour ces derniers de la barre ronde ou profilée dont l'allongement est aux environs de 1/1,5 de celui d'un câble monotoron.

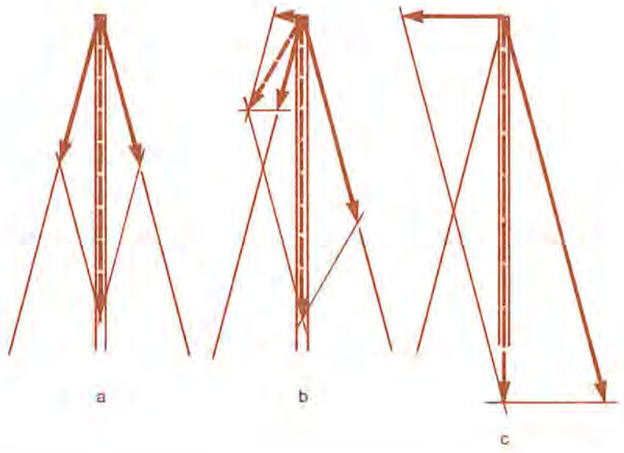


Fig. C

Il en serait de même si la charge n'était pas uniformément répartie, mais alors la forme de la courbe serait différente de même que sa flèche maximum.

Troisième cas, nous ajoutons à chaque extrémité de la partie du câble soumise à la charge uniformément répartie une charge ponctuelle (fig. VI-3). Aux deux points considérés les prolongements du câble ne seront plus tangents à la courbe mais seront dirigés selon la résultante de la tension dans le câble et de la charge ponctuelle.

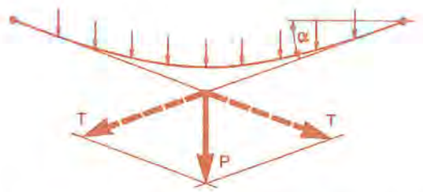


Fig. VI-2. Lorsque le câble supporte une charge uniformément répartie sur une partie de sa longueur, l'angle qu'il prend à ses extrémités est le même que si une charge égale était appliquée localement.

VI-I – 2. RÉPARTITION DES EFFORTS DANS LE TISSU D'UNE VOILE

Nous savons que chaque élément de la surface d'une voile est soumis à un effort dû à la différence de pression entre les écoulements de l'air sur ses deux faces.

Si la voile était une sphère, cet effort se répartirait uniformément tout autour de l'élément de calotte sphérique correspondant, selon un cône ayant pour axe la direction de l'effort et dont la surface tangenterait la sphère à la limite de la surface considérée (fig. VI-4).

Vue en plan la répartition de cet effort rayonnerait uniformément autour de son point d'application.

Le problème est le même que le précédent sinon qu'au lieu de s'appliquer à une simple droite il intéresse maintenant une surface circulaire.

La tension par unité de longueur sur la circonférence de la surface considérée est alors $T = P\sqrt{4\pi S}/4 \sin \alpha$, $\sqrt{4\pi S}$ étant la longueur de la circonférence de surface S et α l'angle de la génératrice du cône avec la surface.

En fait, pour de multiples raisons liées à la forme de la voile (cambrure différente dans le sens transversal et vertical), raideur du tissu, tension dans le guindant, la répartition de l'effort dans le tissu se fait selon une ellipse très aplatie et la tension tend vers une valeur $T = P/2 \sin \alpha$ par unité de largeur.

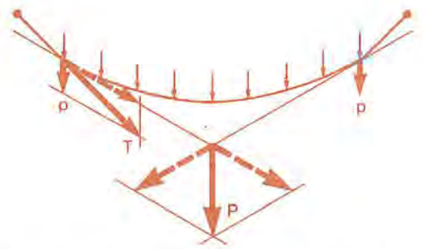


Fig. VI-3. Une charge locale appliquée à l'extrémité de la partie supportant la charge répartie modifie la direction de la tension du câble selon la résultante de la charge locale et de la tension initiale due à la charge répartie.

VI-I – 3. DÉCOMPOSITION DES EFFORTS DANS UN FOC

La résultante des forces aérodynamiques agissant sur un foc est une force sensiblement perpendiculaire à la surface plane appuyée sur les

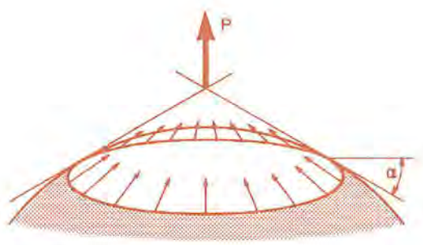


Fig. VI-4. La résultante d'une pression P exercée sur une calotte sphérique est une charge uniformément répartie sur le pourtour de celle-ci.

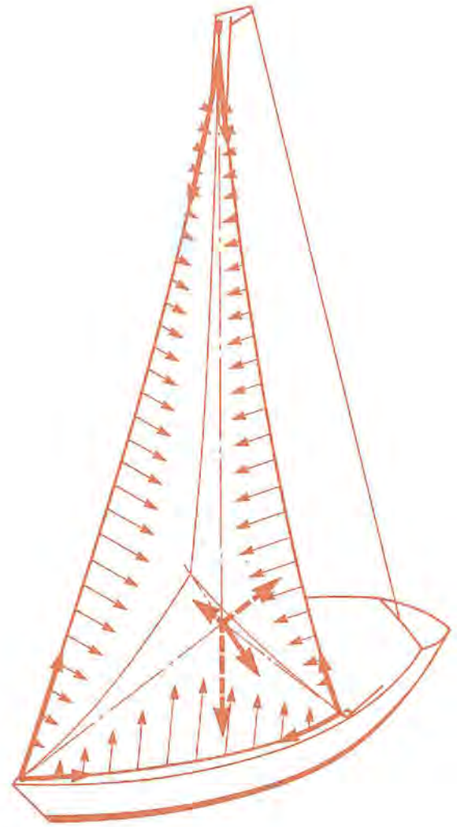


Fig. VI-5. La force aérodynamique développée par un foc se décompose en trois forces tangentes aux trois points de la voile et dont la direction est matérialisée par la drisse, l'écoute et l'attache du point d'amure.
Les tensions développées dans le tissu se décomposent en efforts normaux et parallèles aux trois côtés de la voile.

trois points de drisse, d'amure et d'écoute. Si les pressions étaient réparties uniformément sur la voile cette résultante passerait par le centre de gravité du triangle défini par les trois points d'attache. A l'intérieur même de la surface de la voile les tensions se répartissent comme nous l'avons vu précédemment, résultant, en chaque côté du triangle, en efforts longitudinaux et normaux à l'intérieur des trois triangles ayant pour sommet le centre de gravité et pour base le guindant, la chute et la bordure (fig. VI-5).

Le long de chaque ralingue se développeront donc une tension longitudinale et un effort normal réparti sur toute la longueur, tous deux d'origine aérodynamique. Ce dernier agissant sur la ralingue comme dans la figure V-2 induira une autre tension longitudinale, d'origine mécanique cette fois, s'ajoutant à la précédente.

Le tout se traduit par trois forces appliquées aux trois points de la voile, concourantes, tangentes à la voile en ceux-ci et dont la résultante est la force aérodynamique.

Dans la réalité, la répartition non uniforme des pressions, la forme donnée par le voilier à la voile, l'accroissement de tension dans le guindant (destinée à préserver ou à modifier celle-ci) font que la résultante aérodynamique ne correspond pas au centre de gravité de la surface. Il n'en demeure pas moins que sa décomposition aux trois points de la voile reste matérialisée par la direction de l'étai (ou de la drisse), de la pantoire d'amure (lorsqu'il y en a une) et de l'écoute, et que toutes ces directions sont tangentes à la voile en ces points.

VI-I – 4. DÉCOMPOSITION DES EFFORTS DANS UNE GRAND-VOILE

Si la grand-voile n'était fixée qu'en ses trois points (comme c'est le cas pour les grand-voiles sur enrouleur) le problème serait le même que pour un foc. La raison de la différence tient dans le fait que deux des trois côtés, le guindant et la bordure, sont envergués sur le mât et la bôme.

Les contraintes dans le tissu normales à ces ralingues sont donc encaissées par ces espars sans qu'il soit besoin de les équilibrer par une tension longitudinale. Nous ne sommes plus dans le cas du câble des paragraphes 1 et 2 ci-dessus, celui-ci est remplacé par un élément rigide assurant par sa raideur sa propre résistance à la flexion.

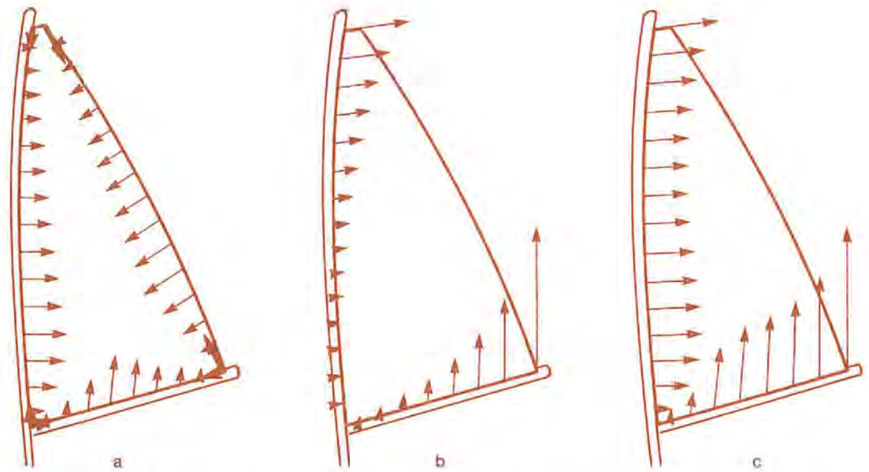


Fig. VI-6. Dans une grand-voile les tensions dans le tissu se décomposent en efforts normaux et parallèles aux trois côtés (a). Mais alors que sur le guindant et la bordure les efforts normaux sont repris par les espars, sur la chute il faut exercer une forte tension pour les équilibrer. Ces tensions se décomposent d'une part en efforts de compression dans les espars et, d'autre part, en efforts normaux décroissant des points de drisse et d'écoute vers le point d'amure (b). La somme de tous ces efforts normaux se compose selon une forme voisine de celle représentée en (c), les surfaces enveloppes de ces forces étant tangentes à celle de la voile le long de chacun des espars.

Les efforts longitudinaux dans ces ralingues sont donc beaucoup plus faibles et leur tension, en plus de l'équilibre des composantes aérodynamiques longitudinales, est destinée à provoquer la déformation du tissu pour maintenir la forme de la voile.

Il en va tout autrement pour la chute dont les efforts normaux doivent être équilibrés par une tension longitudinale, comme dans le cas du foc. C'est essentiellement cette tension qui sera encaissée par la drisse et par le point d'écoute.

Les efforts normaux qui s'exerceront sur les espars auront donc ceux origines bien distinctes :
– d'une part ceux dus à la partie adjacente de la voile qui se répartiront sensiblement selon un triangle dont le sommet est à hauteur du centre de pression aérodynamique (fig. VI-6a) ;
– d'autre part ceux dus à la tension de la chute qui vont en décroissant des points de drisse et d'écoute vers le point d'amure (fig. VI-6b). Les deux s'ajoutant en donnant une répartition en forme d'amphore (fig. VI-6c).

En chaque point de la ralingue, la force correspondante est bien sûr tangente à la voile et l'angle de celle-ci avec le plan général de la voile déterminera les composantes longitudinales et latérales agissant sur le mât et la bôme.

Dès que l'on veut calculer avec précision la section d'un mât il est impossible d'ignorer les contraintes de flexion qu'elles induisent dans celui-ci. On ne dispose malheureusement d'aucun renseignement précis sur leur valeur, leur direction et leur répartition verticale, non seulement selon les allures et les forces de vent mais aussi selon la configuration de réduction de la voile qui provoque un déplacement de leur répartition. C'est là une des causes les plus méconnues de rupture de mât, en particulier pour les mâts souples qui ne peuvent travailler en flambage comme une simple colonne mais en compression

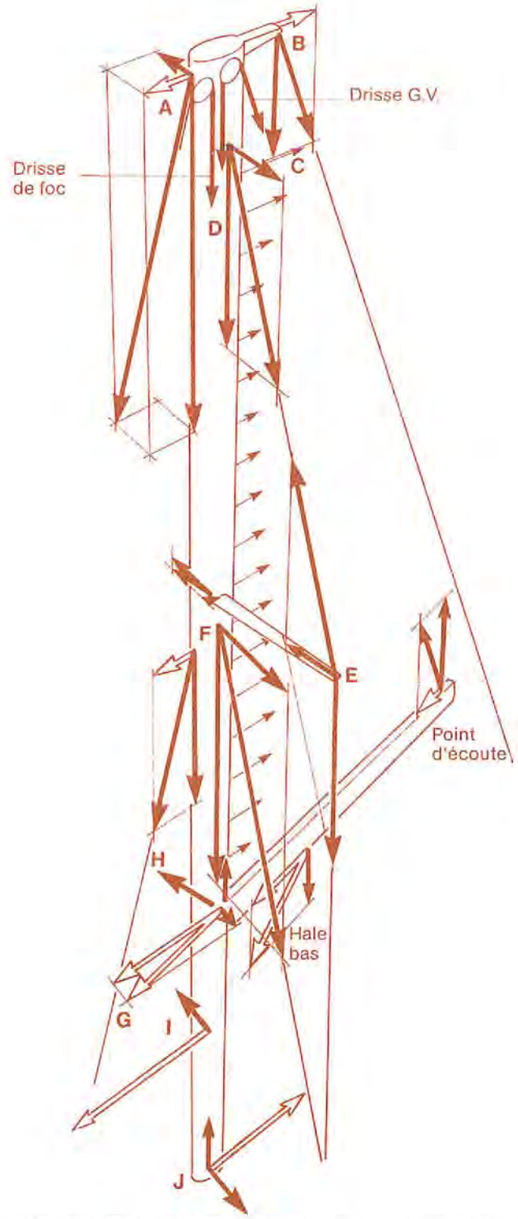


Fig. VI-7. Les différentes forces s'exerçant sur le mât. Les composantes latérales de la force exercée par la grand-voile ne sont pas représentées car elles sont cachées par le mât. La longueur des flèches représentant les vecteurs force n'a aucune prétention à une exactitude quelconque mais est purement indicative. Les forces latérales et longitudinales représentées en I (étambrai) et J (pied de mât) sont les actions exercées par le mât sur la coque.

et flexion combinées, cette dernière n'étant équilibrée que grâce à la présence de la voile et éventuellement de bastaques.

VI-I – 5. LES DIFFÉRENTS NŒUDS ET PANNEAUX D'UN MÂT

Il nous faut maintenant faire l'analyse des efforts agissant sur les différentes parties d'un mât, analyse qui sera décomposée, comme il est coutumier de le faire, selon les deux plans axial et transversal. C'est à partir de celle-ci que nous pourrons comprendre comment il travaille réellement. Pour simplifier, nous considérerons tout d'abord un mât destiné à un gréement en tête sur un bateau naviguant au près (fig. VI-7) car c'est l'allure à laquelle les efforts sont les plus élevés.

VI-I – 5.1. La tête et le panneau supérieur du mât

On y trouvera :
• L'ensemble étai et drisse (A) dont la traction s'exercera vers le bas, l'avant et sous le vent. On pourra décomposer celle-ci en trois forces : une verticale selon l'axe du mât, une latérale sous le vent et une longitudinale vers l'avant. A la force verticale il faudra ajouter le retour de la drisse de foc.

Il faut noter que l'angle, dans le plan longitudinal, entre l'étai et le mât qui, sur un plan de voilure normal se situe aux environs de 20° se trouve en réalité considérablement réduit, pouvant atteindre des valeurs inférieures à 10°, du fait de la flèche de l'étai et du recul du point de drisse provoqué par la traction de la chute. La réduction sera encore plus dramatique avec un mât souple en raison de l'inclinaison du sommet vers l'arrière.
• Le pataras (B) assure, au moins partiellement, l'équilibre de la traction longitudinale de l'ensemble précédent. Sa traction se décompose en une force verticale et une force longitudinale dirigée vers l'arrière.

Lorsque le pataras est double il existe une composante latérale au vent mais très réduite du fait du faible écartement des deux câbles.

Un point important est à noter ici. La résultante totale des tractions longitudinales du pataras et de l'étai, en particulier si l'angle longitudinal du pataras est faible ou s'il est fixé à l'extrémité d'une potence longue, ne se trouvera qu'exceptionnellement en accord avec le centre de gravité de la

section du mât. Leur décalage entraînera un moment de flexion, qui peut être important pour l'équilibre du mât, et un moment de torsion.

• La grand-voile (C) exerce, d'une part, par sa drisse (dont il ne faut pas omettre le retour), une traction verticale incluant la composante verticale de la traction de la chute et, d'autre part, une traction horizontale répartie sur la hauteur du panneau et que l'on décomposera latéralement, sous le vent, et longitudinalement vers l'arrière. Cette traction induira dans cette partie du mât des contraintes de flexion longitudinale et latérale.

• Le galhauban (D) est destiné à équilibrer les efforts latéraux dirigés sous le vent. Du fait de son angle il induira une composante de compression dans le mât.

VI-I – 5.2. Le capelage intermédiaire

A ce niveau on trouvera :

• La barre de flèche (E) qui renvoie le galhauban à la verticale et, de ce fait, est soumise à un effort de compression. Pour éviter toute autre contrainte dans le plan vertical elle est calée selon la bissectrice de l'angle du galhauban et, de ce fait, induit une petite composante verticale dans le mât.

Son effort de compression sur le mât doit être réparti sur la plus grande surface longitudinale possible afin d'éviter tout risque de déformation de la section.

• Le haubannage intermédiaire, quelle que soit sa disposition, possède plusieurs fonctions (F) :
– Dans le sens transversal il équilibre d'une part la compression de la barre de flèche et d'autre part une partie de la traction latérale de la grand-voile.
– Dans le sens longitudinal il doit équilibrer la traction longitudinale de la grand-voile, dirigée vers l'arrière mais aussi limiter les mouvements du mât vers l'avant ou l'arrière provoqués par les efforts dynamiques. Il doit également participer à l'équilibre des efforts longitudinaux et transversaux de la bôme et du tangon. Il doit donc assurer un positionnement omnidirectionnel du mât dans le plan horizontal. Cela implique de disposer de chaque bord deux bas-haubans, ou un bas-hauban avec du pied sur l'arrière et un bas étai. Cependant, dans certaines conditions, la fonction d'équilibre des efforts longitudinaux de la grand-voile peut être assurée par la bôme seule ou avec l'aide d'un moment de flexion appliqué en tête de mât par décalage de l'étai par rapport au pataras ou même grâce à la grand-voile.

VI-I – 5.3. Le panneau inférieur et le vit de mulet

Lorsque le mât possède plusieurs étages de barres de flèche, le processus précédemment décrit se retrouve au niveau de chacune et des panneaux adjacents, c'est pourquoi nous passerons directement au panneau inférieur limité par le vit de mulet sur lequel s'articule la bôme.

• Dans ce panneau nous retrouvons toujours les forces de flexion induites par la grand-voile.

• L'effort (G) que la bôme exerce sur le mât a deux origines : d'une part la composante horizontale de la traction dans la chute au point d'écoute (l'équivalent de la traction verticale sur la drisse), d'autre part la composante horizontale de la traction du hale-bas.

Si l'écoute de grand-voile ne tire pas exactement dans un plan vertical transversal, apparaîtra une composante de compression (positive ou négative selon l'orientation) qui viendra s'ajouter à celle du hale-bas.

L'orientation de la bôme décompose cet effort de compression en une force latérale au vent (faible au près) et une force longitudinale vers l'avant. Celles-ci équilibreront une partie des forces exercées par la grand-voile.

Au vit de mulet on aura également un effort transversal (H) dirigé sous le vent et perpendiculaire à la bôme, représentant la part des efforts latéraux de la voile exercée sur la bôme en ce point, l'autre part étant équilibrée par la composante latérale de la traction de l'écoute. Sa valeur variera en fonction de la position relative du point d'attache de l'écoute et de la résultante des forces latérales exercées sur la bôme ; cette composante tend à s'annuler lorsque le point de tire de l'écoute avance vers le milieu de la bôme.

Les composantes latérales et longitudinales de H (non représentées sur la figure) dépendront de l'angle de la bôme.

La composante verticale du hale-bas en son point de fixation agira en compression de bas en haut directement à partir de celui-ci s'il est fixé sur le mât, ou à partir du pied de mât dans le cas contraire.

On trouvera également au vit de mulet un effort de compression de bas en haut résultant de l'équilibre des tractions dans le guindant.

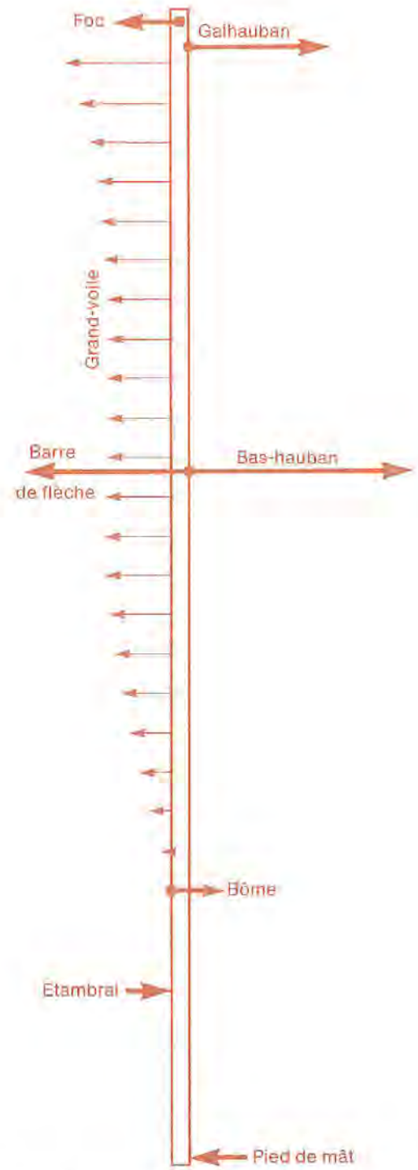


Fig. VI-8. Résumé des différentes forces s'exerçant latéralement sur le mât. La force exercée par la bôme peut être positive ou négative, selon la position du point d'attache de l'écoute.

VI-I – 5.4. Le pied de mât

On retrouvera au pied de mât la résultante de toutes les forces de compression ainsi que des forces latérale et longitudinale équilibrées par des réactions correspondantes.

Dans le cas où le mât traverse un étambrai (I) celui-ci agira comme un élément d'encastrement et sa réaction modifiera bien sûr la répartition et (ou) le sens des forces horizontales au pied du mât. Le fait que le pied du hale-bas soit fixé au mât ou non modifiera également celle-ci.

La figure VI-8 résume l'ensemble des forces perpendiculaires au mât qui induiront dans celui-ci des contraintes de flexion. On voit tout de suite l'importance du positionnement des points d'ancrage des haubans pour obtenir un équilibre correct de celles-ci.

Ainsi, si le point de tire du galhauban n'assure pas l'équilibre entre la traction de l'étai-drisse d'une part et de la partie supérieure de la grand-voile d'autre part, le mât se cintrera au vent si le point est trop bas (fig. VI-9a) ou sous le vent s'il est trop haut (fig. VI-9b).

De même, la position du bas-hauban ou des haubans intermédiaires doit assurer l'équilibre des forces de traction de la grand-voile de part et d'autre de son point d'attache. S'il est trop bas, la partie basse viendra au vent (fig. V-9c) et, s'il est trop haut, sous le vent (fig. VI-9d).

Un mât dont le gréement est bien équilibré verra en fait tous ses panneaux se cintrer sous le vent (fig. VI-9e).

Malheureusement cet équilibre est tout théorique car les forces agissant sur le mât sont éminemment variables selon les focs qui sont hissés, leur forme, leur réglage, la réduction éventuelle de la grand-voile et, bien sûr, la force du vent, sans parler des variations dynamiques dues aux mouvements du voilier.

Tout ceci n'avait pas trop d'importance tant que les mâts étaient rigides, de forte section et pouvaient être considérés comme des colonnes. Il n'en est plus de même lorsque le cintrage atteint une flèche qui dépasse les dimensions de la section.

VI-I – 5.5. Le cas des mâts souples

Nous allons voir d'ailleurs en quoi un gréement non en tête (¾ ou ⅞ par exemple) modifie les équilibres précédents.

Dans le cas le plus simple d'un dériveur léger qui ne comprend en général qu'un étai et un

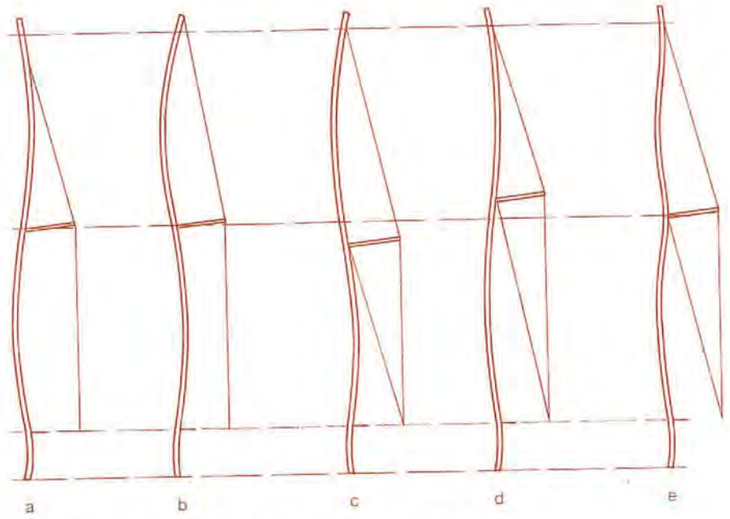


Fig. VI-9. Déformations (exagérées) du mât selon la position des points d'attache des haubans. a – galhauban trop bas ; b – galhauban trop haut ; c – bas-hauban trop bas ; d – bas-hauban trop haut ; e – positions correctes ;

hauban de chaque bord, l'équilibre de la traction de l'étai-drisse est assuré par le hauban et le poids de l'équipier au trapèze qui agiront principalement dans le sens tranversal (fig. VI-10) et par la traction de la grand-voile pour le sens longitudinal.

La position du point d'ancrage de l'étai par rapport à la grand-voile aura donc un effet très important sur la flèche du mât dans le sens longitudinal ; plus ce point est bas plus la flèche sera importante, la pression exercée par la bôme venant encore l'accentuer.

La position du point d'attache du hauban et du trapèze sera définie non seulement par rapport à la grand-voile mais aussi par rapport au point d'attache de l'étai-drisse.

En effet, si celui-ci est trop bas (pour l'équilibre latéral) on pourra en corriger les effets en remontant les fixations des haubans et trapèze.

La pression de la bôme aura, bien sûr, également une action dans le sens latéral analogue à celle qu'elle a dans le sens longitudinal.

Deux éléments permettront de contrôler le cintrage : l'étambrai (dans les deux directions) et éventuellement la barre de flèche (essentiellement dans le sens transversal).

Une barre de flèche poussante réduira le cintrage au vent alors que, tirante, elle l'augmentera.

Elle interviendra dans le contrôle longitudinal dans la mesure où, lorsque le mât se cintre vers l'avant, le montage des deux barres de flèche sera assez rigide pour que, l'ensemble pivotant autour du hauban au vent (fig. VI-11), l'extrémité de la barre sous le vent vienne prendre appui sur son hauban. Le réglage de l'angle A que peuvent prendre les barres de flèche entre elles au moment de cette action constitue un moyen de contrôle supplémentaire du cintrage longitudinal. Il nécessite cependant une très grande solidité de la fixation de la barre de flèche sur le mât en raison du bras de levier important que représente celle-ci pour la force exercée.

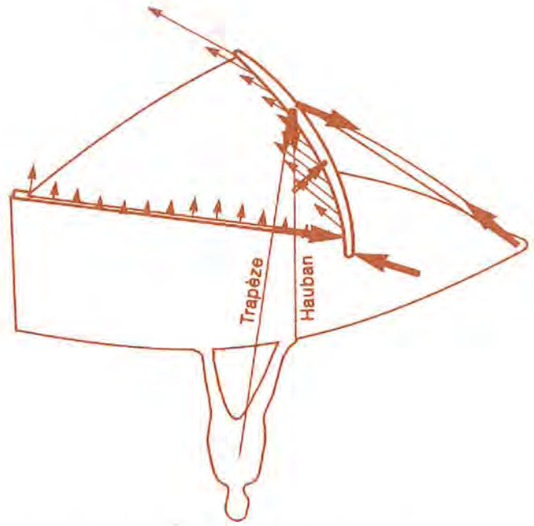


Fig. VI-10. Sur un dériveur l'équilibre de la traction de l'étai est presque entièrement assuré par la traction de la grand-voile. La position du capelage des haubans définit donc l'essentiel de l'équilibre du cintrage, celui-ci étant néanmoins contrôlé par la barre de flèche (principalement dans le sens latéral) et par la pression de la bôme (principalement dans le sens longitudinal).
Le hauban et le trapèze se partagent l'équilibre des composantes latérales.

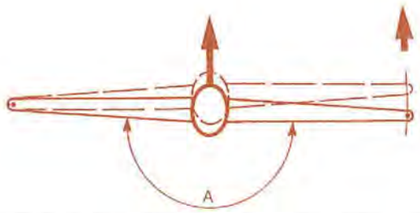


Fig. VI-11. Lors de son cintrage, le mât pivote par l'extrémité de sa barre de flèche au vent autour du hauban tendu jusqu'à ce que la barre de flèche sous le vent, entraînant son hauban, tende celui-ci et y prenne appui. La modification de l'angle d'ouverture des barres de flèche A permet de régler le cintre en laissant celui-ci se développer plus ou moins avant que le hauban sous le vent n'intervienne.

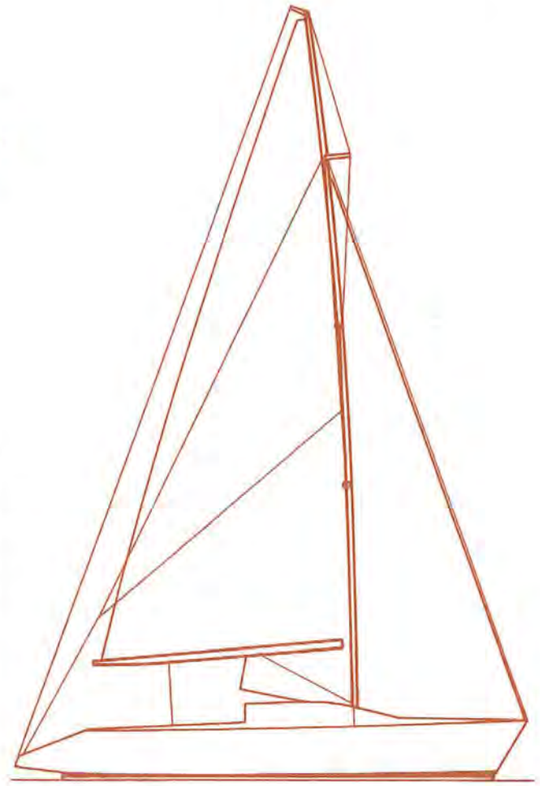


Fig. VI-12. Dans un gréement fractionné la grand-voile n'assure plus que partiellement la tenue de l'étai, ce rôle étant surtout rempli par la bastaque. On peut disposer alors de nombreux moyens de contrôler le cintre du mât : dans son ensemble par le pataras, dans sa partie supérieure par le guignol et dans sa partie inférieure par la bastaque intermédiaire.

Quant à la forme que prendra le mât elle résultera de l'équilibre entre les tractions de la grand-voile et la réaction au cintrage du mât lui-même.

La répartition des forces de traction de la grand-voile elle-même dépendra des déformations appliquées au tissu du fait de la coupe de la voile et de son réglage, tandis que les réactions du mât seront fonction de l'évolution de sa section dans ses différentes parties.

Le comportement du gréement ¾ ou ⅞ d'un voilier de course au large sera analogue à celui du dériveur léger si ce n'est que la traction de l'étai-drisse n'est plus équilibrée pour l'essentiel par la grand-voile mais généralement par une bastaque et que l'on dispose de moyens plus nombreux pour contrôler le cintrage du mât : bas-haubans, pataras, bastaques intermédiaires, guignol (fig. VI-12), les deux derniers ayant une action particulièrement directe sur la forme de ce cintrage, les bastaques contrôlant le cintre entre le capelage de l'étai et le pont, le guignol celui compris entre la barre de flèche supérieure et la tête.

En plus des contraintes de compression et de flexion que nous venons d'analyser, un mât sera soumis à des contraintes de torsion résultant du fait que les forces de la grand-voile, de la bôme et, généralement, du gréement sont appliquées à la périphérie de sa section. Bien que les moments de torsion qui en résultent soient faibles ils ne peuvent être ignorés au moins au stade de l'analyse.

VI-II - ÉTUDE DES CONTRAINTES SUR LE MÂT

Nous abordons ici le véritable nœud du problème qui va nous conduire à appliquer la théorie qui vient d'être échafaudée, à savoir que nous allons partir de la force aérodynamique développée par chaque voile pour analyser son action sur le gréement. J'avais utilisé autrefois cette méthode pour le calcul de la mâture et du gréement d'origine de *Pen Duick III* dont la géométrie très particulière de la voilure, avec sa misaine à wishbone, ne permettait pas d'utiliser les méthodes de calcul habituelles. Celle exposée ici en est le développement et en montre les limites. Elle implique bien sûr l'estimation de certaines données ou des simplifications mais peut être facilement ajustée par la simple observation.

Rappelons que le cas étudié est celui de l'allure du près où les efforts sont maximums.

A priori il paraîtrait simple de calculer par les formules habituelles de l'aérodynamique la valeur de ces forces, malheureusement les coefficients de portance et traînée réels sont trop mal connus pour offrir une précision suffisante. Cependant des études basées sur les théories de l'aérodynamique sont menées actuellement dans ce sens et sont déjà appliquées au tracé des voiles.

On pourra toutefois utiliser cette méthode lorsque l'on voudra calculer les efforts dus aux voiles plus légères que la voile maxi. Dans ce cas on pourra prendre pour la force latérale :

$F_y = 0{,}0625 \cdot V^2 \cdot S \cdot C$ où :

V = vitesse du vent en m/s ;

S = surface de la voile en m^2 ;

C = coefficient de portance variable selon la forme et le creux de la voile mais que nous estimerons égal à 1,2.

En revanche nous pouvons déterminer assez bien la part qui, dans la force totale développée par le voilier revient au foc, à la grand-voile, mais aussi au fardage du gréement et de la coque.

Par ailleurs nous connaissons également assez bien la valeur de la composante latérale de la force totale puisque son moment par rapport au centre de dérive est à tout instant égal au moment de redressement.

C'est donc à partir du moment de redressement que s'effectuent pratiquement tous les calculs de gréement.

Le processus consistera donc, à partir d'un moment de redressement que nous choisirons comme significatif des efforts maximums dans le gréement, à déterminer le bras de levier du moment de chavirement et à calculer la force latérale totale correspondante.

La seconde étape nous amènera à définir la part revenant à chacun des éléments du gréement et à en déduire les forces qu'ils exercent en chacun de leur point de liaison avec la mâture et la coque.

VI-II – 1. CHOIX DU MOMENT DE REDRESSEMENT

Toutes les méthodes de calculs de gréements partent de cette donnée, mais toutes ne sont pas d'accord sur la valeur à prendre en considération. Certains, comme Sparkman & Stephens, prennent une valeur égale à 1,5 fois le moment de redressement à 30°, d'autres le moment à 45°, d'autres enfin 45 fois le moment à 1°. En fait, si l'on dispose de la courbe de stabilité il sera toujours préférable de relever sur celle-ci la valeur maximum ; le tableau VI-I montre en effet les disparités qui peuvent se produire avec des formules approchées. Le voilier I est un croiseur classique à bau et franc-bord modérés et rapport de lest de 45 % ; le voilier II est, lui, un halftonner moderne à bau et franc-bord élevés et faible rapport de lest.

TABLEAU VI-II
COMPARAISON DU MOMENT DE REDRESSEMENT EN mdaN ESTIMÉ SELON LES DIFFÉRENTES MÉTHODES

	1,5 Mr_{30}	Mr_{45}	45 × Mr_1	Mr maxi
Voilier I	2 908	2 495	3 403	3 214
Voilier II	2 143	1 793	2 511	1 852

Faute de connaître exactement le moment de redressement maximum il semble que le moment de redressement à 30° soit le plus proche de la réalité. Pour une première approximation et pour des voiliers jusqu'à environ 12 m de flottaison et 15 tonnes de déplacement en charge on pourra l'estimer à $\frac{b^4 \cdot P_1}{0{,}01\ \Delta}$

où : b = moyenne des baux maxi et à la flottaison ;

P_1 = poids du lest ;

Δ = déplacement.

Dans tous les cas les moments de redressement seront établis pour un déplacement à mi-charge.

VI-II – 2. ÉVALUATION DE LA FORCE LATÉRALE

Elle passe d'abord par celle de la hauteur h entre les centres de voilure et de dérive. Sparkman & Stephens estiment le centre de dérive à 40 % du tirant d'eau sous la flottaison. Il semble que cette valeur, supérieure à celle correspondant au centre de gravité du plan de dérive, tout au moins pour les voiliers modernes à aileron, est proche de la réalité si l'on tient compte de la différence de rendement des différents éléments de celui-ci.

D'autre part, l'influence de la coque sur le rendement des voiles, l'orientation moins favorable de leur partie inférieure et le gradient du vent font que le centre de pression sur la voilure est généralement plus élevé que le centre géométrique. En revanche la présence de la coque le fait descendre et l'on peut estimer que l'un compense l'autre.

On prendra donc pour bras de levier du moment de chavirement la hauteur du CV sur la flottaison plus 40 % du tirant d'eau.

On aura donc F_y tot = M_r/h

On pourra en déduire la force propulsive F_x sachant que le rapport F_y tot/F_x est environ de 4.

VI-II – 3. RÉPARTITION DES EFFORTS ENTRE LES VOILES

Il faudra d'abord déterminer pour quelle configuration de voilure nous voulons effectuer l'étude. Pour un sloup ce sera généralement avec le génois lourd maxi et toute la grand-voile. Ce sont des conditions correspondant en général à une navigation par force 3 et mer relativement plate mais où l'on risque le plus d'être couché par une rafale en portant tout dessus. Par temps plus fort, l'état de la mer conduira généralement à se tenir en deçà de la gîte acceptée précédemment.

Bien sûr, toutes autres configurations peuvent être adoptées pour étudier des cas particuliers. Un exemple typique est celui du sloup couché sous spinnaker après une embardée. La force F_y sera alors presque totalement développée par le spinnaker.

Comme le centre de poussée de cette voile se situe à peu près à mi-hauteur du triangle avant, la traction exercée en tête de mât par la drisse atteindra $F_y/2$.

Une autre configuration intéressante peut être celle du ketch naviguant sous foc et artimon, sans grand-voile.

Ces conditions définies, il faut déterminer maintenant quelle part revient, dans la force calculée, à l'ensemble coque + gréement et à chacune des voiles.

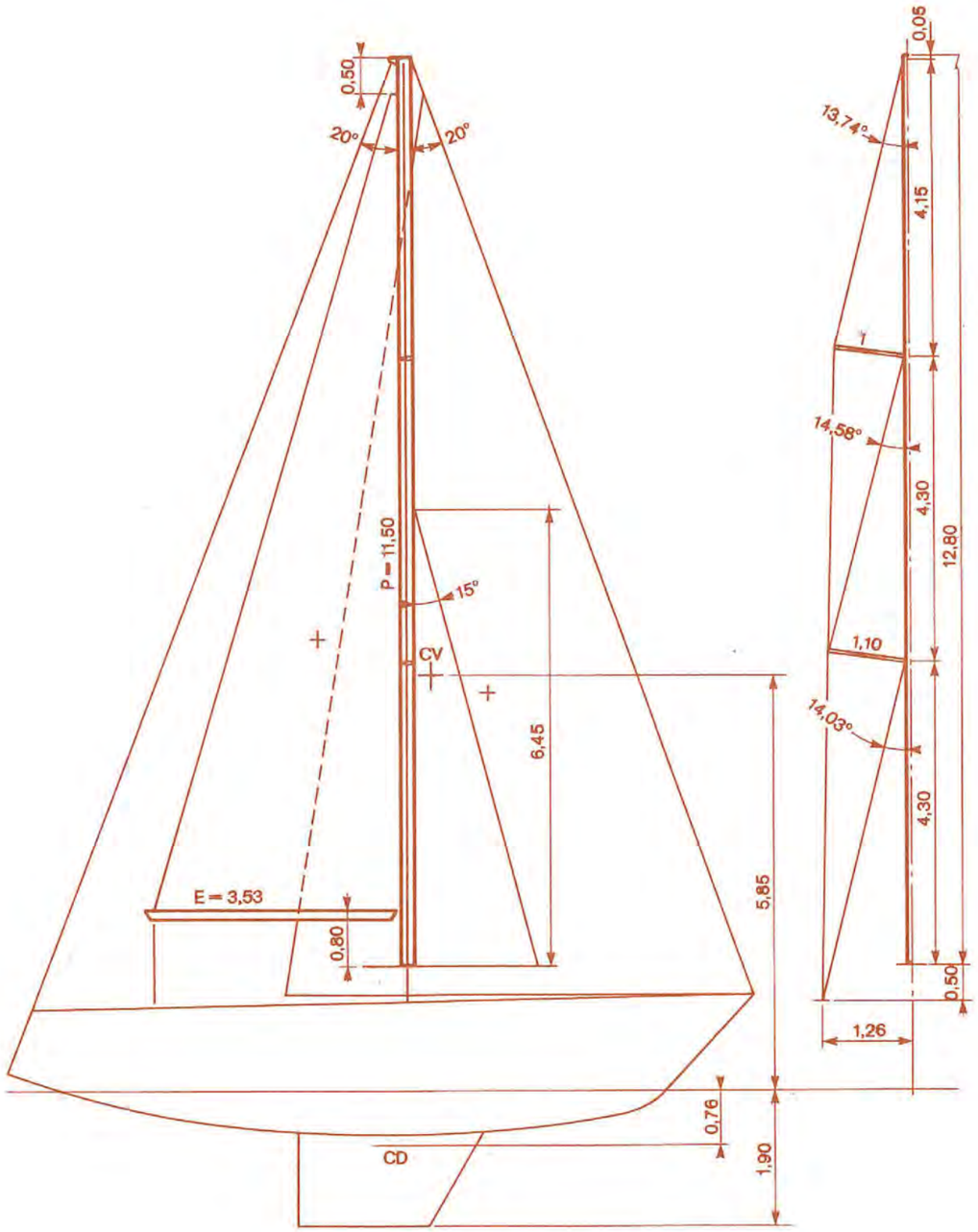


Fig. VI-13. Plan du gréement de l'exemple développé.

Selon le fardage de la coque et du gréement la part de F_y assumée par celui-ci est de 7,5 à 10 % soit 90 à 92,5 % pour la voilure.

La part revenant au gréement seul (sans la coque) est d'environ 4 %.

Dans le sens longitudinal, le fardage agit négativement, il représente 3,5 à 4 % de F_y dont 3 % pour le gréement. La force F_x développée par la voilure seule est donc égale à environ 30 % de F_y.

Par convention nous donnerons à F_x et F_y des valeurs négatives lorsque les forces seront dirigées vers l'arrière ou sous le vent.

La répartition de l'effort entre les voiles dépend du rendement de celles-ci. Dans le sens latéral, la grand-voile fait gîter plus que le foc, on appliquera donc à sa surface un coefficient de 1,05 contre 0,95 pour ce dernier. Un artimon aura un coefficent de 1,1, lorsqu'il est utilisé avec la grand-voile, 1,05 sans celle-ci.

En longitudinal c'est le contraire, un foc aura un coefficient de 1,2 contre 0,8 pour la grand-voile et 0,5 pour un artimon.

Toutes ces valeurs ne sont pas arbitraires mais reposent sur des essais en soufflerie, en particulier ceux effectués à l'université de Southampton [1].

A ce stade nous allons récapituler par un exemple.

Soit un voilier dont les caractéristiques sont (fig. VI-13) :
Moment de redressement à 30° = 3 360 mdaN
Surface grand-voile = 20 m²
Surface génois = 42 m²
Hauteur CV sur flottaison = 5,85 m
Tirant d'eau = 1,90 m

On en tirera :
Moment de redressement maxi : 1,5 × 3 360 = 5 040 mdaN
Bras de levier de chavirement : 5,85 + (0,4 × 1,9) = 6,61 m

– En latéral :
F_y total : 5 040/6,61 = – 762, 5 daN dont :
F_y voilure : 762,5 × 0,9 = – 686,25 daN
Surface des voiles pour le calcul :
Grand-voile : 20 × 1,05 = 21 m²
Génois : 42 × 0,95 = 39,9 m²
Total : 60,9 m²
F_y grand-voile : 686,25 × 21/60,9 = – 236,64 daN
F_y génois : 686,25 × 39,9/60,9 = – 449,61 daN
F_y gréement : 762,5 × 0,04 = – 30,5 daN

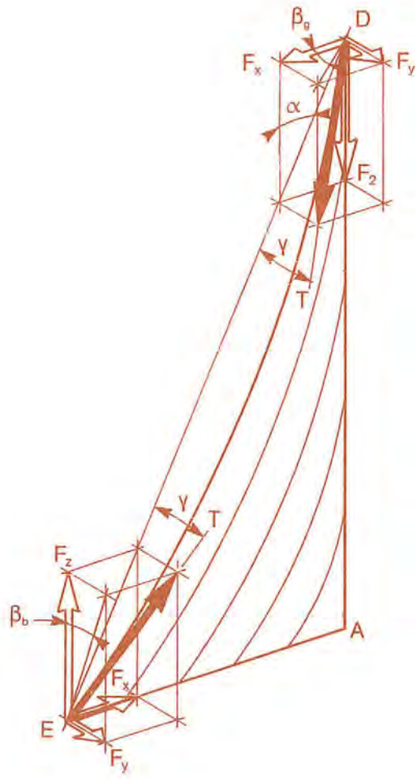


Fig. VI-14. La grand-voile est assimilée à une série de bandes parallèles à la chute. Connaissant l'angle β_g que fait le guindant de la voile avec le plan de la bôme il est possible de déterminer les tensions T dans ces bandes.

– En longitudinal * :
F_x voilure : 762,5 × 0,3 = 228,75 daN
Surface des voiles pour le calcul
Grand-voile : 20 × 0,8 = 16 m²
Génois : 42 × 1,2 = 50,4 m²
Total : 66,4 m²
F_x grand-voile : 228,75 × 16/66,4 = 55,12 daN
F_x génois : 228,75 × 50,4/66,4 = 173,63 daN
F_x gréement : 762,5 × 0,03 = 22,88 daN

* Ces forces ne sont pas utilisées dans cette partie du calcul mais sont intéressantes à connaître pour d'autres usages.

VI-II – 4. EFFORTS DES VOILES SUR LA MÂTURE

Maintenant que nous connaissons les efforts développés par chaque voile nous pouvons déterminer comment ceux-ci vont se répartir sur le gréement dans les sens transversal et longitudinal.

VI-II – 4.1. Grand-voile

Faute de pouvoir connaître exactement la répartition des efforts dans la voile, telle qu'elle a été expliquée au début de ce chapitre, nous adopterons la simplification suivante.

Nous considérerons la grand-voile (fig. VI-14) comme une juxtaposition de bandes parallèles à la chute et nous supposerons que l'ensemble de la surface est soumis à une pression uniforme.

La courbure que prendra la voile sous l'effet de cette pression sera constante et l'ensemble de la voile constituera une surface conique dont le sommet sera le point d'amure.

Nous connaissons mal la courbure de cette surface et nous considérerons dans un premier temps qu'elle est un arc de cercle. En revanche il est relativement facile d'observer l'angle β_g que fait la partie de la voile proche du guindant, il dépend de la coupe et du réglage de la voile et est généralement compris entre 30 et 40° par rapport au plan passant par la bôme et le mât. C'est ce plan que nous prendrons pour référence pour l'instant.

Du fait de sa souplesse, le tissu s'aligne obligatoirement avec la force de traction qu'il transmet. La direction de celle-ci est donc donnée par la tangente à la voile au point où elle rencontre l'espar.

L'angle γ qui en résulte est donné par la formule $\tan \gamma = \tan \alpha \tan \beta_b \cos \alpha$ où $\tan \alpha = E/P^*$

Reprenant la formule de la flèche du câble, on aura pour tension totale entre mât et bôme :

$T = F_{yg-v}/2 \sin \gamma$

ce qui nous donnera :

– Effort transversal sur le mât et la bôme :

$P_y = T \sin \gamma = F_{yg-v}/2$

– Effort longitudinal sur le mât et compression sur la bôme :

$$P_{xm} = P_{xb} = T \cos \gamma \sin \alpha = \frac{F_{yg-v} \cos \gamma \sin \alpha}{2 \sin \gamma}$$

– Effort de compression sur le mât et vertical sur la bôme :

$$P_{zm} = P_{zb} = T \cos \gamma \cos \alpha = \frac{F_{yg-v} \cos \gamma \cos \alpha}{2 \sin \gamma}$$

Voyons ce que cela donnera pour notre exemple en prenant $\beta_g = 40°$, P = 11,50 m, E = 3,53 m, d'où $\alpha = 17,07°$:

$\tan \gamma = \tan 17,07° \times \tan 40° \times \cos 17,07° = 0,246$

$\gamma = 13,84°$

$P_y = - 236,64/2 = - 118,32$ daN

$P_{xb} = - P_{xm} = (236,64 \cos 13,84° \sin 17,07°)/2 \sin 13,84° = 141$ daN

$P_{zb} = - P_{zm} = (236,64 \cos 13,84° \cos 17,07°)/2 \sin 13,84° = 458,74$ daN

Faute de connaître exactement la répartition de ces forces sur le mât et la bôme nous adopterons une répartition triangulaire avec un maximum aux points de drisse et d'écoute et zéro au point d'amure. C'est celle qui sera la plus proche de la réalité, tout au moins pour le mât car, pour la bôme, la coupe de la partie basse de la voile peut conduire parfois à s'approcher de la voile à bordure libre où tout l'effort est concentré sur le point d'écoute.

VI-II – 4.2. Bôme

Nous supposerons que l'écoute est attachée à la hauteur du point d'écoute de la voile et que le hale-bas n'est pas étarqué. Lorsque l'écoute n'est pas attachée à hauteur du point d'écoute, les efforts à son niveau seront dans le rapport E/x de ceux calculés au point d'écoute, x étant sa distance au point d'amure.

La résultante des efforts verticaux et transversaux se situant au tiers de la bôme à partir du point d'écoute, on aura les deux tiers des efforts sur le point d'écoute et un tiers sur le point d'amure (fig. VI-15) soit :

– au point d'écoute : $p_{ye} = - 118,32 \times 2/3 = - 78,9$ daN *

$p_{ze} = 458,74 \times 2/3 = 305,8$ daN

La tension dans l'écoute sera égale à :

$T_e = \sqrt{78,9^2 + 305,8^2} = 315,8$ daN

L'angle de l'écoute correspondant est donné par $\tan \varepsilon = 78,9/305,8$ d'où $\varepsilon = 14,46°$

Cet angle est plus fort que celui que l'on peut observer dans la réalité et qui se situe autour de 10°.

* P étant la longueur du guindant et E celle de la bordure (symboles de la jauge IOR).

* On peut aussi considérer la grand-voile comme une surface triangulaire articulée sur le guindant. Son centre de gravité étant situé au tiers de la bordure on aura au point d'écoute $p_{ye} = F_y/3 = - 236,64/3 = - 78,9$ daN, résultat identique.

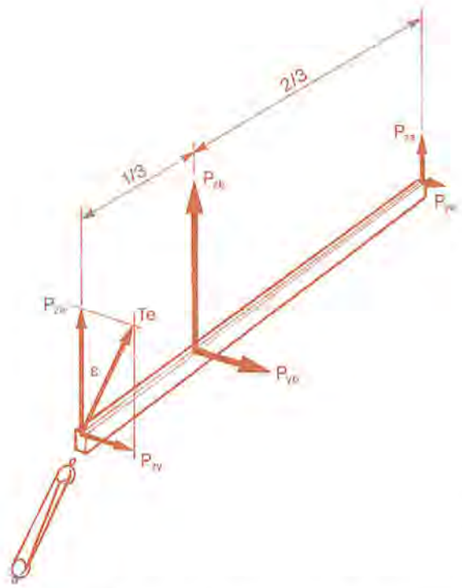


Fig. VI-15. Les efforts sur la bôme.

Il résulte du fait que nous avons choisi pour la courbure de la voile un arc de cercle alors qu'en réalité la courbe est plus plate sur l'arrière, et peut-être un angle β_{g-v} trop fort. La force latérale restant constante, c'est la force verticale et la traction dans l'écoute qui vont s'accroître.

Si l'on prend $\varepsilon = 10°$ on aura :

– au point d'écoute :

$T_e = p_{ye}/\sin 10° = 78,9/\sin 10° = 454,2$ daN

$p_{ze} = p_{ye}/\tan 10° = 447,3$ daN

– au point d'amure :

$p_{ya} = - p_{ye}/2 = - 78,9/2 = - 39,4$ daN

$p_{za} = p_{ze}/2 = 223,7$ daN

Quant à la traction dans la drisse elle sera égale à $P_{zb} = p_{ze} + p_{za} = 447,3 + 223,7 = 671$ daN

Ces modifications de la traction sur la bôme se répercuteront bien sûr sur le mât puisque $P_{zm} = P_{zb} = - 671$ daN, on aura donc

$P_{xm} = - 671 \tan \alpha = - 206$ daN

et $P_{xb} = 206$ daN

On constate alors que la traction sur la bôme $P_{zb} = - 671$ daN est sensiblement égale à 3 $F_{yg-v} \cos \alpha = 678,5$ daN et $P_{xb} \simeq 3 F_{yg-v} \sin \alpha = 194,5$ daN

Nous partirons de ces valeurs pour le calcul de la bôme.

Attention, la pression P_{xb} exercée par la bôme sur le mât peut être beaucoup plus élevée lorsque le hale-bas est étarqué. Il soulage alors l'effort vertical sur l'écoute mais, compte tenu de la position avancée de son point d'attache sur la bôme et de son angle de tire, la compression qu'il induit est importante et modifie l'équilibre entre les panneaux du mât, moyen bien connu de réglage de la courbure de celui-ci.

Jusqu'ici nous avions pris pour référence le plan passant par le mât et la bôme, il nous faut maintenant ramener ce plan dans l'axe du voilier. Nous prendrons pour l'angle de la bôme une valeur de 5°. Le problème est rapidement résolu en passant par la conversion polaire/rectangulaire d'une calculatrice. Les valeurs corrigées s'établiront ainsi :

$P_{xm} = - 206 \rightarrow - 194,9$

$P_{ym} = - 118,32 \rightarrow - 135,8$

La compression de la bôme p_{xb} se décomposera au point d'amure en

$p'_{xa} = 206 \cos 5° = 205,2$ daN

$p'_{ya} = 206 \sin 5° = 18$ daN

L'effort latéral au point d'amure p_{ya} se décomposera en

$p''_{xa} = 39,4 \sin 5° = 3,4$ daN

$p''_{ya} = - 39,4 \cos 5° = - 39,3$ daN

Soit au total :

$p_{xa} = 205,2 + 3,4 = 208,6$ daN

$p_{ya} = 18 - 39,3 = - 21,3$ daN

VI-II - 4.3. Génois

Sur le bateau qui nous sert d'exemple le point de tire de l'écoute de foc se situe à 1,50 m de l'axe.

Par observation nous savons que l'écoute sort dans un plan sensiblement parallèle au plan axial du voilier et que l'angle d'attaque du génois β est d'environ 45°, enfin nous admettrons pour le guindant une flèche, prévue par le voilier, de 0,43 m soit, dans notre exemple, 3,18 % et un creux de 10 %. Nous pouvons donc tracer une section perpendiculaire à l'étai et passant par le point d'écoute (fig. VI-16).

La résultante de F_y et F_x passe par l'intersection des deux plans tangents au guindant et au point d'écoute. Cette intersection est donc un lieu du point de convergence des trois forces équilibrant la résultante. Celle-ci coupe la droite joignant le point d'écoute à l'étai aux 3/10 de celle-ci, soit

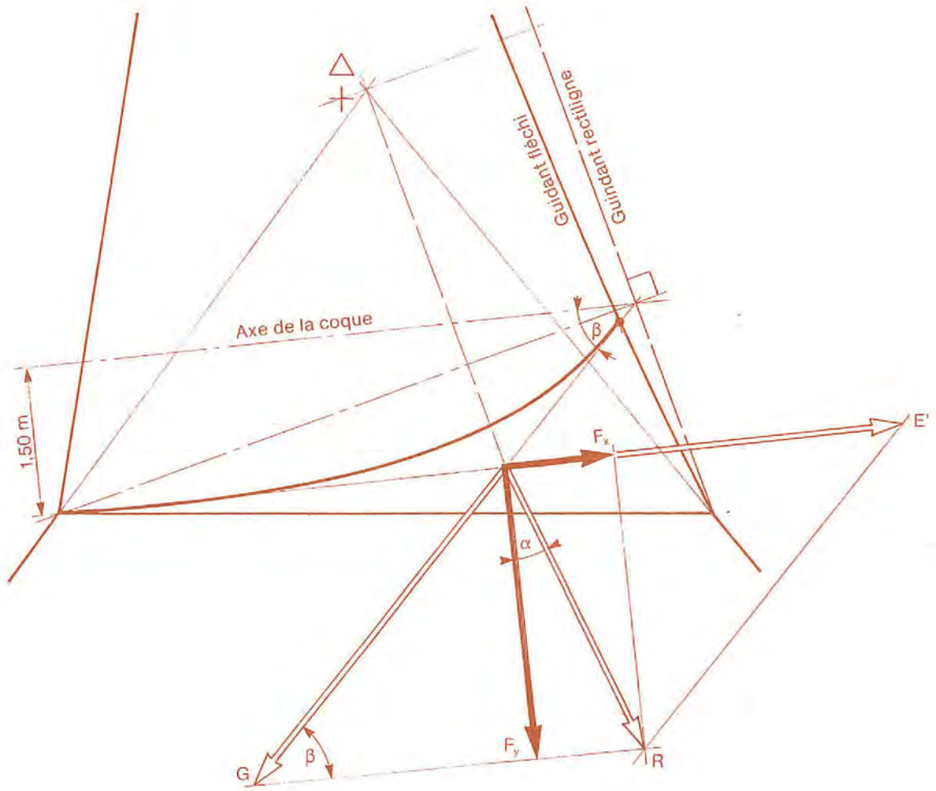


Fig. VI-16. Décomposition de la résultante du foc selon les directions perpendiculaires au guindant dans le plan de celui-ci et dans le plan de l'écoute.

un peu en avant du tiers ce qui est normal. On notera également qu'elle se situe un peu en avant de la perpendiculaire à cette droite ce qui est également normal si l'on tient compte d'un certain dévers de la voile sur l'ensemble de sa hauteur.

En décomposant la résultante selon les deux plans tangents nous aurons la traction dans le plan de l'écoute E' et la traction G répartie sur le guindant.

$E' = F_y (\sin \alpha + \tan \beta) = 449{,}61 (\sin 19{,}95° + \tan 45°) = 603$ daN

$G = F_y / \sin \beta = 449{,}61 \sin 45° = 636$ daN

Nous pouvons maintenant tracer une projection latérale du génois sur laquelle nous porterons la position du point de convergence des forces (fig. VI-17). Nous le placerons à la même hauteur que le centre de voilure géométrique et sur la droite parallèle au guindant vue précédemment.

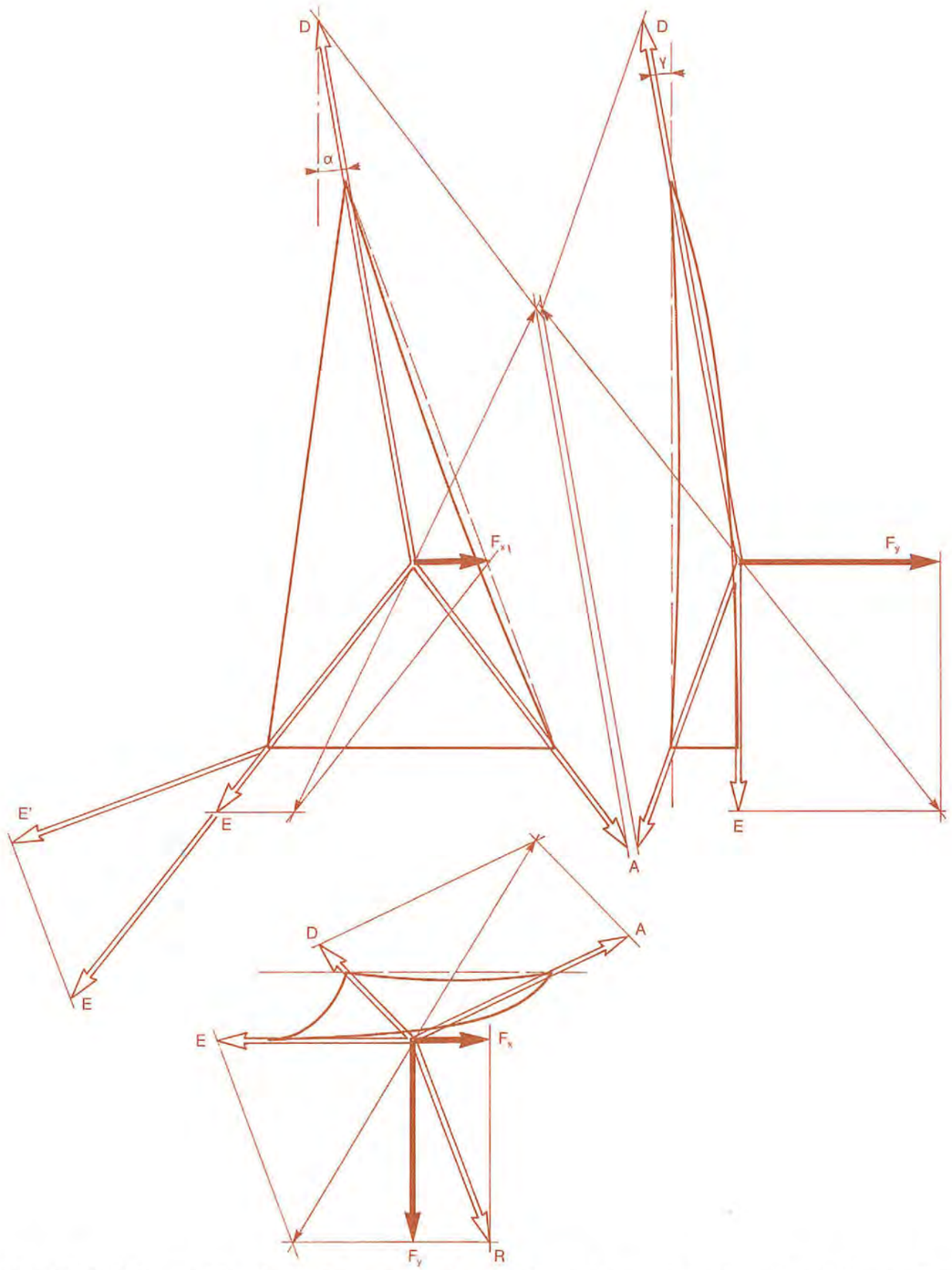


Fig. VI-17. Décomposition de la résultante du foc selon les trois axes de la drisse D, de l'écoute E et de l'amure A.

A partir de ce point nous avons la direction des trois forces A, D et E passant prespectivement par les trois points d'amure, de drisse et d'écoute.

A partir de E', projection de E sur la perpendiculaire au guindant, nous obtenons E = 709,46 daN, c'est la traction dans l'écoute.

Par composition de E et F_x et décomposition de leur résultante nous obtenons les projections sur le plan axial de D et A.

Un rabattement sur un plan tranversal nous donnera à partir de F_y, la projection des trois forces sur ce plan. Nous pouvons mesurer ou calculer leur valeur en vraie grandeur et leurs angles dans les plans longitudinaux et transversaux.

Pour notre exemple on trouvera ainsi :
A = 812 daN
D = 1 226 daN
α = 9,94°
γ = 10,06°

On constate au vu de ces angles l'importance qu'il y a à munir les points d'attache haut et bas de l'étai et le point d'amure d'une articulation à grand débattement et de dessiner correctement la sortie de drisse pour que celle-ci ne rague pas sur les bords de la cage du réa.

Jusqu'ici nous avons raisonné comme si le génois n'était pas endraillé sur un étai.

La présence de celui-ci et sa tension propre vont équilibrer une partie des forces normales au guindant et alléger d'autant leur composante dans la traction de la drisse. Il est très difficile de définir exactement cette proportion d'autant qu'elle est éminemment variable puisqu'elle est liée à la coupe et au réglage de la voile et du gréement. La répartition le long du guindant est également mal connue. Nous estimerons, un peu arbitrairement je le reconnais, que la force sur le guindant G sera répartie pour 2/3 sur l'étai et 1/3 sur le guindant.

La tension dans l'étai qui en résulte sera alors :
$T = G/12\ c$
où c est la courbure exprimée par le rapport flèche/guindant.

Dans notre exemple :
$T = 636 \times 100/12 \times 3{,}18 = 1\,667$ daN

L'allègement de la tension dans la drisse, qui n'intervient que sur la part de celle-ci correspondant à la tension du guindant sera estimée au ¼ de celle-ci. On aura donc : $D = 1\,226 \times 0{,}75 = 919{,}5$ daN

La somme des deux tensions déterminera les efforts globaux au capelage de l'étai sur le mât et sur la ferrure d'étrave.

En tête de mât nous aurons alors :
Drisse + étai = 919,5 + 1 667 = 2 586,5 daN
qui se décomposera en :
Compression sur le mât

$$F_z = \sqrt{\frac{2\,586^2}{\sin^2\gamma + 1/\cos^2\alpha}} = -2\,511 \text{ daN}$$

Force latérale $F_y = 2\,511 \sin\gamma = -438{,}5$ daN
Force longitudinale $F_x = 2\,511 \sin\alpha = 433{,}5$ daN

VI-II – 4.4. Répartition de l'effort des voiles sur la mâture

Nous pouvons maintenant représenter la répartition (que nous avons admise triangulaire) des efforts de la grand-voile sur le mât dans les plans longitudinal et transversal (fig. VI-18 a et b) en considérant, ainsi que pour toute la suite des calculs, que le mât reste droit. Pour une répartition triangulaire de la charge de la grand-voile, la valeur de la traction exercée par unité de longueur, au niveau du point de drisse est égale à 2F/P soit :
en longitudinal : $p_x = 2 \times 194{,}9/11{,}5 = 33{,}90$ daN/m
en transversal : $p_y = 2 \times 135{,}8/11{,}5 = 23{,}62$ daN/m

A partir de l'emplacement des points d'attache nous pouvons établir un premier tableau des efforts qui y sont exercés :

	Longitudinal	Transversal
Tête de mât	433,5 – 75,86 = 357,64	
Bas étai	– 79,43	
Galhauban supérieur		– 470,93
2e barre de flèche		– 69,00
1re barre de flèche		– 36,05
Pied de mât	168,98	– 25,72
	447,19	– 601,70

Si le mât était constitué d'éléments articulés à chaque point de fixation ce sont ces efforts qui s'exerceraient sur les haubans. Mais en réalité le mât est un profil continu. A chaque nœud vont se créer des moments de flexion égaux et de sens opposé qui vont modifier la charge qui s'y exerce. Le calcul, qui peut être résolu par le « théorème des trois moments » est extrêmement complexe et je ne le développerai pas ici.

Pour notre exemple on aboutit au tableau corrigé :

	Longitudinal	Transversal
Tête de mât	362,54	
Bas étai	– 89,16	
Galhauban supérieur		– 464,14
2e barre de flèche		– 77,98
1re barre de flèche		– 43,32
Pied de mât	173,81	– 16,26
	447,19	– 601,70

Dans le cas d'un mât emplanté sur la quille les résultats seraient un peu différents du fait de la présence d'un tronçon supplémentaire entre le pont et le pied de mât.

VI-II – 5. TRACTION DANS LES HAUBANS

Connaissant la charge en chaque point nous allons pouvoir calculer celles des haubans et la compression qu'elles induiront dans le mât.

VI-II - 5.1 Haubannage longitudinal (fig. VI-19)

La charge en tête sera équilibrée par la traction du pataras :
$T = F_x/\sin\alpha$ induisant une compression dans le mât :
$F_z = F_x/\tan\alpha$

Les mêmes formules s'appliqueront aux bastaques et aux étais intermédiaires.

VI-II – 5.2. Haubannage transversal (fig. VI-20)

Les barres de flèche sont calées selon la

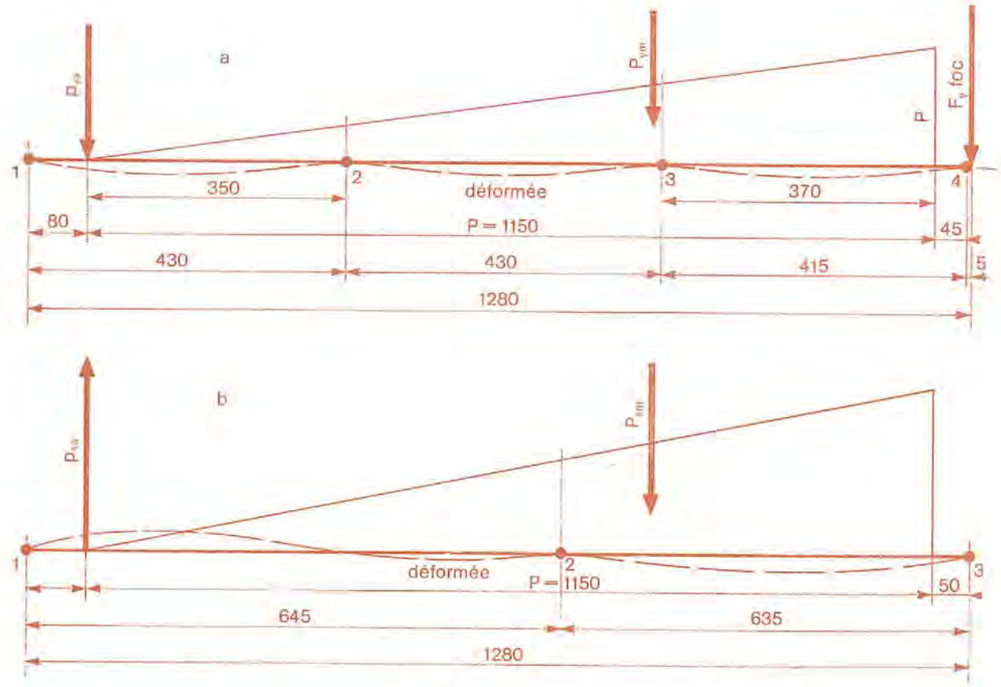


Fig. VI-18. Géométrie du mât dans le sens transversal (a) et longitudinal (b).

bissectrice de l'angle que fait le hauban à leur passage.

Lorsque le hauban redescend parallèlement au mât, son angle de tire est :
$\alpha = 2 \sin^{-1} f/2l$, avec f : longueur de la barre de flèche.

Dans ce cas l'angle de la barre de flèche $\beta = \alpha/2$

La compression induite dans le mât est :
$F_z = F_y/\tan \alpha$
et la traction dans le hauban :
$T = F_y/\sin \alpha$

Au niveau de la barre de flèche on a :
– Compression dans la barre de flèche :

$$c = \frac{2\ F_y \sin \alpha/2}{\sin \alpha}$$

– Composante latérale sur le mât :
$f_y = F_y$
– Composante verticale sur le mât :

$$f_z = \frac{2\ F_y \sin^2 \alpha/2}{\sin \alpha}$$

Lorsque le hauban ne redescend pas parallèlement au mât (cas de barres de flèche de longueur progressivement réduite) mais fait avec la verticale un angle γ, l'angle α ne change pratiquement pas. Celui de la barre est augmenté de $\gamma/2$.

On a alors au niveau de la barre de flèche :

$$c = \frac{2\ F_y}{\sin \alpha} \cdot \sin\left(\frac{\alpha - \gamma}{2}\right)$$

$$f_y = \frac{F_y\ (\sin \alpha - \sin \gamma)}{\sin \alpha}$$

$$f_z = \frac{F_y\ (\cos \alpha - \cos \gamma)}{\sin \alpha}$$

L'influence de l'angle γ est très grande et peut entraîner des réductions importantes de c et F_y avec un transfert correspondant de la charge dans le hauban supérieur lorsqu'on réduit progressivement la longueur des barres de flèche des étages inférieurs vers les étages supérieurs.

Pour les haubans dans le plan du mât, les formules sont les mêmes que pour le pataras. Dans le cas de bas-haubans doubles, celui de l'avant supportera la charge transversale, mais aussi la charge longitudinale réservée précédemment au bas-étai. Il aura donc une double composante verticale et sa traction sera accrue de la résultante de la charge longitudinale.

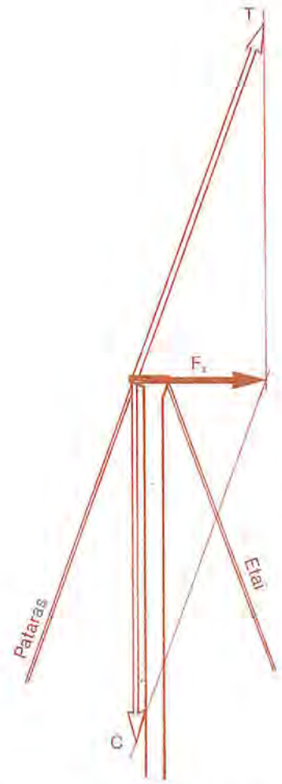


Fig. VI-19. La traction en tête de mât F_x engendre une tension dans le pataras T et une compression dans le mât C. Selon leur distance à l'axe du mât, les compressions dues à l'étai et au pataras peuvent engendrer un moment fléchissant dans la partie haute.

La résultante de la charge transversale sera répartie également entre les deux bas-haubans et augmentée en tenant compte de leur angle γ sur l'avant et l'arrière.

On aura ainsi pour le bas-hauban arrière :
$T_{AR} = F_y/2 \sin \alpha \cos \gamma$
et pour le bas-hauban avant :
$T_{AV} = F_y/2 \sin \alpha \cos \gamma + F_x/\sin \gamma$

Nous allons pouvoir maintenant établir un tableau (page 266) permettant de définir toutes les composantes de compression dans le mât et de traction dans les haubans.

La compression dans les trois panneaux du mât se répartira donc comme suit :

– Panneau supérieur : – 2 511 – 919,5 – 2 × 671 – 996 – 1 898 = – 7 666,5 daN
– Panneau intermédiaire : – 7 666,5 – 55 – 1 848,2 = – 9 569,7 daN au-dessus du bas-étai
– Panneau intermédiaire : – 9 569,7 – 332,9 = – 9 902,6 daN au-dessous du bas étai
– Panneau inférieur : – 9 902,6 – 60,8 – 1 895,6 = – 11 859 daN

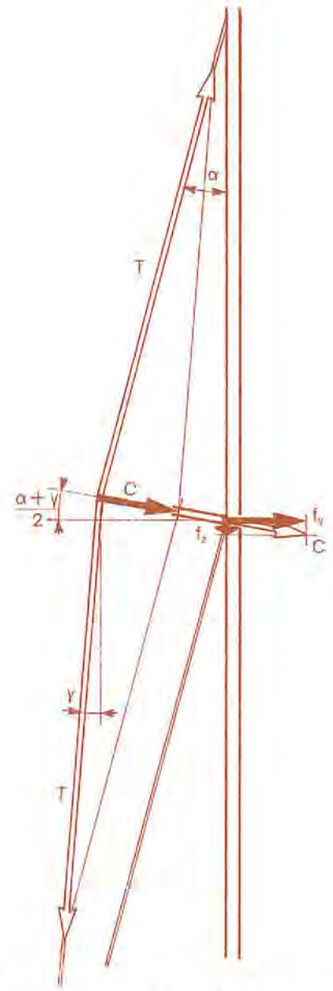


Fig. VI-20. La tension du galhauban transmet au mât, par l'intermédiaire de la barre de flèche, une force c qui se décompose en une compression f_z et une force transversale f_y. La valeur de c varie très vite lorsque l'on modifie l'angle γ.

VI-II – 6. COEFFICIENTS DE SÉCURITÉ

Jusqu'ici nous n'avons considéré que les efforts statiques. Il est bien évident qu'en plus des habituels coefficients destinés à tenir compte des tolérances des caractéristiques mécaniques, les efforts sur le haubannage et le mât vont subir des variations importantes dues aux efforts dynamiques du mouvement du voilier.

Lors d'études effectuées en Suède à l'École technique supérieure Chalmers de Malmoe on a mesuré les variations suivantes par rapport aux charges moyennes. Le voilier utilisé, un L-32, mesurait 9,81 m H.T., déplaçait 4,6 t ; la voilure de sloup de 47,85 m² était soutenue par un gréement en tête avec un étage de barres de flèche et une paire de bas-haubans de chaque bord.

Tension des haubans	Étai	+ 32 %
	Galhauban	+ 45 %
	Bas-hauban arrière	+ 71 %
	Bas-hauban avant	+ 42 %
Contraintes dans le mât	Panneau supérieur	+ 133 %
	Panneau inférieur	+ 34 %

On notera les variations importantes de la tension du bas-hauban arrière et de la contrainte dans le panneau supérieur du mât. Elles s'expliquent très bien par le fait que les décélérations sont beaucoup plus élevées que les accélérations ; le mât a alors tendance à faire ventre vers l'avant, d'où une surcharge importante du bas-hauban arrière et une décharge du bas-hauban avant. Quant au panneau supérieur du mât, étant plus loin du centre de gravité il est soumis à des décélérations plus élevées, alors même que, la partie haute de la voile faseyant, il n'est plus soutenu par celle-ci.

Néanmoins les variations mesurées dans l'étai paraissent faibles par rapport à celles de la partie supérieure du mât et je pense que la réalité doit être plus proche de leur moyenne.

Il faut noter par ailleurs que les accélérations auxquelles est soumis le gréement varient comme le carré de la vitesse. On imagine quelles peuvent être les conséquences pour un multicoque naviguant à 30 nœuds.

Globalement, en incluant les facteurs mécaniques, dynamiques et de fatigue on pourra adopter les coefficients de sécurité du tableau ci-contre pour un monocoque. Pour les multicoques, les coefficients du gréement longitudinal pourraient être doublés.

POINT DU GRÉEMENT	EFFORT SUR L'ÉLÉMENT INTÉRESSÉ*		EFFORTS SUR LE MAT*			
			Gréement longitudinal		Gréement transversal	
			F_x	F_z	F_y	F_z
Tête de mât	Etai	1 667	362,5	– 2 511		
	Drisse de foc	919,5		– 919,5		
	Ret. dris. foc			– 671		
	Drisse de G.V.	671		– 671		
	Ret. dris. G.V.			– *996*		
	Pataras	*1 059,9*				
	Galhauban sup.	*1 954*			– 464,1	– *1 898*
2e barre de flèche	Barre de flèche	*406,5*			– *402,7*	– *55*
	Galh. inter.	*1 909,7*			– 56,37 – *402,7*	– *1 848,2*
Bas étai	Bas étai	*344,6*	– 89,2	– *332,9*		
1re barre de flèche	Barre de flèche	*435*			– *430,7*	– *60,8*
	Bas hauban	*1 954*			– 28,98 – *430,7*	– *1 895,6*
Vit de mulet			208,6		– 27,4	
				– *6 101,4*		– *5 757,6*

* Les chiffres en romain résultent des calculs précédents, ceux en italique sont dus à la charge du haubannage qui en résulte. Pour ne pas trop compliquer la démonstration, il n'est pas tenu compte du fardage du mât et du gréement, de toute façon faible.

	1 étage de barres de flèche	2 étages de barres de flèche
Étai, pataras, bastaques des gréements 7/8	3 – 3,5	
Bas-étai	2,2 – 2,4	
Galhaubans	2 – 2,2	1,9 – 2,1
Bas-haubans uniques dans le plan	2,1 – 2,3	2,2 – 2,4
Bas-haubans avant	1,8 – 2	1,9 – 2,1
Bas-haubans arrière, bastaques intermédiaires	2,2 – 2,4	2,3 – 2,5
Drisses	2,5	
Écoutes	5	

La fourchette indiquée tient compte des conditions d'utilisation. La valeur la plus faible correspond à des petits voiliers de croisière côtière, la plus élevée à des grands voiliers hauturiers. On notera que les coefficients sont plus faibles pour un bas-hauban unique dans le plan, peu sollicité par les décélérations, que pour un bas-hauban décalé vers l'arrière qui, lui, en supporte tous les effets.

Si nous appliquons ces coefficients aux charges dans les haubans calculées ci-dessus nous trouverons respectivement :

Étai : 1 667 × 3,5 = 5 834 daN
Bas étai : 344,6 × 2,4 = 827 daN
Galh. sup. : 1 954 × 2,1 = 4 103,4 daN
Galh. inter. : 1 909,7 × 2,1 = 4 010,4 daN
Bas-hauban : 1 954 × 2,4 = 4 689,6 daN

VI-II – 7. CALCUL DES MOMENTS D'INERTIE DU MÂT

La formule la plus couramment admise pour le calcul des mâts est celle d'Euler* qui donne :

$$I_G = \frac{P \cdot L^2}{k \cdot \pi^2 \cdot E}$$ avec

P : charge axiale ;
L : longueur libre du tronçon ;
k : coefficient d'encastrement ;
E : module d'élasticité.

* Voir page 122.

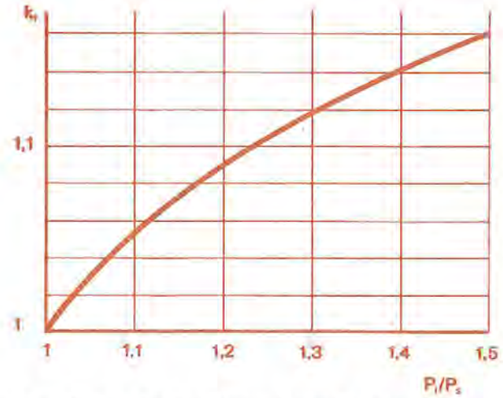


Fig. VI-21. Courbe du coefficient k_1 correspondant au rapport entre les forces de compression dans les panneaux adjacents.

Cette formule ne peut cependant s'appliquer qu'à des mâts peu cintrés, dont la flèche – au niveau de chaque panneau – ne dépasse pas la largeur correspondante du profil. Lorsque le cintrage du mât devient trop important il faut considérer que le moment fléchissant provoquant le cintrage est équilibré par la traction de la voile. Le mât ne travaille plus alors qu'en compression, mais sa stabilité dépend uniquement de la voile. Lorsque celle-ci n'est pas assurée (prise de ris, mauvaise adaptation de la voile au mât par sa coupe ou son réglage, faseyage, etc.) le mât vient travailler en compression et flexion combinées. C'est un tout autre mode de calcul, dans lequel tout le gréement doit être considéré en hyperstatique (allongement des câbles et raccourcissement du profil) qui nous entraînerait beaucoup trop loin.

Nous nous en tiendrons donc pour l'instant au calcul simple de flambage, en tenant compte néanmoins des efforts transversaux.

VI-II – 7.1. Coefficient d'encastrement

Dans le cas d'un mât, le coefficient d'encastrement est difficile à déterminer car, sauf en tête ou au pied où l'on peut considérer l'appui comme articulé, aux autres nœuds, la présence des panneaux adjacents va introduire un moment résistant qui constituera un encastrement partiel. Il en résultera un coefficient variable selon le rapport entre les charges dans les panneaux et l'emplacement de ceux-ci.

La forme de la déformée du mât résultant de la disposition des points d'ancrage du haubannage aura également son importance dans le fait qu'elle permettra ou non, dans un sens ou dans l'autre, cette participation des panneaux adjacents. Théoriquement, si la charge était constante du haut en bas du mât et que celui-ci soit parfaitement droit on devrait avoir k = 2 pour les panneaux extrêmes et 4 pour les panneaux intermédiaires.

Compte tenu du non respect des conditions ci-dessus le coefficient d'encastrement sera compris entre 1 et 2.

Par exemple pour un mât à un seul étage de barres de flèche posé sur le pont, le coefficient serait de 1 si la charge était égale dans les deux panneaux. Or le panneau supérieur, moins chargé que l'autre, apportera à celui-ci une rigidité supplémentaire qui accroîtra sa charge critique. Le graphique de la figure VI-21 donne la valeur de k_1 en fonction du rapport des charges dans les panneaux inférieur et supérieur, P_i/P_s.

De même, le coefficient d'encastrement d'un mât traversant le pont et reposant sur la quille dépendra du rapport l_2/l_1 des longueurs des panneaux compris entre le pont et la quille et entre les barres de flèche inférieures et le pont. Le graphique de la figure VI-22 donne les valeurs de k_2 dans ces conditions.

Les deux coefficients s'appliquent au panneau inférieur.

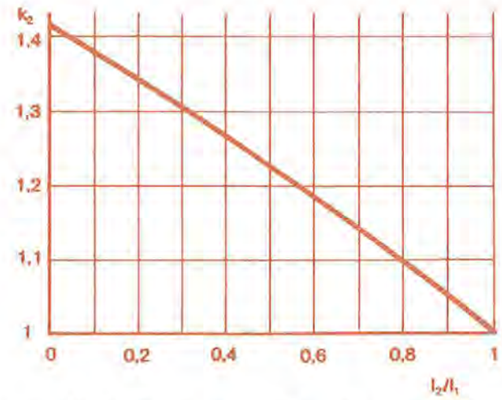


Fig. VI-22. Courbe du coefficient k_2 correspondant au rapport des longueurs des panneaux adjacents.

Si par exemple le rapport $P_i/P_s = 1{,}25$, on aura $k_1 = 1{,}1$ (fig. VI-21). Si, de plus, il est emplanté sur une hauteur égale à 1/3 du panneau inférieur, on aura $k_2 = 1{,}29$ et le coefficient d'encastrement $k = k_1 \cdot k_2 = 1{,}1 \times 1{,}29 = 1{,}42$.

En combinant ces deux coefficients on peut à peu près couvrir tous les cas.

Dans notre exemple nous aurons ainsi :

– *En longitudinal :*

Les charges ne sont pas constantes sur toute la hauteur des panneaux et nous prendrons les moyennes de celles situées en tête et au-dessus des barres de flèche, et en dessous et au pied. On aura donc :

$$P_i/P_s = \frac{9\,902{,}60 + 11\,859}{2} \Big/ \frac{7\,666{,}5 + 9\,569{,}7}{2} = 10\,880{,}8/8\,618{,}1 = 1{,}26$$

d'où $k = 1{,}05$ pour le panneau inférieur et $1/1{,}05 = 0{,}95$ pour le panneau supérieur.

Les deux panneaux étant de longueur égale il n'y a pas d'autre coefficient à appliquer. S'il n'en était pas ainsi on pourrait utiliser le coefficient k_2 correspondant pour le panneau le plus long et $1/k_2$ pour le plus court.

– *En transversal :*

Dans une première étape nous considérerons le mât comme emplanté entre les barres de flèche et le pont. Nous aurons :

$P_i/P_s = 9\,902{,}6/7\,666{,}5 = 1{,}29$

d'où, pour le panneau intermédiaire, un premier coefficient $k_1 = 1{,}11$.

Comme $l_2/l_1 = 4{,}3/4{,}3 = 1$, $k_2 = 1$

Pour le panneau supérieur $k = 1/k_1 = 0{,}90$

Dans une seconde étape on considérera que le tout est inversé et que c'est le panneau supérieur qui est emplanté. Nous aurons alors :

$P_i/P_s = 9\,569{,}7/10\,880{,}8 = 0{,}88$

d'où, pour le panneau intermédiaire, un second coefficient $k_1 = 0{,}94$. Comme $l_2/l_1 = 4{,}15/4{,}3 = 0{,}97$, on aura $k'_2 = 1{,}02$. Le coefficient d'encastrement total du panneau intermédiaire sera :

$k_1 \cdot k_2 \cdot k'_1 \cdot k'_2 = 1{,}11 \times 1 \times 0{,}94 \times 1{,}02 = 1{,}06$

Pour le panneau inférieur on aura $k = 1/k'_1 = 1{,}07$

Ces coefficients d'encastrement sont en fait très pessimistes et correspondraient à une déformation alternée des panneaux. Ce cas peut néanmoins se produire lorsqu'il n'y a pas de grand-voile. Dans des conditions normales il n'en serait pas ainsi, tout au moins dans le sens transversal, et les coefficients d'encastrement seraient pratiquement doublés. Nous les conserverons malgré tout, considérant que ces faibles valeurs correspondent à un coefficient de sécurité.

Connaissant les coefficients d'encastrement, nous allons pouvoir calculer les moments d'inertie minimums nécessaires dans chaque panneau.

Pour alléger les nombres à traiter, on prend le centimètre comme unité de longueur. Ceci donnera pour l'alliage A-SGMT6, $E = 7 \times 10^5$ et pour la limite élastique $R_e = 2\,400$ daN/cm²

– *En longitudinal :*

Panneau inférieur : $P = 11\,859$ daN,
$l = 645$ cm, $k = 1{,}05$

$$I_L = \frac{11\,859 \times 645^2}{1{,}05 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5} = 680 \text{ cm}^4$$

Panneau supérieur : $P = 9\,569{,}7$ daN,
$l = 635$ cm, $k = 0{,}95$

$$I_L = \frac{9\,569{,}7 \times 635^2}{0{,}95 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5} = 588 \text{ cm}^4$$

– *En transversal :*

Panneau inférieur : $P = 11\,859$ daN,
$l = 430$ cm, $k = 1{,}07$

$$I_T = \frac{11\,859 \times 430^2}{1{,}07 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5} = 297 \text{ cm}^4$$

Panneau intermédiaire : $P = 9\,902{,}6$ daN,
$l = 430$ cm, $k = 1{,}06$

$$I_T = \frac{9\,902{,}6 \times 430^2}{1{,}06 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5} = 250 \text{ cm}^4$$

Panneau supérieur : $P = 7\,666{,}5$ daN,
$l = 415$ cm, $k = 0{,}90$

$$I_T = \frac{7\,666{,}5 \times 415^2}{0{,}9 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5} = 212 \text{ cm}^4$$

Les profils les plus approchants que nous trouverons seront un Francespar F 380 A ou un Z Spar Z 500, dont les caractéristiques sont les suivantes :

	Francespar F380 A	Z Spar Z 500
Cotes ext.	186 × 130	185 × 125
e	3,6	3,3
S cm²	19	18,5
I_T cm⁴	380	350
I_T/v	58,5	56
I_L cm⁴	730	730
I_L/v	78,5	77

Nous calculerons la charge critique de flambage $P_{cri} = k \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I/l^2$ et la contrainte admissible $\sigma_a = k \cdot \pi^2 \cdot E/\lambda^2$ dans les différents panneaux pour le profil Francespar. Pour cela on calculera d'abord le rayon de giration $\rho = \sqrt{I/S}$ et l'élancement $\lambda = L/\rho$.

– *En longitudinal :* $\rho = \sqrt{730/19} = 6{,}20$

Panneau inférieur : $\lambda = 645/6{,}20 = 104{,}1$

$$P_c = 1{,}05 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5 \times 730/645^2 = 12\,729 \text{ daN}$$

$$\sigma_a = 1{,}05 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5/104{,}1^2 = 669{,}4 \text{ daN/cm}^2$$

Panneau supérieur : $\lambda = 635/6{,}20 = 102{,}4$

$$P_c = 0{,}95 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5 \times 730/635^2 = 11\,882 \text{ daN}$$

$$\sigma_a = 0{,}95 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5/102{,}4^2 = 625{,}9 \text{ daN/cm}^2$$

– *En transversal :* $\rho = \sqrt{380/19} = 4{,}47$

Panneau inférieur : $\lambda = 430/4{,}47 = 96{,}15$

$$P_c = 1{,}07 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5 \times 380/430^2 = 15\,192 \text{ daN}$$

$$\sigma_a = 1{,}07 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5/96{,}15^2 = 799{,}6 \text{ daN/cm}^2$$

Panneau intermédiaire : $\lambda = 430/4{,}47 = 96{,}15$

$$P_c = 1{,}06 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5 \times 380/430^2 = 15\,050 \text{ daN}$$

$$\sigma_a = 1{,}06 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5/96{,}15^2 = 792{,}1 \text{ daN/cm}^2$$

Panneau supérieur : $\lambda = 415/4{,}47 = 92{,}8$

$$P_c = 0{,}9 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5 \times 380/415^2 = 13\,719 \text{ daN}$$

$$\sigma_a = 0{,}9 \times \pi^2 \times 7 \times 10^5/92{,}8^2 = 722 \text{ daN/cm}^2$$

VI-II – 7.2. Charge latérale

La charge critique que peut accepter une colonne travaillant au flambage peut être considérablement réduite si une charge latérale lui est appliquée. C'est malheureusement le cas d'un mât qui est soumis à la traction de la grand-voile ou à la poussée de la bôme.

Il n'est guère facile d'introduire cet élément supplémentaire dans une formule permettant d'obtenir directement le moment d'inertie. Il sera plus aisé de procéder à une vérification *a posteriori*, une fois le profil du mât choisi après un calcul des moments d'inertie au flambage seul.

On calculera tout d'abord le moment fléchissant dans le panneau et le plan considérés. Pour simplifier on ne tiendra compte que d'une force unique ponctuelle résultante pour le panneau inférieur, ou une force uniformément répartie pour les panneaux intermédiaires et supérieurs et sans encastrement aux extrémités. Encore une fois ces conditions sont nettement plus défavorables que la réalité puisqu'elles ne font pas participer les panneaux adjacents.

Pour le calcul du moment on utilisera les formules suivantes :

– charge ponctuelle, $M = \frac{p \sin k \cdot b \sin k \cdot a}{k \sin kl}$

– charge répartie, $M = \frac{q}{k^2}\left(\frac{1}{\cos \frac{kl}{2}} - 1\right)$, avec

p : charge latérale ponctuelle ;
q : charge par unité de longueur = p/l ;
a et b : distances aux extrémités de la charge ponctuelle ;
L : longueur du panneau ;

$k : \sqrt{\frac{P}{E \cdot I}}$

De ce moment on déduira la contrainte maximum par la formule :

$$\sigma_{max} = \frac{P}{S} + \frac{M}{\frac{I}{v}\left(1 - \frac{P}{P_{cri}}\right)}$$

et le coefficient de sécurité σ_a/σ_{max}

Pour notre exemple on arrive aux résultats suivants :

– *En longitudinal,* $I = 730$ cm, $I/v = 78{,}5$ cm³, $S = 19$ cm²

Panneau inférieur :
$P = 11\,859$ daN, P_c 12 729 daN, $l = 645$ cm
$p = 161{,}6$ daN, $a = 29{,}8$, $b = 615{,}2$
$k = 0{,}0048$
$M = 80{,}68$ cmdaN
$\sigma_{max} = 639{,}2$ daN/cm²
$C_s = 1{,}05$

Panneau supérieur :
$P = 9\,569{,}7$ daN, $P_c = 11\,882$ daN, $l = 635$ cm
$p = 147{,}86$ daN, $q = 0{,}23$ daN/cm
$k = 0{,}0043$
$M = 3{,}53$ cmdaN
$\sigma_{max} = 504$ daN/cm²
$C_s = 1{,}24$

En transversal, $I = 380$ cm⁴, $I/v = 58{,}5$ cm³, $S = 19$ cm²

Panneau inférieur :
$P = 11\,859$ daN, $P_c = 15\,192$ daN, $l = 430$ cm
$p = 40$ daN, $a = 153{,}3$, $b = 276{,}7$
$k = 0{,}0067$
$M = 68{,}85$ cmdaN
$\sigma_{max} = 629$ daN/cm²
$C_s = 1{,}27$

Panneau intermédiaire :
P = 99 026daN, P_c = 15 050 daN, l = 430 cm
p = 49,9 daN, q = 0,12 daN/cm
k = 0,0061
M = 0,82 cmdaN
σ_{max} = 521 daN/cm²
C_s = 1,52
Panneau supérieur :
P = 7 666,5 daN, P_c = 13 719 daN, l = 415 cm
p = 73,3 daN, q = 0,18 daN/cm
k = 0,0054
M = 1,16 cmdaN
σ_{max} = 403,5 daN/cm²
C_s = 1,79

Toutes les contraintes sont bien inférieures aux contraintes critiques, donc le mât travaille bien au flambage.

Les coefficients de sécurité peuvent paraître faibles, en particulier dans le sens longitudinal. Dans la réalité il sera très rare d'atteindre ces valeurs, car, si le mât est légèrement cintré vers l'avant par le bas-hauban, il se produit un équilibre entre le moment ainsi créé et celui, de sens opposé, provoqué par la traction de la voile entraînant une stabilisation du mât correspondant à un coefficient d'encastrement supérieur à ceux calculés. Lorsque cet effet stabilisateur de la voile disparaît, par exemple lorsque l'on prend des ris, moment où, de plus, l'équilibre entre les moments de l'étai et de la grand-voile de part et d'autre du point d'attache des galhaubans n'est plus assuré, des accidents peuvent se produire.

A l'étude des résultats on voit également que ceux-ci pourraient être améliorés par le déplacement de certains points d'ancrage du haubannage. Dans l'ensemble, une descente de ceux-ci permettrait de mieux équilibrer les contraintes dans les panneaux, mais il faut savoir que de faibles modifications peuvent avoir des conséquences importantes. Par ailleurs il est bon d'avoir des coefficients plus élevés dans les panneaux supérieurs où les efforts dynamiques sont les plus sensibles.

VI-II – 7.3. Flambage local

Des tubes minces comme le sont les profils de mât, peuvent périr à un taux de contrainte plus faible que celui déterminé par un flambage général. C'est normalement dans la partie la moins courbe de la section que se produit le flambage local ; pour un profil elliptique ce sera la paroi latérale de rayon moyen r.

La contrainte admissible sera pour un tube :
$\sigma_{co} = R_e/[1 + 3\ (r/e)\ (R_e/E)]$
Dans notre exemple, avec :
R_e = 24 daN/mm², r : 122,5 mm et e = 3,6 mm on a σ_{co} = 17,78 daN/mm², ce qui reste très supérieur aux contraintes admissibles du flambage général.

Cette vérification est néanmoins nécessaire, en particulier pour les gros profils ou lorsque, désirant augmenter le moment d'inertie, on aboutit à des épaisseurs de paroi trop faibles.

VI-III - MÉTHODE SIMPLIFIÉE

La méthode de calcul que nous venons d'étudier est longue, si elle est relativement précise, et cette précision n'est pas toujours nécessaire, d'autant que les coefficients de sécurité appliqués offrent une garantie assez large. En fait, j'ai tenu à la développer essentiellement pour montrer, au fur et à mesure de l'analyse, les facteurs qui constituent les contraintes globales sur le mât et son gréement.

Dans la pratique il ne sera généralement pas nécessaire d'y recourir ou, dans les cas extrêmes, il sera préférable d'utiliser la méthode des éléments finis à condition d'y introduire des données correctes en ce qui concerne les efforts exercés par la voilure.

Dans la majorité des cas on utilisera une méthode simplifiée, mise au point par le cabinet Sparkman & Stephens et dont la version la plus à jour a été publiée en 1982 dans le rapport du 12e symposium de l'AIAA [2].

Cette méthode est appliquée par de nombreux architectes avec quelques variantes résultant de l'expérience personnelle. Elle est tout à fait adaptée aux voiliers de croisière classiques avec, pour les gréements en tête, un rapport surface de génois/surface de grand-voile voisin de 2. Il appelle quelques remarques, repérées par un indice, que nous développerons ensuite.

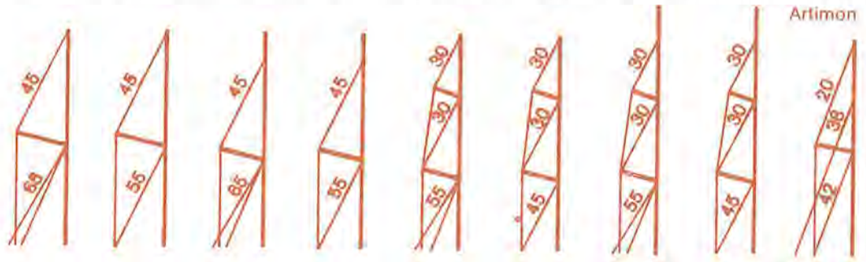
Le processus est le suivant :

a) **Efforts dans le mât et le gréement**

$P_T = \frac{MR_{30} \times 1,5}{e}$ avec :

P_T : effort vertical sur les cadènes et le mât dû au gréement transversal ;
MR_{30} (1) : moment de redressement à 30° de gîte avec déplacement à mi-charge ;

TABLEAU VI-II
RÉPARTITION DES EFFORTS DANS LE HAUBANNAGE TRANSVERSAL



e (2) : distance de la cadène à l'axe du mât ;
1,5 : coefficient pour une gîte plus importante.

b) **Compression dans le mât**
P = 1,85 × P_T où :
1,85 : coefficient pour tenir compte du gréement longitudinal. (3)

c) **Répartition des charges dans les différents éléments du gréement (Tableau VI-II)** (4)

d) **Coefficients de sécurité du gréement**
Câbles : galhaubans : 2,5 – 2,75 ;
bas-haubans et étais : 3.
Barres : haubans et galhaubans : 2,25 – 2,5 ;
étais : 3.
Cadènes : 4.

e) **Mâts et gréements d'artimon**
$P_T = \frac{MR_{30}}{e} \times 1,5 \times C$ avec :
C = 1/3 pour les yawls et ketches normaux ;
C = 1/2 pour les ketches à grand artimon.
P = P_T
Coefficients de sécurité du gréement :
Yawls : haubans 1,5, cadènes 2 ;
Ketches : haubans 2, cadènes 2,5.

f) **Moment d'inertie des mâts**
$I_{cm^4} = \frac{C_s \cdot P \cdot L^2}{k \cdot \pi^2 \cdot E} = C \cdot P \cdot L^2 \cdot 10^{-8}$ avec :
P : compression sur le mât en daN ;
L : longueur du panneau de mât en cm ;
C : coefficient donné dans le tableau VI-III.

TABLEAU VI-III
VALEURS DE C POUR MAT EN ALLIAGE LÉGER EMPLANTÉ SUR LA QUILLE

	Coefficient d'Euler k	TRANSVERSAL		LONGITUDINAL						
		1 étage de barres de flèche	Plusieurs étages de barres de flèche	L jusqu'à l'étai			L jusqu'à l'étai			
				Toutes longueurs et L_f < 10 m avec étai largable			10 m < L_f < 14 m			Plus de 14 m
				En tête		7/8	En tête		7/8	En tête
				Doubles bas-haub.	Bas-haub. simple et bas-étai	Doubles bas-haub.	Doubles bas-haub.	Bas-haub. simple et bas-étai	Doubles bas-haub.	Doubles bas-haub.
C_s		2,1	2,5	1,2		1,15	0,8		1,15	
Panneaux inférieurs	2,25	**1,34**	**1,61**	**0,77**	**0,64**	**0,74**	**0,51**	1 étage **0,51**	**0,74**	**0,43**
Panneaux supérieurs	1,5	**2,16**	**2,4**					2 étages **0,43**		

Note :

– Pour un gréement avec un seul bas-hauban dans le plan du mât et sans bas-étai, ajouter 10 % au moment d'inertie longitudinal calculé pour des bas-haubans doubles.

– Pour un voilier de plus de 14 m de flottaison avec bas-étai largable prendre L jusqu'au capelage du bas-étai avec C = 0,45.

– Pour un mât posé sur le pont, on admet un coefficient d'Euler inférieur de 20 % donc : C sur pont = 1,25 C emplanté.

– Pour un mât en spruce $I_{sp} = I_{alu}/0,139$. (5)

g) **Etai** (6)

Le graphique de la figure VI-23 donne directement le diamètre de l'étai en fonction de MR_{30}/h où h est la distance verticale entre centre de voilure et centre de dérive, celui-ci étant pris à 40 % du tirant d'eau.

La résistance du câble ou de la barre est comptée à 125 daN/mm² sur le diamètre nominal.

Il n'est pas prévu de réduction pour un matériau de résistance supérieure.

Les embouts doivent avoir une résistance supérieure de 5 % à celle du câble.

h) **Gréement courant**

Pour les drisses de foc et de grand-voile, Stephens donne une table de correspondances avec le dimensionnement de l'étai. Le tableau VI-IV en est l'adaptation métrique auquel ont été ajoutés les écoutes de génois et de grand-voile ainsi que les drisses, bras, écoutes et retenues de spinnaker. Il est valable pour des bateaux de croisière ayant des surfaces unitaires de grand-voile, de génois maxi et de spinnaker dans des rapports voisins de 1, 2 et 4.

Les résistances à la rupture en daN/mm² indiquées correspondent aux câbles Sarma, aux cordages Glenstein Cup pour les drisses et les bras de spinnakers, aux cordages Glenstein Gemini pour les écoutes.

On pourra également se reporter aux tableaux des pages 346 et 347 de *Voiles et Gréements* (éd. de 1982), en particulier pour la correspondance avec des cordages en Kevlar.

Pour les cordages, la résistance n'est pas seule à prendre en compte car on ne peut descendre en dessous d'un certain diamètre si l'on veut conserver une prise en main correcte, le diamètre de 8 mm est alors un extrême minimum. Quant au diamètre de l'écoute de grand-voile il dépend bien sûr du nombre de

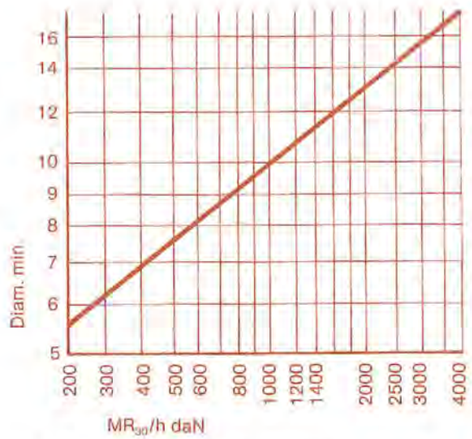


Fig. VI-23. Diamètre de l'étai en fonction de MR_{30}/h, basé sur une résistance à la rupture R_r = 125 daN/mm², la section étant calculée à partir du diamètre extérieur, qu'il s'agisse de câble 1 × 19 ou de monofil.

brins du palan ; le diamètre indiqué ici serait celui d'une écoute directe, sans palan.

VI-III – 1. REMARQUES SUR LA MÉTHODE SIMPLIFIÉE

(1) Nous savons que le moment de redressement est égal au moment de chavirement, lui-même produit de $F_y . h$, force latérale de la voilure par distance verticale entre les centres de voilure et de dérive.

Or le moment du gréement par rapport au plan horizontal de l'étambrai est $F_y . h'$, h' étant la hauteur du centre de voilure au-dessus de l'étambrai. On peut penser qu'il y a là le désir d'introduire un certain coefficient de sécurité ou de compenser d'autres éléments additionnels augmentant le moment du gréement et la charge sur la cadène, tels que le moment exercé par la composante verticale de la traction dans l'écoute de foc, ou le poids de la mâture.

(2) Les galhaubans et les bas-haubans n'aboutissent pas toujours sur des cadènes écartées également de l'axe de la coque. Dans ce cas il faut calculer un e intermédiaire tel que :

$$e = \frac{(\Sigma\ C_{gal} . e') + (C_{bas\text{-}haub} . e'')}{\Sigma C_{gal} + C_{bas\text{-}haub}}$$ où

C est le pourcentage de P_T correspondant au hauban concerné et donné dans le tableau VI-II ;

TABLEAU VI-IV

CORRESPONDANCES ENTRE ETAI, DRISSES ET ÉCOUTES

Etai 1 × 19		Drisse, génois et spi		Drisse G.V.		Écoute génois	Écoute G.V.	Écoute spi	Bras spi	
∅	R_r	7 × 19	Cup	7 × 19	Cup				7 × 19	Cup
19	27 000	11,2	—	—	—					
15,9	22 000	9,6	18	8	16	16	16	16	9,6	18
14,3	17 800	8	16	8	16	16	16	16	8	18
12,7	13 600	8	16	8	16	14	16	16	8	18
11,2	10 800	8	16	6,4	14	14	14	14	8	16
9,6	8 200	6,4	14	5,6	14	12	14	14	—	16
8	5 800	5,6	14	4,8	12	12	12	12	—	14
7	4 650	4,8	12	4	10	10	10	10	—	12
6,4	3 650	4	10	3,2	8	8	8	8	—	10
5,6	2 850	4	10	3,2	8	8	8	8	—	10
4,8	2 050	3,2	8	2,4	8	8	8	8	—	8
4	1 450	3,2	8	2,4	8	8	8	8	—	8
3,2	900	2,4	8	2,4	8	8	8	8	—	8

RÉSISTANCE À LA RUPTURE DES CÂBLES ET CORDAGES EN daN/mm²

Câbles	2,4	3,2	4	4,8	5,6	6,4	8	9,6
Câble 7 × 19	350	660	950	1 350	1 900	2 500	3 900	5 700
Cordages	6	8	10	12	14		16	18
Glenstein Cup	565	1 040	2 040	3 120	3 920		5 780	6 900
Glenstein Gemini	755	1 160	2 270	3 140	4 000		4 890	6 200

e' et e'' les écartements respectifs des cadènes de galhaubans et bas-haubans.

Par exemple si, dans un gréement à deux étages de barres de flèche, la cadène de bas-hauban est à e'' = 1,25 m et celle des galhaubans est à e' = 1,20 m

$$e = \frac{(30 + 30)\ 1,20 + 45 \times 1,25}{30 + 30 + 45} = 1,22 \text{ m}$$

(3) Le coefficient 1,85 paraît un peu faible même pour des voiliers où l'on recherche une flèche minimum de l'étai et il ne semble pas tenir compte de la traction du retour des drisses. On peut donc le porter à 2. Dans l'exemple analysé précédemment il atteignait 2,05 en y incluant les retours de drisses.

(4) Pour les bas-haubans, il ne faut pas oublier qu'il s'agit de la composante verticale de la charge sur la cadène, la résultante dans les haubans sera donc F/cos α, α étant l'angle du hauban avec le mât dans le plan transversal.

Dans le cas de bas-haubans doubles, celui de l'avant subit une charge plus élevée que celui de l'arrière puisqu'il équilibre la traction de la voile vers l'arrière, rôle rempli autrement par le bas-étai. Néanmoins comme le coefficient de sécurité du bas-hauban arrière doit être supérieur, on partagera la charge également sur les deux bas-haubans. Le coefficient plus fort par rapport au bas-hauban simple tient compte vraisemblablement de l'accroissement dû à leur angulation dans le plan longitudinal et aux variations plus fortes dues aux effets dynamiques.

Le tableau ne donne pas les charges dans les bas-étais intermédiaires. On pourra estimer que la charge longitudinale qu'ils ont à équilibrer sera égale à :

– pour le bas-étai : 1,3 % de la charge du bas-hauban,

– pour l'étai inter. : 2,4 % de la charge du galhauban inter.

S'il n'y a qu'un seul bas-étai entre deux étages de barres de flèche comme dans notre exemple on prendra la somme des deux charges précédentes.

Enfin il faut noter que ces coefficients ne tiennent pas compte des longueurs respectives des barres de flèche et de l'écartement des cadènes. On peut donc penser que l'on considère cette dimension constante. Dans d'autres conditions on constate en effet des transferts d'efforts d'un hauban sur l'autre ce qui explique en partie les différences des coefficients entre galhaubans et bas-haubans alors qu'il n'y en avait pratiquement pas dans l'exemple étudié, la sous-évaluation de la proportion des efforts dus à l'étai représentant le solde de la différence.

(5) Pour un matériau d'un module d'élasticité E′ différent de l'alliage léger on a

$$I_{E'} = \frac{I_{alu} \times 7\,000}{E'}$$

Ici le module d'élasticité du spruce est pris pour 975 daN/mm².

(6) Il n'est pas donné de valeur de charge pour le pataras. On pourra prendre 70 % de l'étai, de même pour une bastaque équilibrant l'étai dans un gréement 7/8. Pour celle-ci on pourra tenir compte en plus de la différence d'angle.

VI-III – 2. APPLICATION À L'EXEMPLE PRÉCÉDENT

Rappelons les caractéristiques nécessaires au calcul simplifié et comparons aux résultats précédents.

RM_{30} = 3 360 mdaN
h = 6,61 m
e = 1,26 m

a) $P_T = 3\,360 \times 1{,}5/1{,}26 = 4\,000$ daN

b) $P = 4\,000 \times 1{,}85 = 7\,400$ daN contre 11 859 soit, pour ce dernier un coefficient de sécurité initial de 1,6 par rapport à la méthode simplifiée.

c) Charge dans les haubans

Galhauban supérieur :
$2{,}75 \times 4\,000 \times 30/100 \cos 13{,}74° = 3\,397$ daN contre 4 103,4 daN

Galhauban intermédiaire :
$2{,}75 \times 4\,000 \times 30/100 \cos 14{,}58° = 3\,410$ daN contre 4 010,4 daN

Bas-hauban :
$3 \times 4\,000 \times 45/100 \cos 14{,}03° = 5\,566$ daN contre 4 689,6 daN

Les différences, en moins sur les galhaubans et en plus sur les bas-haubans, correspondent aux transferts de charge dûs au raccourcissement progressif des barres de flèche. Les totaux sont d'ailleurs sensiblement égaux : 12 373 daN contre 12 803,4 daN.

Étai :
$RM_{30}/6{,}61 = 508{,}72$ donnant, d'après le graphique VI-23, un diamètre de 7,7 correspondant à une résistance de 5 820 daN contre 5 834 daN.

Bas-étai :
$3 \times 4\,000 \times 45 \times 1{,}3/100^2 + 2{,}5 \times 4\,000 \times 30 \times 2{,}4/100^2 = 142$, $2/\sin 15° = 549{,}4$ daN contre 827 daN

Le diamètre de câble monotoron le plus approchant sera de 8 mm pour l'ensemble des haubans et de l'étai, de 7 mm pour le pataras et de 3,2 pour le bas-étai.

d) Moments d'inertie du mât (Tableau VI-III)

Transversal :
Panneau inférieur : $1{,}61 \times 7\,770 \times 430^2 \times 10^{-8} \times 1{,}25 = 289$ cm⁴
Panneaux supérieurs : $2{,}4 \times 7\,770 \times 415^2 \times 10^{-8} = 321$ cm⁴

Longitudinal :
Panneau inférieur : $0{,}64 \times 7\,770 \times 1\,280^2 \times 10^{-8} \times 1{,}25 = 1\,018$ cm⁴
Contre 380 et 730 pour le profil choisi.

On constate que le moment d'inertie longitudinal est plus fort que pour celui-ci. Mais le coefficient 0,64 ne concerne que les gréements avec un étage de barres de flèche, or nous en avons deux. Si nous prenons, comme pour les bateaux de 10 à 14 m, un coefficient de 0,51 le moment d'inertie tombe à 811 cm⁴ ce qui est beaucoup plus proche. La différence confirme le taux de travail plus élevé en longitudinal déjà constaté.

En fait l'on constate que la plupart des profils du commerce ont un rapport des moments d'inertie voisin de 2.

Pour des mâts souples travaillant en compression et flexion, et non plus en flambage, les moments d'inertie des profils devraient être plus proches d'un rapport 1.

e) Gréement courant

A partir du diamètre de l'étai (8 mm), le tableau VI-IV nous donne :
– Drisse génois et spi : câble 7 × 19 ø 5,6 avec cordage ø 14 ;
– Drisse grand-voile : câble 7 × 19 ø 4,8 avec cordage ø 12 ;
– Écoutes : ø 12 ;
– Bras de spi : ø 14.

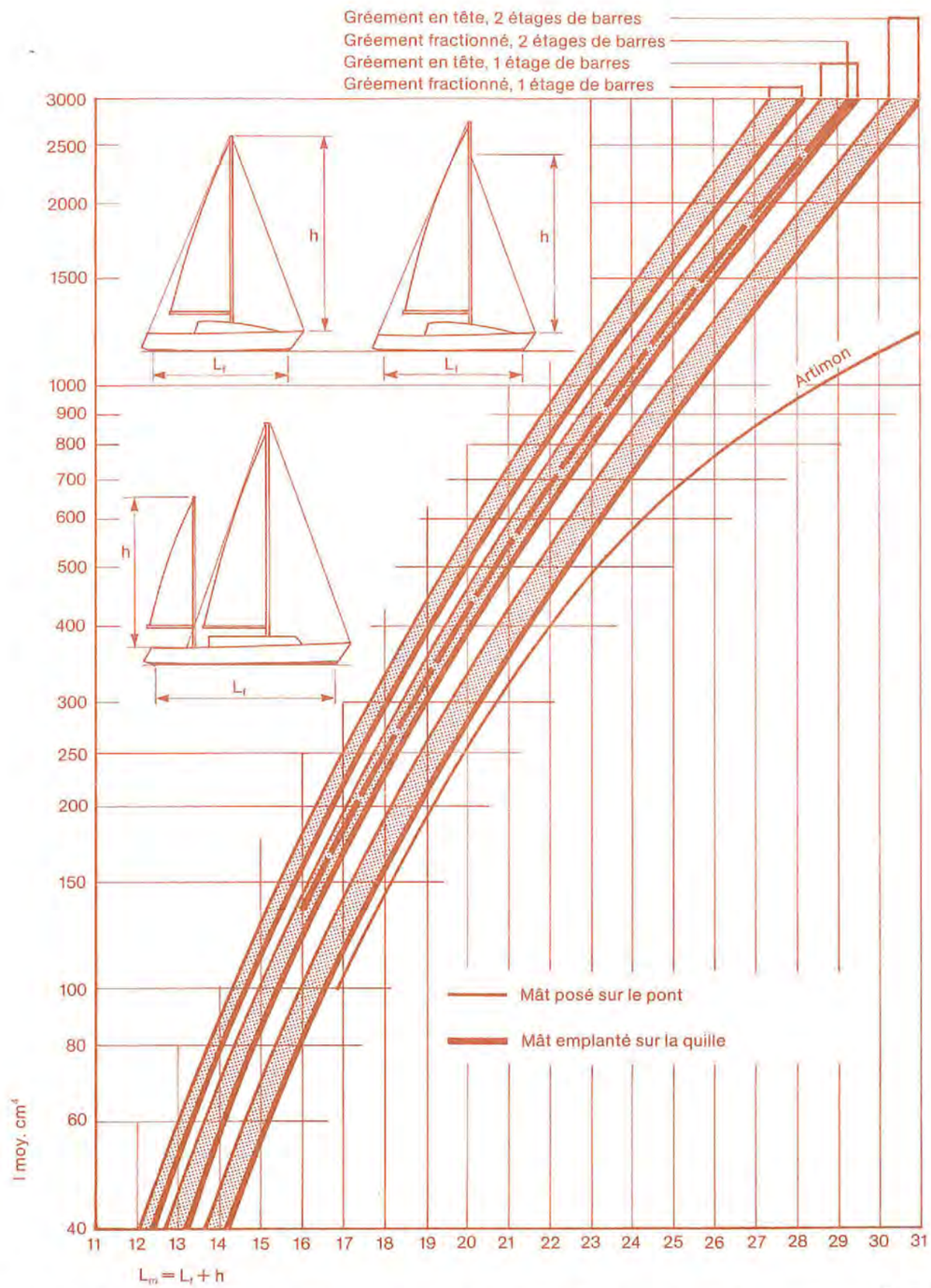


Fig. VI-24. Graphique donnant une première approximation du moment d'inertie moyen $I_{moy} = \frac{I_x + I_y}{2}$, *en fonction de la somme de la longueur de flottaison et de la hauteur du capelage de foc ou du mât d'artimon.*

Il est bien certain que ces diamètres d'écoutes correspondent aux voiles maximums les plus lourdes et que d'autres jeux doivent être prévus pour les voiles plus légères.

VI-III – 3. GRAPHIQUE PROCTOR

Le fabricant de mât Proctor a établi un graphique permettant de déterminer rapidement le type de profil à utiliser en fonction de deux caractéristiques du voilier : sa longueur de flottaison et la hauteur du triangle avant. Je l'ai retracé à partir des moments d'inertie transversaux. Le moment d'inertie longitudinal est à peu près le double du transversal (fig. VI-24).

Ce graphique est pratique pour une détermination rapide, au niveau de l'avant-projet par exemple, mais n'est pas suffisant, à mon avis, lorsque l'on recherche une précision ou une sécurité mieux définies.

VI-III – 4. MÂT D'ARTIMON

La force développée par la voile ayant été déterminée à partir des coefficients de répartition définis au début de ce chapitre le calcul est identique à celui d'un grand-mât sans foc.

Dans la méthode simplifiée on a :

$$P_T = \frac{MR_{30} \times 1{,}5}{e \times C} \text{ avec}$$

C = 3 pour un yawl ;
C = 2 pour un ketch avec un grand artimon.

Les coefficients de sécurité sont les suivants :
- Yawls : haubans 1,5 ; cadènes 2 ;
- Ketches : haubans 2, cadènes 2,5.

Les charges dans les haubans sont évaluées à :
- 20 % de P_T pour le galhauban ;
- 42 % de P_T pour le bas-hauban ;
- 38 % de P_T pour le hauban intermédiaire tirant vers l'avant.

VI-III – 5. CALCUL DE LA BÔME

Sa tenue est assurée au vit de mulet, au(x) point(s) d'attache de l'écoute et au point d'attache du hale-bas.

Dans la première analyse nous avons admis que l'effort normal à la bôme suivait une répartition triangulaire avec un maximum au point d'écoute et 0 au point d'amure. La coupe des grand-voiles modernes conduit en fait à une répartition de l'effort centrée beaucoup plus vers le point d'écoute. D'autre part, le hale-bas constitue un point de fixation de plus en plus important surtout, bien sûr, dès que l'on s'écarte de l'allure du près serré.

Pour tenir compte de ces considérations on définira la bôme comme une poutre travaillant en flexion sous l'effort d'une résultante située aux 4/5 de sa longueur en partant du vit de mulet (soit 0,8 E) et soumise à une force de compression axiale appliquée au point d'écoute. Nous estimerons par ailleurs que le moment exercé par cette force est équilibré pour moitié par les moments exercés par l'écoute et le hale-bas.

Dans certains cas ces conditions peuvent être encore plus dures, comme par exemple pour un grand voilier transocéanique, pour lequel on pourra estimer que le hale-bas peut être amené à supporter en totalité l'effort de la voile.

Ayant déterminé la valeur de F_y de la grand-voile suivant la méthode établie au § V-II-3, nous estimerons ces forces à :

$3\ F_{yg\text{-}v} \cos \alpha = F_z$
$3\ F_{yg\text{-}v} \sin \alpha = F_x$
avec $\alpha = \tan^{-1} E/P$

Pour notre exemple (fig. VI-25) nous aurons avec
E = 353 cm, e = 100 cm et $\alpha = 17{,}07°$
$F_z = 3 \times 236{,}6 \cos 17{,}07° = 678{,}5$ daN
$F_x = 3 \times 236{,}6 \sin 17{,}07° = 194{,}5$ daN

Le moment de F_z par rapport au vit de mulet sera :
$M = F_z \,.\, 0{,}8\ E = 678{,}5 \times 0{,}8 \times 350$
$= 189\,980$ cmdaN
et la traction verticale sur le hale-bas :
$F_{h\text{-}b} = 189\,980/2 \times 100 = 950$ daN

Cet effort engendrera une compression supplémentaire dans la partie avant de la bôme :
$C = 950 \times 100/64 = 1\,484$ daN

Sous l'effet de la traction du hale-bas, la bôme fléchira. Le moment fléchissant maximum se situera au point d'attache du hale-bas et sera :
$M_{f\ max} = F_{h\text{-}b}\ (0{,}8\ E - e)\ .\ e/(0{,}8\ E)$
$= 950\ (0{,}8 \times 350 - 100) \times 100/0{,}8 \times 350$
$= 61\,071{,}4$ cmdaN
Avec Rp = 2 400 daN/cm² on devra avoir :
$I/v \geqslant 61\,071{,}4/2\,400 = 25{,}45$ cm³

Le profil F 340 de Francespar nous donnera les caractéristiques suivantes :
- dimensions : 101 × 140 mm
- section : 13,7 cm²
- I_y : 150 cm⁴
- I_z : 370 cm⁴

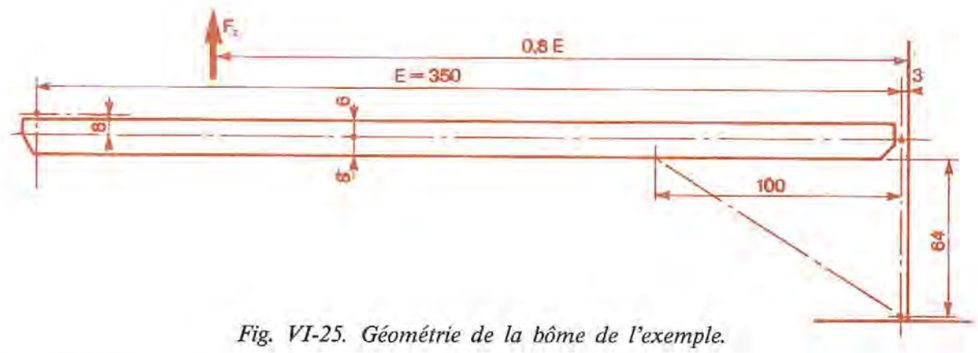


Fig. VI-25. Géométrie de la bôme de l'exemple.

Dissymétrique, son centre de gravité sera à environ 8 cm de la base, donnant un $I_z/v = 370/8 = 46{,}25$ cm³ pour le dessous, travaillant en traction, et $I_z/v = 370/6 = 61{,}67$ cm³ pour le dessus, travaillant en compression.

La charge critique que peut supporter la bôme sera :
$P_{cri} = \pi^2 \times 700\,000 \times 370/350^2 = 20\,867$ daN

Le moment de flexion appliqué à la bôme sera la somme des moments dus à la charge verticale et au décentrement de la charge de compression.

Ce décentrement sera égal à la distance entre le point d'écoute et l'axe horizontal du vit de mulet, soit dans notre cas environ 8 cm. On aura donc :
$M = 61\,071{,}4 + (194{,}5 \times 8) = 62\,627{,}4$ cmdaN

Utilisant la même méthode de calcul que pour le mât on aura :

$$\sigma_{max} = \frac{194{,}5}{13{,}7} + \frac{62\,627{,}4}{46{,}25\ (1 - 194{,}5/20\,867)} = 1\,381 \text{ daN/cm}^2$$

pour le dessous et

$$\sigma_{max} = \frac{194{,}5}{13{,}7} + \frac{62\,627{,}4}{61{,}67\ (1 - 194{,}5/20\,867)} = 1\,039{,}3 \text{ daN/cm}^2$$

pour le dessus, soit au moins un coefficient de 1,9 par rapport à la limite élastique de l'alliage.

La partie de la bôme située entre le point d'attache du hale-bas et le vit de mulet est soumise à une compression supplémentaire.

Le point d'application de celle-ci étant situé en dessous du profil, induira un moment de flexion de sens contraire à celui de la compression au point d'écoute. Le tronçon concerné étant, de plus, assez court, les contraintes engendrées ne seront que de compression et égales à P/S, soit dans notre exemple :
$\sigma_c = 1\,484/13{,}7 = 108{,}3$ daN/cm²
qui viendront s'ajouter à σ_{max} du dessus de la bôme pour donner 1 039,3 + 108,3 = 1 147,6 daN/cm²

Tandis que le taux de contrainte de la partie inférieure sera réduit d'autant soit :
1 381 – 108,3 = 1 272,7 daN/cm²

Dans le sens transversal les efforts normaux sur la bôme sont faibles mais peuvent accidentellement devenir importants, par exemple, au vent arrière, si elle engage sur un coup de roulis et que l'on ait placé une retenue. Ces efforts étant difficiles à déterminer on prendra pour le moment d'inertie transversal de la bôme entre 0,5 et 0,6 du moment d'inertie vertical.

Le moment fléchissant diminue à peu près linéairement du point d'attache du hale-bas vers le point d'écoute, il est tentant d'alléger la bôme en ménageant des ouvertures dans ses flancs. Celles-ci devront être de largeur progressivement accrue et les entretoises restantes devront être inclinées alternativement à 45° pour résister aux contraintes de cisaillement (fig. VI-26).

Fig. VI-26. Allègement de la bôme.

VI-IV MATÉRIAUX ET FORMES DES PROFILS DE MÂTS

Aujourd'hui, la quasi totalité des mâts sont réalisés en alliage léger à traitement thermique à base de magnésium, silicium et manganèse A-SGM traité T6. Les différences de caractéristiques que l'on peut constater proviennent essentiellement de la teneur en silicium ou autres impuretés et du processus du traitement thermique.

Cependant d'autres ont été ou seront utilisés pour la réalisation de mâts : bois, acier, composites, etc.

L'intérêt d'un matériau nouveau par rapport à un autre connu se mesure essentiellement par le rapport E_f/d^3 * du fait que c'est le module d'élasticité qui définit la charge critique. Mais on doit tenir compte également de la résistance en compression et de son rapport R_{ec}/d puisque les flèches en dépendent et que les contraintes locales dans un mât sont toujours en compression – tout au moins pour un mât haubanné.

Il est intéressant de reprendre alors les valeurs du tableau IV-XI :

	R_{ec}/d	E_f/d^3
Spruce	8,7	11 742
A-SGM T6	10,74	356
Acier inoxydable	3,4	37,5
UD verre R/époxyde	33,3	734
UD carbone HT/époxyde	98,6	3 844

On notera l'excellente performance du spruce qui, même avec un large coefficient de sécurité pour tenir compte des irrégularités de structure possibles, vient pratiquement à égalité avec le stratifié de carbone. La résistance en compression de celui-ci est souvent superflue sauf pour des sections de grande dimension et à paroi mince où le flambage local devient le facteur le plus critique. Ce qui ne sera pratiquement jamais le cas avec un mât en spruce étant donné l'épaisseur des parois.

* Voir § IV-II-2

Il faut tenir compte également, pour des mâts en composite, du fait que le moulage au contact ne permettra pratiquement jamais d'atteindre les performances indiquées.

A l'autre extrémité on voit que l'acier inoxydable, parfois envisagé pour la fabrication de mâts, ne présente aucun intérêt.

Les moments d'inertie d'un mât étant définis, il reste une infinité de dimensions possibles selon l'épaisseur que l'on donne à la paroi. Néanmoins la section du profil – donc son poids – croissant comme le carré de ses dimensions alors que les moments d'inertie croissent à la puissance quatre, plus les dimensions extérieures sont grandes plus l'épaisseur doit être réduite pour conserver la même section et le flambage local des parois devient rapidement critique.

Pour la même raison, un matériau à haute résistance en compression permettant de réduire la section du profil ne pourra pas, la plupart du temps, être utilisé au maximum de ses possibilités.

Dans le tome I nous avons étudié la forme des sections sur le plan aérodynamique. Du point de vue mécanique il ne faut pas oublier que la valeur des moments d'inertie selon différents axes de la section suit une courbe elliptique dont les axes ont pour longueur les moments d'inertie longitudinal et transversal (fig. VI-27).

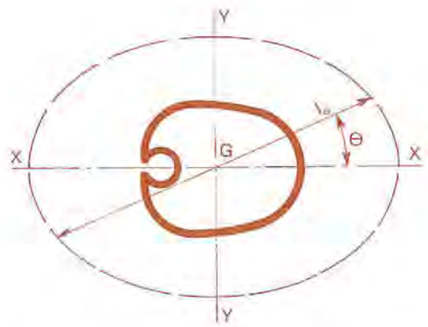


Fig. VI-27. Connaissant les moments d'inertie d'une section I_x et I_y, il est possible de connaître le moment d'inertie I_θ pour n'importe quel axe incliné de l'angle θ, il suffit pour cela de tracer l'ellipse ayant pour axes les valeurs de I_x et I_y.

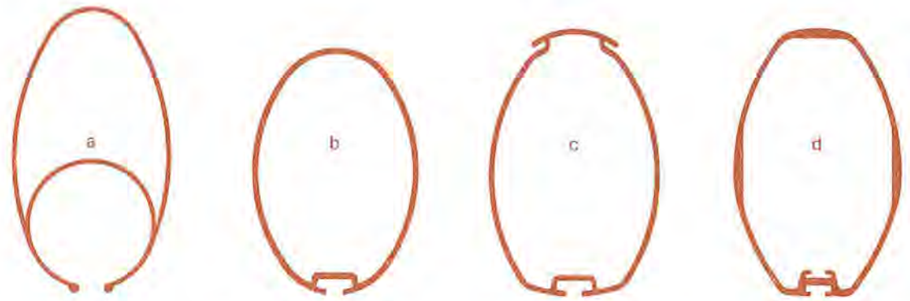


Fig. VI-28. Différents exemples de sections de mâts :
a – section Francespar pour voile à enrouleur ;
b – section Francespar elliptique classique ;
c – section Z-Spar avec rail de tangon intégré ;
d – section Maréchal à rapport de moments d'inertie élevé et renfort sur les axes ; le rail intérieur est destiné à recevoir une gaine plastique pour les câbles électriques.

Par ailleurs le cintrage du mât se produit dans une direction intermédiaire – et variable sur sa hauteur – entre ces deux axes.

Lorsque l'on désirera modifier les caractéristiques de flexion d'un mât par l'adjonction de renforts internes, il ne faudra pas oublier que leur emplacement ne sera pas quelconque, on privilégiera l'axe sur lequel ils seront situés. Et lorsqu'on voudra raidir simultanément les deux directions, plutôt que de placer des renforts sur les deux axes principaux, on les situera sur les axes diagonaux.

Des renforts locaux internes peuvent être également prévus pour la fixation des attaches de haubans.

Dans le dessin des sections on évitera toute partie rectiligne dont la résistance au flambage local constituerait un point faible. De ce point de vue une section elliptique représente le meilleur compromis. Pour la même raison, sur une section ouverte (pour le passage d'une ralingue ou pour une voile à enrouleur), la paroi interne sera toujours courbe (fig. VI-28).

Il n'est pas toujours possible de réaliser un mât d'une seule longueur, généralement pour des raisons de transport ou de manutention, mais aussi parce que les fabricants sont limités par la longueur des fours de traitement thermique ou des cuves d'anodisation. Dans ce cas, le raccord des tronçons ne doit pas s'effectuer n'importe où sur le profil. Il faut rechercher les points où le moment fléchissant est nul et qui correspondent aux points d'inflexion de la déformée du mât. Ils se situent aux environs du quart du panneau au-dessus et au-dessous des barres de flèche. En aucun cas il ne faudra placer les raccords à hauteur de celles-ci comme on le voit trop souvent.

Le raccord se fera sur un manchon collé et rivé. Le joint entre les deux extrémités doit être parfait, sans aucun faux appui, de façon à transmettre uniformément les efforts de compression sans introduire de moment de flexion parasite. Afin de ne pas créer de point dur, le manchon intérieur, constitué d'une tôle roulée de même épaisseur que la paroi, sera découpé en créneaux pointus (fig. VI-29).

L'alliage A-SGM ayant subi un traitement thermique, toute opération de soudure aura pour effet de réduire ses caractéristiques mécaniques. On s'interdira donc toute soudure dans un plan perpendiculaire à l'axe du mât, sauf bien sûr, aux extrémités où il n'existe que des contraintes de compression ou de cisaillement pour lesquelles la section est largement surabondante. En particulier on rejettera les montages de barres de flèche emmanchées sur un plat traversant le mât et soudé aux parois.

Les rétreints en tête de mât nécessitent une soudure sur l'axe de la paroi antérieure. Celle-ci

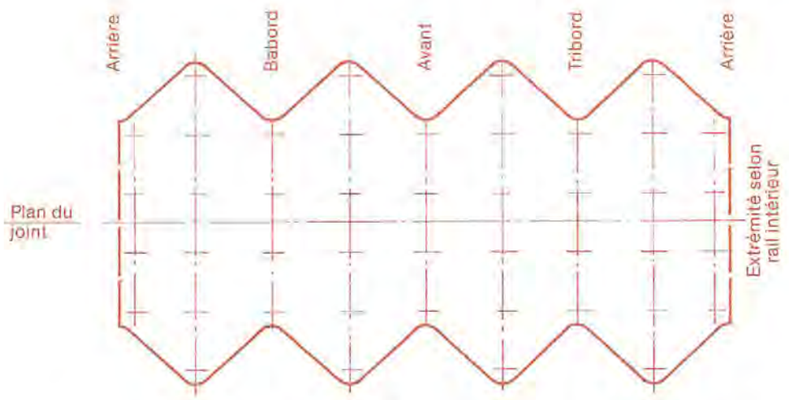


Fig. VI-29. Collier de liaison d'éléments de mât. La hauteur est égale au moins à la moitié du périmètre intérieur du mât ; les « cornes » sont placées sur les axes diagonaux de la section ; la fixation est assurée par collage époxyde et rivets Pop contre-percés avec le mât. Le joint, placé sur la face arrière vient buter sur le rail de guindant ; il est bon de rapporter un guide en U sur l'extérieur de ce rail pour éviter tout risque de désalignement qui provoquerait le blocage des coulisseaux.

est admissible à condition que la soudure soit effectuée avec le maximum de précautions pour réduire le plus possible la largeur affectée.

Ces rétreints sont intéressants non seulement sur le plan de l'allègement de l'extrémité supérieure du mât, mais aussi pour réduire la largeur présentée au vent et les effets néfastes qui en résultent pour la grand-voile. Le rétreint commencera à mi-hauteur du dernier panneau pour un gréement en tête et les dimensions extérieures ne seront pas réduites de plus de moitié. La courbe des réductions de dimensions sera en forme de parabole. Pour un gréement 7/8, le rétreint pourra partir à mi-hauteur du dernier panneau sous le capelage de l'étai de foc, mais il n'est pas possible de donner une proportion et une forme de réduction de dimension précises car elles dépendent de la coupe de la voile. C'est pourquoi il est pratiquement toujours nécessaire de prévoir un guignol dont l'ouverture des barres devrait être réglable pour pouvoir absorber le cintrage du mât dans les deux plans.

VI-V ACCESSOIRES ET ÉQUIPEMENTS

Il est rare que l'on soit amené à dessiner les ferrures et accessoires divers du mât. Les fabricants sérieux proposent une gamme qui permet de réaliser à peu près toutes les configurations possibles de gréement. Il sera néanmoins important d'étudier ces équipements et de les choisir en fonction d'un certain nombre de critères.

Il n'est bien sûr, pas possible de passer en revue ici toutes les solutions proposées et l'on devra se procurer les catalogues. Malheureusement ceux-ci sont pour la plupart d'une rare pauvreté, surtout quant à la description des équipements. Encore heureux quand on y trouve tous les renseignements indispensables au choix du profil : dimensions, épaisseur, surface de la section, moments d'inertie et position du centre de gravité.

VI-V – 1. TÊTE DE MÂT

Une des premières qualités d'une tête de mât doit être la légèreté puisqu'elle est placée à un endroit particulièrement défavorable non seulement pour la stabilité mais surtout pour l'amortissement du roulis.

Elle sera donc la plupart du temps réalisée en alliage léger et soudée à l'extrémité du mât.

La potence sur laquelle est fixé le pataras doit présenter une rigidité suffisante aussi bien verticalement que transversalement. La portée de l'axe de fixation doit résister au matage. Pour cela il est souvent nécessaire de doubler l'épaisseur par une rondelle ou un canon soudés et, dans les plus grandes tailles, un axe creux de fort diamètre permettra d'allier légèreté et grande surface d'appui. Les mêmes considérations s'appliquent à la fixation de l'étai mais, pour celle-ci il faudra tenir compte en plus de la variation de son angle initial qui, comme nous l'avons vu, peut atteindre une dizaine de degrés en moins dans le sens longitudinal et autant de chaque côté. Une double articulation est donc indispensable.

Je ne saurais trop insister sur l'importance du diamètre des réas de drisses. Ceux-ci ne sont jamais assez grands et pratiquement tous les problèmes de rupture prématurée de drisses sont dus à des réas trop petits. Ce fut le cas en particulier de *Club Méditerranée**. Des drisses tout textile comme on en utilise souvent sur les voiliers de croisière jusqu'à une douzaine de mètres s'accommodent de réas plus petits mais plus larges. En revanche, les drisses en Kevlar demandent des réas au moins aussi grands que pour l'acier. De tels réas nécessitent, pour ne pas être trop lourds, un allègement parfaitement étudié. La rigidité transversale doit être préservée pour qu'ils ne puissent se voiler. Le moyeu doit être plus large que la jante de quelques dizièmes de millimètre afin que celle-ci ne porte pas sur les joues de la cage ce qui freinerait sa rotation. Les réas en alliage léger seront munis d'une bague en polyacétale, ou matériau équivalent, de préférence chargé d'un agent favorisant le glissement, graphite ou molybdène, afin de demander le minimum d'entretien. Dans les grandes dimensions, des roulements à galets ou à billes sont nécessaires. Dans tous les cas, la dépose des réas doit pouvoir s'effectuer de l'extérieur, sans démontage d'aucun autre élément ; le réa de foc, par exemple, doit pouvoir sortir sans être gêné par l'étai. Les galets ou les billes des roulements doivent être retenus dans des cages. Il ne faut pas oublier que ces démontages seront souvent effectués mât en place.

Les drisses doivent également pouvoir être passées sans démonter les réas, ce qui implique une largeur de cage au moins égale à celle du cordage.

Le rail ou la gorge de ralingue de grand-voile devront toujours être munis d'une butée supérieure, même si le voilier n'est pas destiné à des courses. Il faut en effet toujours respecter une hauteur minimum entre l'axe du réa et le dessus de la têtière pour que celle-ci puisse s'orienter facilement sans en être empêchée par une longueur libre de drisse trop courte.

Cette hauteur doit être d'au moins 6 fois la distance entre l'arrière du mât et l'œil du point de drisse.

Les lèvres du réa et de la cage de la drisse de foc doivent permettre une orientation autour de son axe statique dans un cône de 10° de demi-angle au sommet, sans aucun ragage.

Les drisses de spinnaker doivent pouvoir s'orienter au moins dans un quart de sphère délimité par un plan horizontal perpendiculaire au mât et le plan transversal. La solution la plus simple consiste à monter une poulie à émerillon sur un œil fixé à l'extrémité d'une petite potence. L'œil sera calé à 30° de la verticale et la potence sera décalée sur le côté de façon que la poulie ne vienne pas en conflit avec l'étai (fig. VI-30). Lorsqu'on désire des drisses intérieures, ce montage est utilisable en faisant pénétrer celles-ci dans le mât par une boutonnière placée à une certaine distance sous la tête. La boutonnière doit être garnie de lèvres arrondies sur son pourtour ou munie de réas pour réduire le ragage que l'on ne peut cependant pas éviter totalement. D'autre part la boutonnière affaiblit la section du mât à un endroit particulièrement critique.

Si l'on n'est pas limité par des problèmes de jauge on peut utiliser, pour les drisses de spinnaker, un réa monté dans une cage pivotant autour d'un moyeu vertical creux dans lequel passe le retour de la drisse. Ce montage placé au-dessus de l'étai permet un débattement latéral de 180° avec une seule cage mais beaucoup plus limité avec deux cages. Il a de plus l'inconvénient de rallonger le mât. Il en est de même avec les

* Se reporter sur ce point à *Voiles et Gréements* (EMOM).

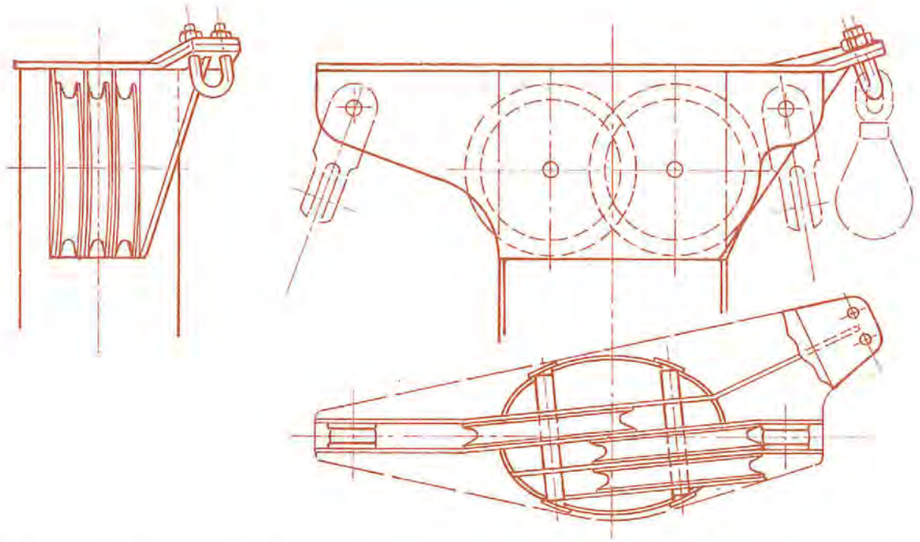


Fig. VI-30. Cette disposition de tête de mât, en tôle soudée, de hauteur très réduite, permet néanmoins de placer de grands réas, avec des sorties de drisses principales dans l'axe ; seule la drisse de foc auxiliaire est décentrée ; on notera que l'articulation de l'étai n'est qu'à un angle de 10°. Le seul inconvénient réside dans le fait que les réas ne peuvent être démontés que par la face opposée à la sortie de drisse ; les axes sont retenus par des plaquettes vissées. L'épaisseur de la tôle est doublée, au passage des axes de l'étai et du pataras, par des rondelles intérieures soudées ; une contre-plaque soudée double également l'extrémité de la potence.

sorties de drisses de spinnaker comportant des galets verticaux. A vrai dire personne n'a encore trouvé de solution satisfaisante à ce problème.

VI-V – 2. FIXATION DES HAUBANS

Le système classique de cadènes fixées sur les parois est un héritage des mâts en bois. Il reste parfaitement valable tant que l'on ne recherche pas des qualités aérodynamiques optimales. Il doit répondre cependant à un certain nombre de contraintes.

La partie libre des cadènes doit être assez longue pour laisser la place à l'extrémité de l'axe et au montage de sa goupille. Son jeu avec la paroi doit permettre une réduction de l'angle initial d'au moins 2° lorsque le mât se cintre. La cadène peut être simple lorsque le hauban est muni d'une chape, ou double dans le cas d'un œil, solution la plus fréquente.

Dans les deux cas on doit vérifier le matage et il sera souvent nécessaire de doubler l'épaisseur par une rondelle ou un canon soudés. Lorsque la cadène est double, le cambrage des deux pattes doit être symétrique pour ne pas créer de porte-à-faux. La cadène est généralement reprise sur un boulon traversant le mât. Il est indispensable que ce boulon soit muni d'une entretoise pour solidariser les deux parois, réduisant ainsi les contraintes parasites (fig. VI-31). Ici encore il faut vérifier le matage, non seulement entre la cadène et l'axe mais surtout entre l'axe et la paroi du mât.

Un axe creux ou une douille de gros diamètre permettent généralement de résoudre ce problème au niveau des cadènes mais un doublage en acier inoxydable doit être rivé sur la paroi pour répartir l'effort et supporter l'essentiel du matage. En aucun cas les pièces ne doivent porter sur une

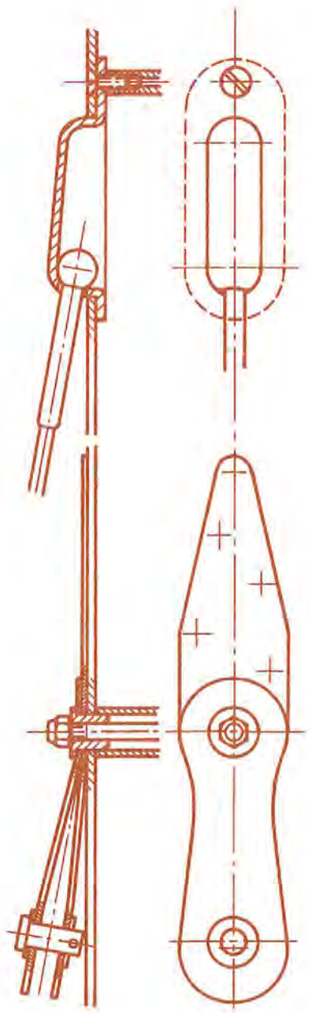


Fig. VI-31. Deux systèmes d'attache de hauban. En haut, un embout à sphère est retenu par une coupelle en acier inoxydable emboutie. L'articulation est excellente, ainsi que la portée sur le mât. La vis de retenue est vissée dans l'entretoise transférant l'effort latéral aux deux parois. Lorsque deux haubans doivent se monter au même endroit il faudra décaler les attaches en hauteur d'une distance égale à au moins trois fois la longueur de l'ouverture. En dessous, cadène classique en forme de chape. On notera la douille augmentant le diamètre de la portée dans le mât et sur laquelle vient se centrer l'entretoise, et le décalage des trous de fixation de la latte de répartition.

partie filetée de l'axe et les écrous doivent toujours être munis d'un système d'arrêt.

Pour diminuer les turbulences aérodynamiques sur le mât, mais souvent aussi par souci de réduction du prix de revient, les fabricants ont adopté des systèmes d'accrochage de haubans sur la paroi. Ces systèmes n'ont rien de fondamentalement mauvais à condition de respecter un certain nombre de règles.

En aucun cas l'accrochage ne doit s'effectuer directement sur la paroi en alliage léger mais sur une pièce de renfort, généralement en acier inoxydable, capable de supporter les contraintes de matage. Cette pièce doit porter sur l'épaisseur de la paroi du mât pour lui transmettre les efforts de compression, les seuls rivets ou vis de fixation ne pouvant assurer cette fonction. Néanmoins l'ouverture dans la paroi doit être aussi petite que possible car elle se trouve toujours à un niveau de fort moment fléchissant. Surtout, le système d'accrochage constitué de l'embout serti sur le câble et de sa pièce support doit permettre un débattement **sous tension** de plusieurs degrés dans **toutes les directions.** Ceci condamne les embouts en T dont la barre n'est qu'un simple cylindre. La portée doit toujours être sphérique. Afin d'aligner le câble avec sa portée, l'embout est parfois contre-coudé, il faudra veiller à ce que le jeu entre la paroi et le talon soit suffisant pour qu'en aucun cas celui-ci ne vienne s'y appuyer, sinon on peut être assuré de provoquer soit une rupture du câble à l'entrée dans l'embout, soit de ce dernier à hauteur du talon. De plus, la section de la partie contre-coudée et son dessin doivent être tels qu'elle ne puisse se déformer sous la charge. C'est sans aucun doute la combinaison de ces deux défauts qui a provoqué le démâtage du trimaran de Kersauzon, *Jacques Ribourel.* Enfin, est-il nécessaire de le préciser ? un système de sécurité doit empêcher l'embout d'échapper de son logement.

Les attaches des haubans étant situées, en général, à proximité de la tête ou des barres de flèche, celles-ci assurent la liaison entre les parois. S'il n'en est pas ainsi, un tirant doit relier les deux pièces opposées.

VI-V – 3. BARRES DE FLÈCHE

Elles sont aujourd'hui réalisées la plupart du temps dans des tubes profilés. Il est malheureux que les fabricants n'en profitent pas pour les caler à un angle d'incidence négatif d'une dizaine de

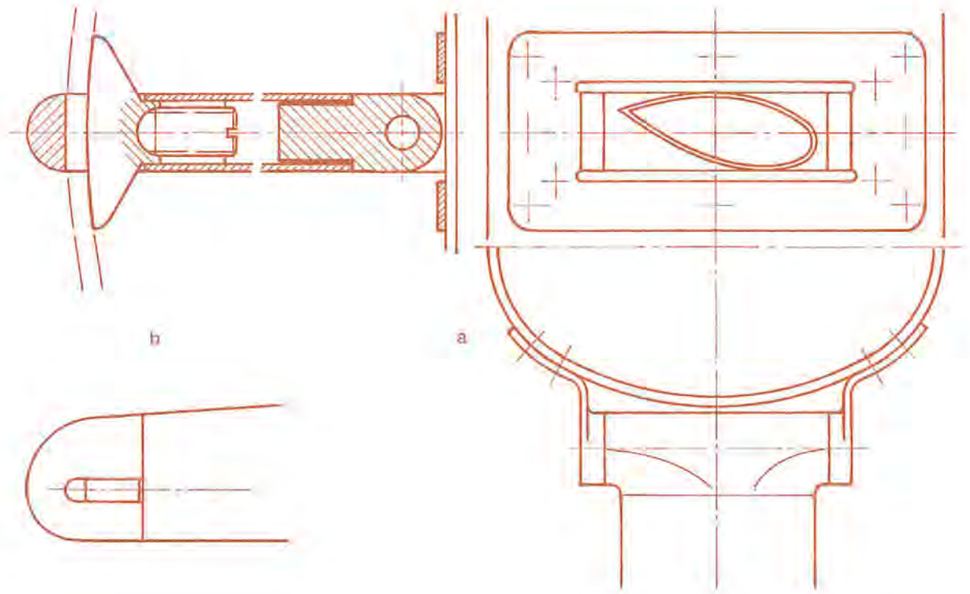


Fig. VI-32. Détails de montage de barres de flèche. À gauche, embout avec serrage du câble par une cale intérieure. Pour les câbles jusqu'à 6 mm on peut également utiliser un étrier ou un crochet en fil passant par l'extérieur, à condition que la portée du câble dans l'embout soit au rayon convenable, compte tenu de l'angle du hauban et de la largeur de l'embout. À droite, fixation articulée sur le mât ; la chape de l'articulation est constituée d'une plaque d'acier découpée et renforcée aux portées de l'axe ; compte tenu de l'enveloppement important de la section du mât, une entretoise n'est pas nécessaire. On peut également, sur les plus gros profils utiliser des paliers vissés sur des axes traversant avec entretoises. À noter l'incidence négative de la barre profilée.

degrés qui réduirait beaucoup leur traînée. Tous les grands architectes classiques savaient cela.

Dans le sens vertical, la barre doit être calée selon la bissectrice de l'angle du hauban à son passage sur l'extrémité afin d'éviter toute contrainte parasite. Sa fixation doit cependant posséder une certaine souplesse pour tenir compte des petites erreurs qui peuvent se produire au montage des haubans, des variations dues à leur allongement lorsque le mât travaille et du cintrage de celui-ci.

Dans le sens longitudinal, les efforts sur la fixation peuvent être très élevés lorsque le mât se cintre vers l'avant. Il est donc bon que cette fixation soit assurée en deux points aussi éloignés que possible, en avant et en arrière de la barre, plutôt qu'au centre, pour réduire les contraintes sur le collier rivé au mât, une certaine souplesse est néanmoins favorable. Ce collier sera assez développé pour répartir l'effort de compression sur une grande surface et, si besoin est, les deux ferrures opposées seront reliées par un tirant avec entretoise. Un bon système consiste à articuler la fixation sur un axe horizontal dont les paliers sont solidaires du collier tandis que l'emmanchement de la pièce centrale dans la barre de flèche se fait avec interposition d'une feuille de néoprène (fig. VI-32 a). Cependant, pour les voiliers jusqu'à une huitaine de mètres, une fixation sur un axe traversant le mât est admissible, à condition que celui-ci réponde aux mêmes critères que l'axe de fixation des cadènes (entretoise et répartition de l'effort). Ils peuvent d'ailleurs être confondus.

La barre de flèche travaillant au flambage, sa section peut être réduite à partir du milieu vers l'extrémité. Cependant les fabricants utilisent parfois des sections plus longues que nécessaire pour avoir une grande largeur de fixation sur le mât, dans ce cas le rétreint se fait sur toute la longueur de la barre.

L'extrémité comporte un embout dans lequel le câble est bloqué à son passage. En aucun cas il ne doit porter sur l'extrémité du tube et, plutôt qu'un blocage par une vis extérieure, il est préférable que la vis soit intérieure à l'embout et appuie sur un sabot recevant le câble et permettant d'arrondir suffisamment l'angle de celui-ci (fig. VI-32 b).

Ce montage est impératif pour les haubans en barre. Le sabot aura suffisamment de jeu pour laisser le hauban s'orienter à sa guise et l'extrémité de la vis de serrage sera sphérique.

On évitera bien sûr tout système à base de pièces soudées au tube, en particulier ceux utilisant un large méplat horizontal traversant le mât et sur les extrémités duquel les barres sont emmanchées ; avec un tel système la résistance latérale du mât est souvent réduite de plus de 30 % par la chute des caractéristiques du métal.

Avec un gréement à plusieurs étages de barres de flèche, doit-on faire descendre tous les galhaubans jusqu'au pont ou non ? Sans aucun doute oui.

On y gagne d'abord en facilité de réglage, il n'est jamais très aisé d'aller régler un ridoir à l'extrémité d'une barre de flèche. On y gagne aussi sur le fardage car deux câbles plus petits en tandem auront moins de fardage qu'un câble plus gros*. Il faudra simplement veiller à ce qu'ils soient collés l'un derrière l'autre.

Ceci implique que tous les câbles passent par les extrémités des barres de flèche bien que seul le galhauban correspondant y sera bloqué. C'est le seul inconvénient du système lorsque le mât se cintre car alors la barre de flèche est soumise à des contraintes longitudinales dont la répercussion sur sa fixation peut être très élevée. Encore n'est-ce un inconvénient que sur ce plan car, pour la tenue du mât, cela est très favorable puisque les points d'appui ainsi constitués dans le plan longitudinal permettent de réduire le moment d'inertie du mât dans ce sens.

On ne perd pas en poids puisque le câble unique devrait avoir une section égale à la somme des deux autres et l'on n'aura pas le poids de la ferrure articulée à placer à l'extrémité de la barre de flèche ; quant au ridoir son poids sera mieux placé en bas.

Si néanmoins, pour des raisons diverses, on préférait la solution du galhauban unique, les articulations à l'extrémité des barres de flèche devraient être étudiées pour permettre une certaine liberté des câbles non seulement sur le plan transversal mais aussi dans le sens longitudinal.

* Voir tome I, page 162.

VI-V – 4. PIED DE MÂT, SORTIES DE DRISSES ET DIVERS

On attache souvent peu d'attention au pied de mât, pourtant celui-ci a au moins deux fonctions importantes, sa tenue dans le plan horizontal et la définition du point d'appui par rapport au centre de gravité de la section. Ce dernier point appelle quelques explications. Si le pied de mât et sa platine sont plats, il y a peu de chance pour qu'ils soient parallèles, la moindre différence de quête, et le pied portera sur l'avant ou l'arrière, introduisant un moment de flexion et donc un cintrage dans la partie inférieure du mât. Pour un mât sur le pont, si l'appui est sur l'avant ce moment pourra équilibrer celui de la poussée de la bôme, il n'est donc pas défavorable. Il n'en sera pas de même si l'appui se fait sur l'arrière, ce qui, malheureusement est le cas le plus fréquent ; c'est l'inverse pour un mât sur la quille. Il faut alors placer, sous la platine, une cale compensant l'angle de la quête.

On peut également, comme sur certains 12 m J.I. interposer entre les deux pièces une plaque de caoutchouc très dure répartissant la pression. Mais le mieux est encore de donner au pied de mât une forme arrondie avec un centre de courbure placé vers l'avant du profil (ou l'arrière pour un mât sur quille), on obtiendra ainsi un décalage selon la quête qui sera plus progressif.

Il est indispensable que le mât soit emmanché dans, ou sur, la platine sur une hauteur suffisante pour éviter tout risque d'échappement comme nous avons vu que cela était vraisemblablement arrivé lors du premier démâtage de *Pen Duick VI*. Cependant, si le mât est posé sur le pont il ne faut pas assurer cette liaison par un axe traversant les deux pièces car, en cas de démâtage, l'arrachement de la platine pourrait provoquer une voie d'eau. Cette platine doit être boulonnée, à travers le pont, sur la platine de l'épontille et non simplement « fixée » par quatre vis Parker comme on le voit trop souvent.

Les ouvertures dont sont pourvus les mâts pour le passage des diverses manœuvres sont autant d'entrées offertes à la pluie, il est donc indispensable qu'un trou d'évacuation soit prévu à la base.

Si le mât est posé sur le pont le trou sera percé dans le pied. S'il est posé sur la quille un autre trou sera percé au-dessus de l'étambrai, sur la face avant, et un bouchon de mousse de polystyrène sera enfoncé en dessous.

L'étanchéité de l'étambrai d'un mât emplanté est assurée par une braie de mât, chemise de toile caoutchoutée tenue sur le mât et sur un bourrelet d'étambrai par des colliers métalliques. Il ne faut pas oublier, bien sûr, d'obturer les gorges et rails.

Deux autres nuisances des mâts en alliage léger touchent au confort : le bruit des drisses et câbles électriques intérieurs et les échanges thermiques. Ce dernier inconvénient peut être réduit en enrobant la partie du mât située sous le pont d'un revêtement isolant comme on en utilise pour les tuyauteries. Collé à l'intérieur d'une manche en toile fermée par une fermeture à glissière, il sera facilement amovible pour le démâtage.

Le choc des drisses est beaucoup plus difficile à éliminer. On peut cependant utiliser la méthode suivante. On découpe des plaques de mousse rigide au profil intérieur de la section, que l'on perce pour les enfiler et les coller sur des tubes en PVC rigide aussi légers que possible. Le tout étant ensuite glissé à l'intérieur du mât avant la pose des ferrures. On peut se contenter de deux conduits seulement s'ils sont assez gros pour passer plusieurs drisses. Leurs extrémités seront largement évasées et leur position sera calculée pour être en ligne directe avec le passage des drisses. Les câbles électriques seront simplement coincés dans des encoches ménagées sur le pourtour des cales. L'espacement de celles-ci sera de 1,50 m à 2 m et les sorties de câbles seront munies de passe-fil.

Le mât doit être bloqué dans l'étambrai par des cales en caoutchouc dur placées devant et derrière et dont le secteur couvert sera pour chacune, égal environ au quart de la circonférence du profil.

Les sorties de drisses peuvent être situées soit en pied de mât, soit à hauteur. Cette solution est cependant très dangereuse car le mât se trouve affaibli à un endroit particulièrement vulnérable.

A une certaine époque beaucoup de mâts d'Arpège périssaient par fort vent pour cette raison. Si cette solution est néanmoins adoptée, le passage à travers la paroi sera renforcé et la drisse protégée du ragage par des lèvres arrondies ou une cage à deux réas en tandem. Les ouvertures pratiquées dans le mât se termineront par des arrondis et elles seront décalées en hauteur d'au moins trois fois leur longueur, de façon à n'avoir jamais deux ouvertures dans le même plan. L'alignement avec les winches est toujours difficile à assurer correctement. Les platines sur lesquelles ils sont fixés ne doivent pas être parallèles au mât mais orientées de façon que l'axe du winch fasse un angle d'environ 100° avec le cordage tourné sur la base de la poupée. De même, un taquet ne doit jamais être placé dans l'axe de tire de la drisse qui vient s'y amarrer mais faire avec elle un angle de 15 à 20° dans son plan.

Les platines de winches doivent être solidement fixées, si possible avec un rang de rivets dans l'axe, en plus de ceux des lèvres d'appui. Les écrous des boulons de fixation des winches doivent néanmoins rester accessibles à une clé de serrage.

Les enrouleurs, peu utilisés de nos jours, doivent être placés suffisamment loin du réa de sortie de drisse pour que l'angle de celle-ci ne varie pas de plus de 3° entre les deux extrémités du tambour.

VI-V – 5. ARTICULATION DE BÔME

La plupart des articulations de bôme sont montées sur un chariot afin de permettre un étarquage de la voile par un palan d'amure. Ces chariots coulissent, le plus souvent assez mal, dans la gorge ou le rail utilisés pour la ralingue, ou dans un rail rapporté. Pour améliorer le glissement il faudrait que ces chariots soient munis de garnitures en Téflon ou en polyacétate chargé, mais les gorges et les rails femelles, de section trop faible, ne le permettent pas. Cela devient cependant possible lorsque le rail ne sert que de guidage et que le chariot porte, de part et d'autre de celui-ci, directement sur le mât. Cette solution est d'ailleurs de loin la meilleure pour équilibrer le porte-à-faux important de la poussée de la bôme aux allures portantes.

Les deux axes, vertical et transversal, doivent être aussi proches que possible l'un de l'autre et de la face arrière du mât afin que la position de la bôme ait le minimum d'influence sur la tension des ralingues. Néanmoins, le débattement de la bôme doit pouvoir atteindre 90° de chaque bord, 20 à 30° vers le haut et vers le bas.

La manille de fixation du point d'amure et les crocs des points de ris seront montés sur l'axe vertical et articulés dans le plan vertical.

VI-V – 6. ÉQUIPEMENTS DE BÔME

Ceux-ci se résument essentiellement aux attaches d'écoute et de hale-bas et au dispositif de prise de ris.

Les premiers doivent être suffisamment résistants pour ne pas se déformer tout en laissant à la poulie qui y est fixée une grande liberté de débattement latéral aux allures portantes. Il est préférable que l'étrier soit articulé sur un axe transversal. Leur fixation doit être aussi répartie que possible, en particulier pour le hale-bas.

Des points d'ancrage supplémentaires doivent être prévus pour les retenues utilisées au vent arrière.

Le hale-bas peut être constitué d'un vérin, hydraulique ou mécanique, ce qui permet de supprimer la balancine ou, plus généralement, d'un palan.

Son point de fixation sera toujours sur le mât ou sa platine de pied. S'il est fixé sur le pont, ce qui est souvent le cas pour un mât posé sur la quille, il est impératif qu'un tirant intérieur relie le pont à la platine de pied. Ceci est valable d'ailleurs pour tous les voiliers à mât posé sur la quille et qui ne disposent pas d'une cloison à proximité immédiate.

Un palan de hale-bas sera toujours aussi court que possible. Une pantoire en câble gainé le reliera à la bôme. Il sera toujours préférable de réduire le nombre de brins du palan au bénéfice d'un winch. La rapidité de manœuvre sera peut-être un peu moins grande mais le rendement plus élevé.

Le point d'attache inférieur du hale-bas doit laisser à celui-ci toute la liberté d'orientation nécessaire. On voit trop souvent des manilles ou des poulies porter à faux sur la ferrure de pied de mât. Dans le cas d'un hale-bas rigide en particulier, le point d'attache inférieur doit être une articulation semblable à celle de la bôme, leurs axes verticaux étant alignés.

Les mêmes considérations sur la longueur et le nombre de brins sont valables pour le palan de grande écoute.

Les bosses de ris comme celle d'étarquage du point d'écoute, sont aujourd'hui presque toujours renvoyées, par l'intermédiaire de réas placés en bout de bôme et par l'intérieur de celle-ci, vers des coinceurs à came placés en dessous de l'extrémité avant. Il faudra vérifier que la disposition des réas de sortie ne provoque pas une détente de la bosse lorsque l'on manœuvre les cames de blocage ce qui est malheureusement souvent le cas. A partir d'une surface de grand-voile d'une vingtaine de mètres carrés on utilise un winch placé sous la bôme ou sur l'arrière du mât pour étarquer plus facilement. Dans le second cas la platine du winch doit être écartée du mât pour laisser le passage du palan d'amure.

Le dormant des bosses de ris peut être fixé sur un œil placé sur le côté de la bôme. Si cet œil est monté sur un coulisseau réglable dans un rail c'est encore mieux car sa position est critique pour le réglage de la voile. Mais si la ralingue est équipée de coulisseaux, il suffira de nouer le dormant autour de la bôme ce qui élimine des protubérances toujours dangereuses.

Pour l'étarquage du point d'écoute, qui demande de la précision et de la force, une première démultiplication pourra être obtenue en passant la bosse dans une poulie à émerillon attachée sur la voile, le dormant venant se fixer sur l'embout de la bôme. Avec des grand-voiles de plus de 40 m², la poulie sera montée sur un chariot à galets ou à billes sur lequel sera manillé le point d'écoute. Ne pas oublier que l'embout de bôme doit être pourvu d'un point de fixation pour la balancine.

VI-V – 7. TANGONS DE SPINNAKER

La première chose à définir sera le processus d'empannage qui déterminera le type d'embouts de tangon et de fixation sur le mât*.

Pour les petits voiliers on utilise généralement la méthode du tangon réversible. Les deux embouts sont identiques et il n'y a qu'un point d'attache sur le mât, soit un ou plusieurs œils fixes, décalés en hauteur, soit un œil ou une fourche articulée sur chariot. Il faudra vérifier que le débattement est possible dans toute la portion de sphère délimitée par le pont et les haubans, sans que l'embout puisse se coincer ce qui provoquerait immanquablement sa rupture. Du fait de la réversibilité, balancine et hale-bas doivent être attachés au milieu du tangon, mais ce n'est que sur les très petits voiliers (spinnaker inférieur à 30 m² environ) que des œils peuvent être montés directement sur le tube. Au-delà les efforts de flexion au largue, lorsque le tangon vient toucher

* Voir B. CHÉRET. *Pratique du spinnaker* (EMOM).

l'étai, seraient trop élevés et les manœuvres viendront s'attacher sur des pattes d'oie en câble fixées sur les embouts de façon à ne faire travailler le tangon qu'en compression. Leur angle aux extrémités doit être d'au moins 15° et on utilisera du câble gainé pour éviter de s'y prendre les cheveux.

A partir de 80 m² il n'est plus possible d'envisager de décrocher le tangon du mât par vent ou mer forts. La réversibilité du tangon peut néanmoins conserver un intérêt pour la facilité de manœuvre lorsqu'on n'utilise qu'un seul tangon. Dans ce cas les embouts ont une forme extérieure conique permettant leur emboîtement, côté mât, dans une cloche fixée sur un chariot à billes, galets ou glissières assurant un coulissement sans effort lorsqu'il est en service. Il ne faut pas oublier que la poussée du tangon, très élevée, se produit presque toujours avec un porte-à-faux important. La conception du chariot et du rail, sa fixation, doivent en tenir compte.

Le réglage en hauteur du chariot doit être assuré par un moyen disposant d'un blocage efficace.

Balancine et hale-bas sont fixés sur l'extrémité du tangon, le second passant, en général, sur une poulie fixée sur le pont, en arrière de l'étai. L'efficacité est ainsi plus grande au largue, où la traction est la plus élevée.

Pour les spinnakers de très grande surface, ou lorsque le gréement ne permet pas l'empannage sur un seul tangon (bas étai fixe, cotre...) on utilise deux tangons. Leur symétrie ne présente plus d'intérêt. On utilise alors parfois, sur le chariot, un vit de mulet s'engageant dans l'embout du tangon où il est retenu par un verrou. Ce système est simple, léger, offre moins de protubérance sur le mât que la cloche mais il peut être extrêmement dangereux pour la main de l'équipier qui doit l'orienter pour l'engager.

Le choix des embouts et du système de verrouillage des bras et écoutes est plus du ressort de l'utilisateur que de l'architecte. Néanmoins celui-ci devra veiller à sa solidité (en particulier sa fixation sur le tangon) et à sa facilité d'entretien (démontage). La commande passera par l'intérieur du tangon et ressortira, soit au milieu si le tangon est symétrique, soit vers le mât.

Avec des spinnakers dépassant 50 m², le jockey-pole servant à déborder le bras au largue devient indispensable. Sa fixation sur le mât doit être prévue.

VI-VI - LE PLAN DE GRÉEMENT

Ce plan doit fournir tous les éléments permettant de réaliser la mâture et le gréement dormant et courant du voilier.

Pour les mâts il doit fournir les caractéristiques du profil minimum nécessaire : section, moments d'inertie, toutes les dimensions, la nomenclature et les emplacements des accessoires et équipements, les positions, longueurs et angles des barres de flèche. De même pour les bômes.

En retour, le fabricant de mât devrait fournir la position exacte des points d'attache du gréement de façon à permettre au gréeur de calculer exactement la longueur de ses câbles.

Pour le gréement dormant, on doit indiquer les résistances minimums des câbles (ou leur diamètre dans une marque donnée), leur type ainsi que le type d'embouts, de ridoirs, etc.

Pour le gréement courant, les diamètres et spécifications des cordages doivent être fournis mais on laisse généralement au gréeur la responsabilité du calcul les longueurs. Ce qui réserve parfois des surprises !

VI-VI – 1. GRÉEMENT TRANSVERSAL

La première option à définir dans le dessin du gréement transversal est le nombre d'étages de barres de flèche. Deux décisions préalables détermineront ce choix : d'une part le rapport entre l'écartement maximum des cadènes et la hauteur du mât, d'autre part l'angle de tire minimum des haubans.

La première sera dictée par le désir de rentrer les focs au maximum pour serrer le vent le plus possible. Il est certain que ce facteur sera plus important pour un voilier de compétition que pour un croiseur.

Comme base de départ on pourra prendre une distance e à l'axe égale à environ 7 % de I pour le premier et à 9 à 10 % pour le second.

Pour la seconde décision, il faudra savoir que, pour des efforts transversaux égaux, plus l'angle sera réduit, plus la traction dans les haubans et la compression dans le mât seront élevées. Il en résultera une section, et donc un poids plus élevés, ainsi qu'une plus grande difficulté de réglage.

Pendant longtemps on a considéré qu'un angle de 15° était un minimum au-dessous duquel il n'était pas possible de descendre sans risque. Aujourd'hui, sous l'influence de la compétition et des voiliers qui réalisent des voiles permettant des angles d'incidence de plus en plus faibles, on trouve parfois des angles inférieurs à 10°. En principe rien ne s'y opposerait si tout le monde était conscient de l'accroissement des efforts qui en résulte, non seulement sur le mât et les haubans, mais aussi sur les cadènes et la structure de la coque, transversale et longitudinale, à hauteur du mât.

Il peut être bon de rappeler que, partant d'un angle de 15°, les efforts seront accrus d'environ 25 % pour 12°, 50 % pour 10° et 90 % pour 8° !

Il ne faut pas oublier non plus que, pour un même allongement du hauban, plus l'angle est réduit, plus le déplacement du point d'attache est important ce qui entraîne à son tour une nouvelle réduction de l'angle. Le réglage est donc plus difficile et il serait logique, dans ces conditions, d'augmenter les coefficients de sécurité. C'est aussi la raison pour laquelle, avec des gréements de ce type, on utilise souvent, pour le galhauban de tête, de la barre dont l'allongement est plus faible et plus linéaire que le câble.

Personnellement j'estime qu'on ne devrait jamais descendre au-dessous de 14° pour un voilier de croisière* et de 10° pour un voilier de compétition participant à des courses pouvant bénéficier d'une assistance rapprochée.

Les deux choix préalables étant effectués, on s'apercevra que le nombre d'étages de barres de flèche est lié au rapport I/e qui devra rester inférieur aux valeurs ci-dessous.

	1 étage	2 étages	3 étages
Croisière	7,5	10	15
Course	10	13	20

Le nombre d'étages étant défini, leur position déterminera la longueur des panneaux de mât.

En fait la position des points d'attache devrait être telle que les angles de la tangente à l'axe déformé du mât y soient nuls, pour qu'il ne se produise pas de déséquilibre entre les panneaux et donc de déformation indésirable du mât. Un de ces points est particulièrement important : l'attache du galhauban de tête. Il doit en effet se situer en dessous du point d'attache de l'étai de façon à obtenir un équilibre entre le moment exercé au-dessus par le génois et le moment exercé en dessous par la grand-voile. On voit là, l'impossibilité d'aboutir à une solution parfaite puisque ces deux moments vont varier selon la surface des focs et la réduction de la grand-voile.

Des calculs précis ne pourraient être effectués que dans un ensemble entièrement hyperstatique (mât et haubans) et pour tous les cas de figures possibles. Ce problème ne peut être résolu élégamment que par la méthode des éléments finis.

Le tableau ci-dessous donne une première approximation des bases que l'on peut adopter pour chaque panneau à partir du bas en pourcentage de I pour un mât posé sur le pont.

	1 étage		2 étages			3 étages			
14°	52	48	40	35	25	28	29	25	18
10°	55	45	42	33	25	30	30	25	15

Ceci permet une réduction progressive de la longueur des barres de flèche. Pour un mât emplanté sur la quille on augmentera le pourcentage du panneau inférieur de deux points.

Ces hauteurs sont prises depuis le niveau des cadènes. Si le pied de mât ou l'étambrai se trouvent au sommet d'un rouf la hauteur de celui-ci sera déduite du panneau inférieur.

La distance entre les attaches de l'étai et du galhauban de tête sera égale à environ 6 S_f/S_{g-v} pour mille du panneau de mât supérieur.

Dans notre exemple nous avions 6 × 42/20 ‰ de 415 cm soit 5,2 cm arrondi à 5 cm.

Le raccourcissement progressif des barres de flèche est destiné à faciliter le passage de la chute du génois. Il ne faut pas oublier cependant qu'il conduit à une réduction de l'effort sur les haubans inférieurs et par conséquent à une augmentation de la charge sur le hauban supérieur et que les variations vont très vite.

Pour des voiliers de croisière dont la bordure des focs ne descend pas au ras du pont on peut

* Avec cependant une certaine tolérance pour le galhauban de tête car, ces mâts n'étant pratiquement jamais rétreints le panneau supérieur se trouve moins sollicité qu'il pourrait l'être, ce qui correspond à un facteur de sécurité supérieur.

gagner en écartant les bas-haubans plus que les galhaubans, le croisement correspondant à la hauteur de la bordure la plus basse.

VI-VI - 2. GRÉEMENT LONGITUDINAL

L'angle des étais se situe généralement aux environs de 20° avec des écarts très faibles, rarement supérieurs à ± 1°. Ceci s'explique pour deux raisons, la première aérodynamique car cet angle correspond à un axe du génois sensiblement vertical, la seconde mécanique car, comme nous l'avons vu il peut se réduire de moitié – et encore moins avec un plan de voilure ¾ et un mât souple – dans la partie supérieure, entre le point de drisse du génois et l'attache sur la tête de mât. On considérera avec la plus grande circonspection tout plan de voilure ou de gréement dont l'angle de l'étai serait inférieur à 18°.

L'équilibre de la traction de l'étai est assuré en majorité par le pataras. L'allongement de l'étai sous la traction qui lui est appliquée étant responsable de l'importance de la flèche qu'il prend sous la charge, il est indispensable de pouvoir rattraper cet allongement par un raccourcissement du pataras. Il est donc nécessaire, même sur les voiliers de croisière, que celui-ci dispose d'un moyen de réglage puissant et précis si l'on veut conserver un bon équilibre de la barre. Si, sur les voiliers de course, on a adopté presque partout le vérin hydraulique, sur un voilier de croisière toutes sortes de systèmes de palans et de ridoirs à volant ou manivelle sont disponibles.

On ne trouve pratiquement plus aujourd'hui de pataras double. Ceci ne faisait qu'augmenter le poids et le fardage. Le seul avantage pouvait être d'équilibrer un peu la torsion provoquée par le décalage, sur l'avant du profil, de l'attache de l'étai. Encore fallait-il pour cela que ce soit le pataras sous le vent qui soit sollicité. Lorsque, sur un voilier de croisière, on désire dégager le tableau arrière de la présence du pataras, on installera une patte d'oie assez haute pour laisser le passage d'un adulte. Le système de tension sera monté sur la patte d'oie mais, s'il n'est pas symétrique, le pataras devra y être lié par une poulie à câble de même résistance ou un palonnier, afin de ne pas provoquer de déséquilibre dans la tension des deux brins de la patte d'oie.

La tenue intermédiaire du mât est toujours un problème délicat, le seul moyen réellement efficace étant fourni par un ou deux étais intermédiaires

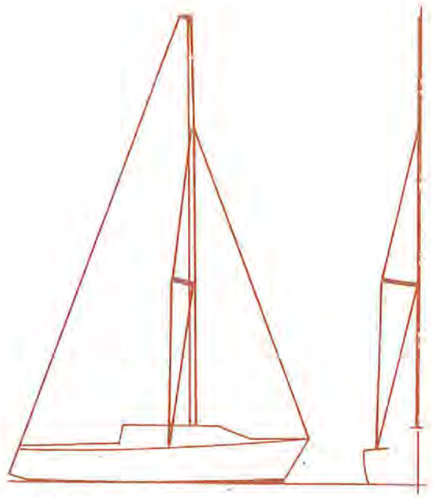


Fig. VI-33. Gréement 3/4 d'un voilier de moins de 7 m.

ou bas-étais équilibrés par autant de bastaques et de bas-haubans avec du pied sur l'arrière. Mais cette disposition a de nombreux inconvénients d'ordre pratique. Les étais intermédiaires gênent le passage des écoutes aux virements de bord, la manœuvre des bastaques est aléatoire avec un équipage réduit, de plus elles ajoutent du poids, du fardage et de la complexité dans l'accastillage. Quant aux bas-haubans décalés ils empêchent de déborder la bôme convenablement au vent arrière, ce qui peut être dangereux en provoquant des empannages involontaires.

Nous allons voir qu'en fait le plan de gréement va varier selon la taille du voilier et le type de plan de voilure.

– *Voiliers de moins de 7 m à gréement 7/8 ou 3/4* (fig. VI-33)

Les gréements en tête sont pratiquement inconnus dans cette taille. Le gréement consistera donc en un galhauban et un bas-hauban de chaque bord, tous deux décalés vers l'arrière, ainsi que les barres de flèche. La tenue du mât vers l'arrière est alors fournie par la poussée des barres de flèche. Il est bien entendu que celle-ci ne pourra être assurée que si les deux galhaubans restent tendus. En effet, si le bas-hauban sous le vent se détend, la résultante des poussées sur les barres de flèche tombe rapidement en arrière de la perpendiculaire à la traction de la grand-voile et le mât n'est plus tenu que par l'équilibre des

moments exercés par la grand-voile au-dessus et en dessous du capelage de l'étai.

Les bas-haubans ont essentiellement pour rôle de limiter l'action de la poussée des barres de flèche, ils doivent donc être moins tendus que les galhaubans.

Attention avec ce type de gréement à la position de la sortie de la drisse de spinnaker. Trop au-dessus de l'attache des bas-haubans, elle peut faire cintrer le mât à l'envers, son effet s'ajoutant à celui du haut de la grand-voile.

La tension de l'étai est assurée par les galhaubans mais aussi par la traction de la grand-voile. Dans les plus grandes tailles il peut devenir nécessaire, surtout sur les gréements 7/8, de prévoir un pataras. Au près, il peut aider à cintrer le mât vers l'avant, la surface de grand-voile au-dessus du capelage étant trop faible. Au vent arrière il est indispensable pour équilibrer la traction du spinnaker. L'angle du gréement transversal vers l'arrière qui, normalement, atteint une trentaine de degrés peut être réduit avec un pataras.

– *Voiliers de croisière à gréement en tête avec un seul étage de barres de flèche* (fig. VI-34)

C'est sans doute le cas le plus simple. La tenue longitudinale du mât est assurée à mi-hauteur soit par une paire de bas-haubans de chaque bord, soit

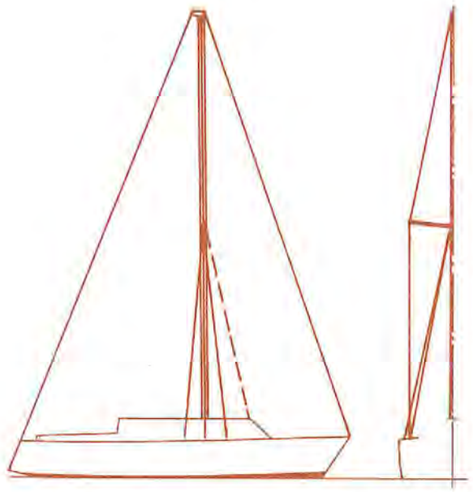


Fig. VI-34. Gréement en tête d'un voilier de 8,50 m avec un étage de barres de flèche ; la paire de bas-haubans avant peut être remplacée par un bas-étai.

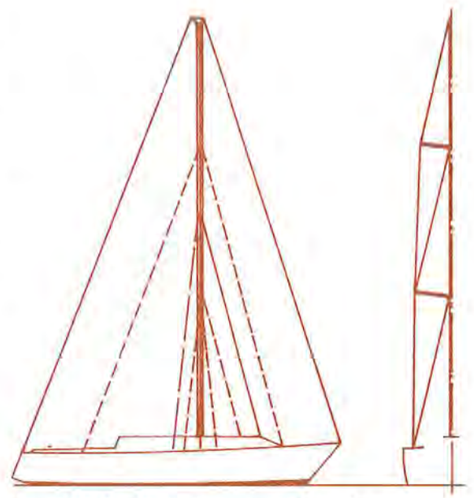


Fig. VI-35. Gréement en tête d'un voilier de 10,50 m avec deux étages de barres de flèche. Pour un voilier plus grand ou un cotre, le bas-étai sera remplacé par un étai intermédiaire (qui peut être largable), équilibré par des bastaques, et deux paires de bas-haubans ou une paire arrière et un bas-étai.

par un bas-étai et un bas-hauban décalé vers l'arrière.

L'angle des bas-haubans sera d'environ 6° de part et d'autre de la verticale, celui du bas-étai d'au moins 10°. Attention, les à-coups sur le bas-étai peuvent être très forts et sa cadène devra être reliée à une structure solide de la coque.

Sur des voiliers qui ne sont pas destinés à la croisière hauturière, le bas-hauban peut être dans le même plan que le galhauban, et le bas-étai, qui reste indispensable, peut être largable dans des conditions de mer non fatigantes pour le gréement.

– *Voiliers de croisière à gréement en tête avec deux étages de barres de flèche ou plus* (fig. VI-35)

C'est avec ces gréements à plusieurs étages que la tenue longitudinale présente le plus de difficultés.

Si la voilure est celle de cotre on aura un étai intermédiaire au niveau des barres de flèche supérieures. Celui-ci peut être suffisant pour assurer la tenue vers l'arrière, mais il a besoin d'être équilibré par une bastaque.

Si la longueur dépasse une dizaine de mètres, on pourra placer une paire de bas-haubans de chaque bord ou un bas-étai et un bas-hauban arrière. Mais aujourd'hui le gréement de cotre est souvent mixte, c'est-à-dire que, par vent modéré,

on ne grée qu'un génois de sloup. L'étai intermédiaire et les bastaques peuvent alors être largués si l'état de la mer le permet, mais la tenue au niveau du premier étage doit être conservée.

Lorsque le plan de voilure est uniquement en sloup, on utilisera un bas-étai intermédiaire venant tenir le mât entre deux étages. La tenue vers l'avant est fournie normalement par la grand-voile mais on pourra la compléter par un hauban volant lorsque les conditions de mer nécessiteront d'assurer une meilleure tenue.

– *Gréement fractionné* (fig. VI-36)

Deux impératifs d'équilibre sont essentiels dans ce type de gréement : celui de la traction de l'étai et celui du cintrage du mât. Que le gréement transversal comporte un ou deux étages de barres de flèche, on aura toujours une bastaque à hauteur du capelage de l'étai et éventuellement une seconde à mi-hauteur du triangle avant. Sauf sur les voiliers de grande taille où la tenue vers l'arrière devra être assurée au moins par un étai intermédiaire largable, l'ensemble du gréement transversal est placé dans le plan du mât afin d'en permettre le cintrage.

L'équilibrage de ce cintrage est contrôlé par trois éléments, le pataras, la basse bastaque et éventuellement un guignol. L'action réciproque de la voile et du mât peut ainsi être réglée à la demande. Le guignol est un losange disposé entre la tête de mât et l'étage supérieur et dont les barres de flèche sont ramenées vers l'avant pour qu'il agisse sur le panneau supérieur du mât dans les deux directions longitudinale et transversale.

Pour pouvoir répartir correctement l'action entre ces deux directions il faut que l'angle des barres de flèche soit réglable. Mais la présence du guignol gêne le passage de la chute des génois.

Lorsque, comme dans le cas précédent, aucun haubannage antérieur n'est prévu, il faut faire très attention à la tenue du panneau inférieur du mât lorsque l'on est au largue sous spinnaker. À ce moment en effet, la poussée exercée par le tangon devient très élevée, et cela alors même qu'il n'y a plus de cintrage du mât. Sur des unités d'une certaine importance il devient nécessaire de prévoir un bas-étai largable.

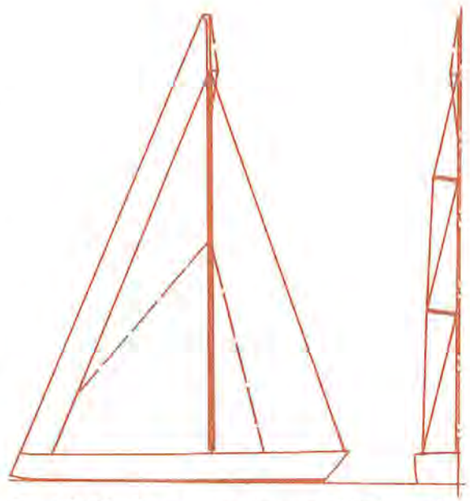


Fig. VI-36. Pour un gréement 7/8 de voilier de 10-15 m, les bastaques sont indispensables ; la tenue longitudinale est assurée par un bas-étai et des basses bastaques.

Leur tenue latérale est donc assurée par un gréement classique avec galhaubans, un ou deux étages de barres de flèche, et un bas-hauban. Le gréement transversal peut être décalé vers l'arrière pour compenser le cintrage du mât.

VI-VI – 3. LES ARTIMONS

(fig. VI-37)

Sauf aux allures portantes où ils peuvent soutenir une voile d'étai, ces mâts ne sont soumis qu'à des efforts latéraux et antéro-postérieurs.

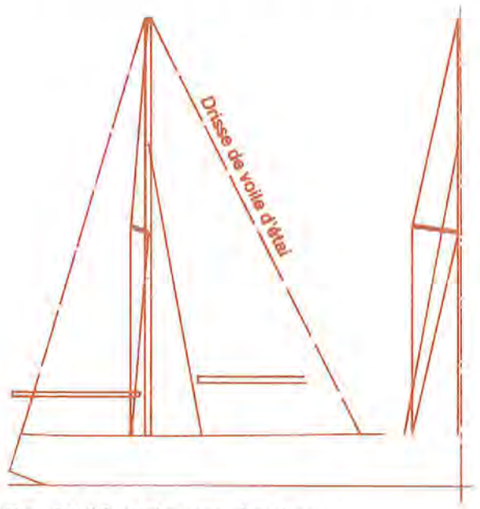


Fig. VI-37. Gréement d'artimon.

La tenue longitudinale est assurée, en général, par un hauban intermédiaire prenant aux deux tiers de la hauteur de la voile et ayant un angle de tire vers l'avant d'une dizaine de degrés. Il faut veiller à ce que celui-ci ne vienne pas gêner le débattement de la bôme de grand-voile.

La drisse de la voile d'étai est munie d'une butée en tête de mât et revient, aussi en arrière que possible, pour servir de bastaque.

VI-VII - LE PLAN DE VOILURE

Je ne m'étendrai pas ici sur le choix du type de gréement qui est traité dans le premier tome et dans *Voiles et gréements*. Il reste cependant à voir quelques problèmes pratiques d'adaptation ou d'interférence avec la coque et le gréement.

La surface de voilure ayant été arrêtée en fonction du déplacement et du programme du voilier, la répartition entre le triangle avant et la grand-voile déterminera la position du mât. Et c'est là que surgit la première difficulté. Que le mât soit posé sur le pont et soutenu par une épontille ou qu'il descende sur la quille, son emplacement et la structure qui est associée doivent s'intégrer dans les emménagements sans se nuire.

Il sera alors souvent nécessaire de déplacer l'un ou l'autre pour aboutir à un compromis acceptable ce qui est loin d'être toujours facile.

On procédera alors à un premier contrôle de la position relative des centres de voilure et de dérive, déterminés selon les méthodes exposées au chapitre III. Reste alors à mesurer la distance horizontale entre les centres de voilure et de dérive et à vérifier si cet écart correspond aux valeurs données dans le tome I (ch. VIII-B-1-c).

Il sera vraisemblablement nécessaire de procéder à un aménagement du plan de dérive, sans pour autant nuire à la répartition des poids.

L'architecte sera donc amené à faire une démarche circulaire passant en revue successivement : plan de voilure – position du mât – emménagements – écart des centres de voilure et de dérive – plan de dérive – lest – plan de voilure, etc., autant de fois qu'il sera nécessaire pour arriver à un résultat satisfaisant.

Restent quelques points à vérifier. Par exemple, il est toujours préférable que l'extrémité de la bôme ne puisse se prendre dans le pataras lors d'un empannage imprévu. Pour cela un arc de cercle ayant pour centre le vit de mulet et pour rayon la longueur hors-tout de la bôme ne doit pas couper le pataras.

Au vent arrière, on évitera que la latte supérieure vienne en conflit avec le galhauban.

Le plan de voilure devra comporter toutes les indications nécessaires au voilier et les spécifications particulières telles que bandes de ris, coulisseaux de mât et de bôme, mousquetons de foc.

Il devra être précisé si les dimensions correspondent à la voile détendue ou normalement étarquée, ce qui est généralement le cas, en particulier pour les voiliers jaugés pour la course. Faute de cette précision on risque de se trouver avec une voile trop grande que l'on ne peut étarquer normalement et une bôme qui pend lamentablement. Toutes les mesures de jauge concernant la voilure et le mât doivent être données.

Lorsque la drisse de foc est métallique, sa position étarquée doit être constante quelle que soit la longueur du guindant du foc en place. Il faut donc munir chacune des voiles d'une itague de point de drisse, et éventuellement de point d'amure, de façon à garder une longueur totale constante.

L'architecte devrait également déterminer les poids de tissus des différentes voiles. Malheureusement il se repose souvent pour cela sur le voilier. Il est certain que celui-ci est parfaitement capable de le définir mais lors de consultations auprès de plusieurs voiliers il est indispensable de leur fournir des données communes si l'on veut que les propositions soient comparables.

Certains architectes étrangers, comme le cabinet Sparkman & Stephens fournissent à leurs clients un diagramme de réduction de voilure en fonction du vent réel.

BIBLIOGRAHIE-CHAPITRE VI

1. C.A. Marchaj & J. Tanner : Wind tunnel tests of a ¼ scale Dragon rig. *SUYR n° 14.* University of Southampton.

2. R. Stephens : Sailboat rigging – *12th AIAA Symposium Vol. 28.* SNAME 1982.

VII

HABITABILITÉ

La vie à bord d'un voilier de croisière peut s'apparenter à celle que l'on connaît en villégiature, c'est-à-dire qu'elle se déroule à la fois au dedans et au dehors. Elle a également beaucoup de points communs avec celle que l'on peut connaître à bord d'une caravane en raison de l'exiguïté du lieu et de la promiscuité qui en résulte, mais avec en plus les contraintes et sujétions liées aux mouvements et à un environnement facilement agressif.

Ce chapitre est donc consacré un peu à des considérations générales et beaucoup plus à l'étude des différents modules constituant les emménagements du voilier de croisière et à leur aspect ergonomique, indispensable pour que la vie puisse s'y dérouler le moins mal possible, plutôt qu'à la disposition relative de ces éléments.

Celle-ci en effet découle bien souvent d'une mode (les cabines arrière actuelles en sont un exemple) et l'on trouvera facilement dans les revues nautiques françaises et étrangères des exemples de toutes les combinaisons possibles. C'est pourquoi je n'ai pas intitulé ce chapitre emménagements mais habitabilité.

Avant d'établir un projet de disposition d'emménagements il ne faut surtout pas oublier que, dans la majorité des cas, ceux-ci constituent une part importante de la structure. La position du mât et des cadènes, le varangage, constitueront donc des « passages obligatoires » dont dépendront l'emplacement des cloisons principales.

Sauf pour de petites unités de navigation côtière pour lesquelles ce problème peut être résolu autrement, il ne faut surtout pas, uniquement pour ménager les espaces d'habitation, aboutir à une construction destructurée dans laquelle le mât n'est soutenu que par une épontille, les cadènes sont attachées sur le bordé, sans qu'aucun lien ne réunisse ces éléments entre eux et avec la quille. On peut être assuré qu'un tel voilier souffrira rapidement de déformations entraînant une dégradation de la structure et de la coque.

S'il faut tout faire pour améliorer l'habitabilité du voilier cela ne doit en aucun cas être obtenu au détriment de l'intrégité de la structure.

Il faut penser également à équilibrer latéralement les masses des différents modules si l'on ne veut pas se retrouver avec un centre de gravité décentré. Une disposition avec coursive décalée et cuisine, carré et toilette du même bord, intéressante car ces trois modules sont sensiblement de même largeur, sera difficile à équilibrer.

D'autres éléments de décision du choix de la disposition des emménagements dépendent des programmes de navigation et des goûts ou du caractère du propriétaire. Il s'agira tout d'abord de définir la proportion de vie à l'extérieur et à l'intérieur. Elle dépendra de la répartition géographique des zones de navigation et de la proportion entre la durée de navigation et la durée d'escale.

Ainsi celui qui naviguera beaucoup et sous des climats peu cléments préférera sans doute un cockpit relativement étroit et profond offrant une bonne sécurité et un intérieur clos dont les surfaces vitrées ne seront là que pour l'éclairage et dont le confinement procurera un sentiment de confort et de protection contre les éléments.

A l'opposé un propriétaire plus extroverti souffrira de claustrophobie dans un tel voilier et comme il préférera souvent le soleil et les longues escales, un vaste cockpit lui sera nécessaire et un carré surélevé permettant de jouir du paysage lorsqu'on doit se tenir à l'intérieur le satisfera beaucoup mieux.

C'est pourquoi la variété des plans d'emménagements est si grande et qu'aucun ne peut constituer un modèle idéal et universel.

Cependant ceux-ci se divisent toujours en un certain nombre de modules correspondant à des activités spécifiques et qui s'articulent à partir

d'une zone de transit qui devrait constituer une sorte de sas entre les activités extérieures, soumises aux aléas des intempéries et de l'état de la mer, et les activités intérieures pour lesquelles on veut au contraire en être protégé. Principe difficile à concrétiser sur des petites unités et qui donne lieu à toutes les interprétations possibles.

Même s'il n'est pas toujours nécessaire qu'il entre dans les détails de la réalisation, l'architecte doit fournir un plan d'emménagements suffisamment détaillé pour être réalisé sans contestation possible par le chantier. Néanmoins, il doit connaître, et au besoin imposer, un certain nombre de détails qui ont trait à la sécurité, au confort ou à la commodité de la vie à bord qui feront qu'un voilier sera plus ou moins agréable à vivre et satisfera son propriétaire.

Pour pouvoir vérifier plus facilement sur le plan la validité des dispositions que l'on adoptera il sera bon de réaliser un petit bonhomme articulé dont la figure VII-1 est le modèle. On se méfiera de ceux que l'on trouve dans le commerce qui ont une taille trop grande et les bras trop courts.

VII-I - COCKPIT ET PLAN DE PONT

Nous abordons ici le domaine de la vie extérieure qui leur impose d'assurer deux fonctions : la manœuvre du voilier et la vie aux escales.

La première doit répondre avant tout à deux impératifs : la sécurité et la commodité auxquelles contribuera un confort évitant les fatigues inutiles.

Au niveau du pont, la sécurité sera favorisée par l'absence de décrochements et de tout ce qui peut présenter une entrave à un déplacement rapide des équipiers ou un risque de chute, comme par exemple certains roufs aux hiloires et à l'avant trop (ou pas assez) inclinés et pourvus de larges surfaces vitrées glissantes.

Une mode venant de la course (une de plus !) a vu à une certaine époque la disparition des roufs au bénéfice du *flush deck*. Si cette solution se justifie en course (surtout sur des grands voiliers dont la stabilité de plate-forme offre un terrain plus sûr) où des équipiers entraînés doivent pouvoir se déplacer rapidement d'un bord à l'autre, même au prix d'une course d'obstacles,

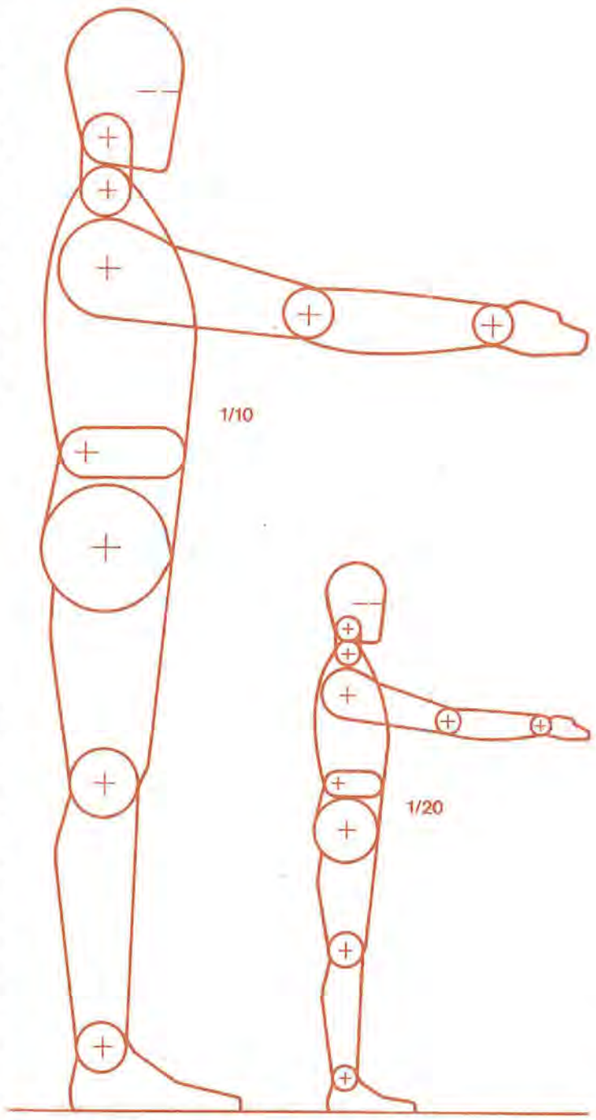


Fig. VII-1. Personnage articulé à réaliser en rhodoïd ; les éléments sont assemblés par des petits rivets creux qui permettent l'articulation (Echelle 1/10 et 1/20).

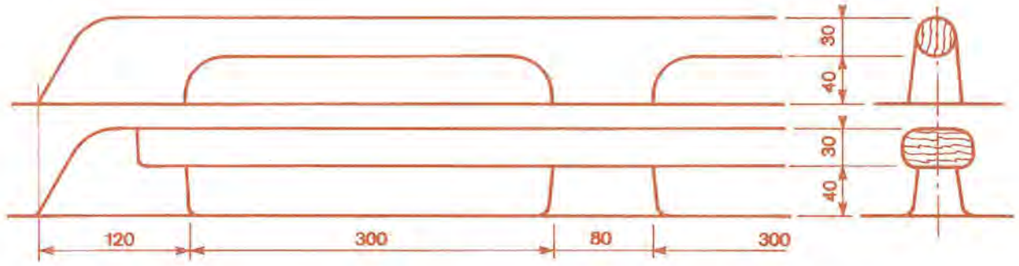


Fig. VII-2. Dimensions minimums d'une main courante classique en bois (en haut) et sa transposition sur une coque en stratifié.

il n'en va pas de même pour un voilier de croisière ; équipage réduit, parfois plus très jeune, peu entraîné, temps de manœuvre sans contrainte s'accommoderont beaucoup mieux d'un rouf bien dessiné sur lequel seront ramenés tous les accastillages et équipements, libérant totalement le couloir offert par le passavant où, sans fausse honte, on pourra circuler à quatre pattes.

D'autres éléments interviendront dans la sécurité de circulation sur le pont. Côté rouf, se seront d'abord des mains courantes correctement dimensionnées (fig. VII-2), une ligne de vie solide ou un rail longeant la base du rouf depuis les hiloires de cockpit.

En abord, la sécurité sera assurée par les filières réglementaires mais surtout par un pavois d'au moins une dizaine de centimètres. Celui-ci offre de multiples avantages. Plus efficace qu'un simple cale-pieds il réduit l'espace avec la filière intermédiaire et peut recevoir écubiers et taquets permettant un amarrage correct dans toutes les conditions, sandow de brellage des focs et tous autres équipements qui encombrent habituellement les passavants.

Sur un voilier assez grand (à partir d'une quinzaine de mètres) il sera possible d'améliorer le confort et la sécurité des équipiers travaillant au pied du mât en plaçant une rembarde de chaque côté de celui-ci. Sa hauteur sera de 0,80 m et elle sera écartée de 0,55 m de la pièce d'accastillage la plus proéminente. Sa solidité dans le sens transversal doit être très grande, c'est pourquoi on prévoira, en son milieu, un pied écarté vers l'extérieur (fig. VII-3).

La face arrière du rouf et la descente doivent également être étudiées pour la sécurité car c'est à la sortie que les accidents peuvent arriver. Si la descente est équipée de panneaux mobiles, ne pas oublier que ceux-ci doivent pouvoir être verrouillés de l'intérieur et de l'extérieur, c'est une des leçons du Fastnet 79 et il est malheureux qu'aucun fabricant d'accastillage n'ait encore, 7 ans après, proposé un produit adapté. Le panneau supérieur sera bien sûr pourvu d'un large louvre pour l'aération. Des panneaux en acrylique peuvent être prévus pour les jours de pluie au mouillage. Ne pas oublier les restrictions concernant la hauteur du surbau de la descente, variable selon la catégorie de navigation. Des mains courantes seront fixées de chaque côté de l'ouverture et il serait très judicieux d'en placer également sur le bord arrière du toit, ce que l'on voit très rarement.

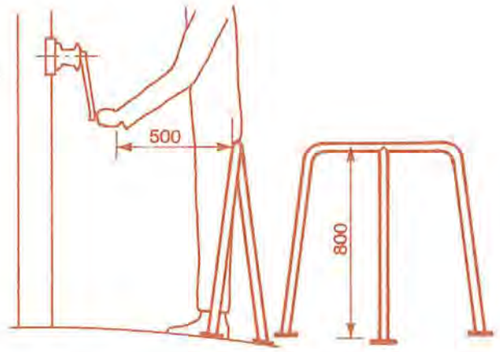


Fig. VII-3. Rembarde de mât.

Les capots de descente soulèvent toujours un problème d'étanchéité, même lorsqu'ils sont pourvus d'une boîte dans laquelle ils s'escamotent. Les côtés de cette boîte doivent se prolonger jusqu'à l'arrière du rouf de façon à constituer une chicane qui débouchera sur l'arrière pour permettre un écoulement facile de l'eau. Le capot coulissera sur des rails métalliques. Si l'on donne une légère pente au dessus du capot et de ses hiloires intérieures par rapport aux rails il sera possible d'assurer, lors de la fermeture, un léger serrage sur un joint en tube creux de néoprène (à placer à l'intérieur du capot) qui améliorera beaucoup l'étanchéité.

La largeur du capot de descente sera comprise entre 500 et 600 mm et sa limite antérieure devra être au moins à 150 mm en avant de la première marche de la descente (fig. VII-4).

La pente idéale d'une échelle de descente est de 60° mais on peut aller jusqu'à 70°. L'espacement des marches sera de 250 mm et leur largeur minimum de 150 mm. La distance entre les montants ne sera pas inférieure à 350 mm. Si l'échelle peut être plus large on remontera les côtés des marches de 20° environ en laissant au centre une partie horizontale de 300 mm. Le dessus des marches sera revêtu d'un antidérapant et les montants ainsi que la face arrière intérieure du rouf seront munis de mains courantes.

En croisière, une capote de descente procurera un confort appréciable, non seulement au mouillage où il sera possible de laisser la descente ouverte et à l'ombre (ou à l'abri de la pluie), mais aussi en mer par mauvais temps si elle est aussi large que le rouf. A une époque les hiloires de cockpit de certains plans de O. Stephens se prolongeaient sur le dessus du rouf, ceinturant l'avant de la descente selon une courbe continue. En dehors de la qualité esthétique d'un tel dessin, cette hiloire constituait un brise-lame assurant une bonne protection et son chant portait un rail dans lequel venait se glisser la ralingue de la capote rendue ainsi totalement étanche à son joint avec le rouf.

La capote sera bien sûr pourvue d'une fenêtre « panoramique » en plastique souple (le même qui est utilisé sur les voiles) pour ne pas réduire trop la visibilité du barreur.

Le cockpit est susceptible de traitements différents selon la taille et le programme de navigation (fig. VII-5).

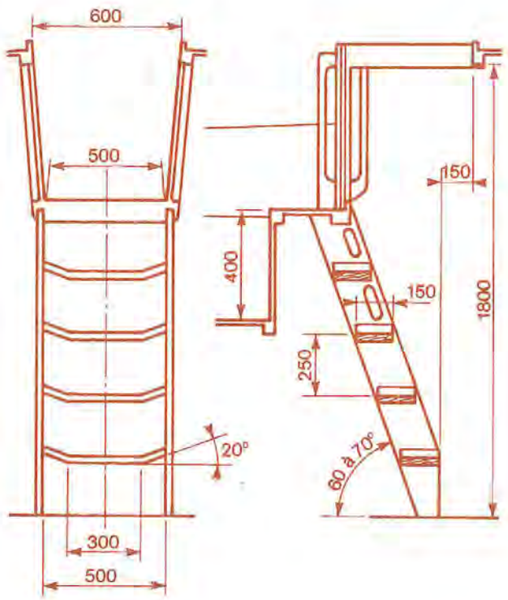


Fig. VII-4. Descente, dimensions minimums (sauf hauteur des marches).

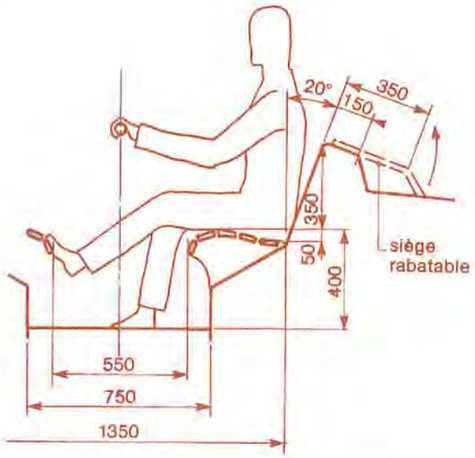


Fig. VII-5. Cockpit « de mer ».

Le cockpit « de mer » sera relativement étroit et profond pour que barreur et équipiers de quart puissent se caler facilement contre le banc en vis-à-vis. Ses hiloires et ses bancs seront largement inclinés vers l'extérieur pour présenter un profil confortable à la gîte.

Le dessus de l'hiloire devra, au moins à la place du barreur, présenter une largeur suffisante pour que celui-ci puisse s'y asseoir pas temps maniable bénéficiant ainsi d'une vue plus dégagée. Le siège peut être fourni par une petite plate-forme fixe ou amovible et, pourquoi pas ? capitonnée. La longueur du cockpit sera d'au moins deux mètres afin de pouvoir s'y allonger par beau temps ou au mouillage.

Il peut être bon que l'écartement des hiloires à hauteur du cockpit soit plus grand que la largeur du rouf, surtout si celui-ci est haut par rapport aux bancs, afin de dégager une vue latérale.

Cette question du champ de vision du barreur est extrêmement importante et trop souvent négligée, quand ce n'est ignorée. Il est certain que beaucoup d'éléments contradictoires réduisent les solutions possibles mais l'architecte doit y apporter le plus grand soin en pensant aux deux situations que représentent : la navigation en mer (visibilité sur tout l'horizon à partir d'une distance de 25 m environ, assis dans le cockpit), et les manœuvres de mouillage (visibilité vers l'avant à partir d'une distance réduite à 10 m environ, debout dans le cockpit).

Il sera toujours plus agréable de disposer de bancs en lattes de bois qui permettront, de plus, de rester au sec. Pour ne pas être douloureuses, ces lattes seront plates, assez larges avec des espaces réduits et pas trop épaisses pour conserver une certaine souplesse. Le profil de la section de ces bancs doit assurer le confort et un bon appui aux pieds des équipiers.

Si l'on ne craint pas de perdre un peu de volume sous ces bancs il sera toujours préférable de donner au dessus des coffres une forte pente vers l'intérieur pour permettre une évacuation rapide de l'eau du côté sous le vent. Sinon il faudra prévoir des gouttières ou des conduits assurant cette évacuation vers l'intérieur du cockpit.

En inclinant la face avant des caissons il est possible de disposer d'une surface au sol plus grande que celle délimitée par les bancs.

Des pitons solides devront être prévus pour l'amarrage des harnais du barreur et des équipiers de quart.

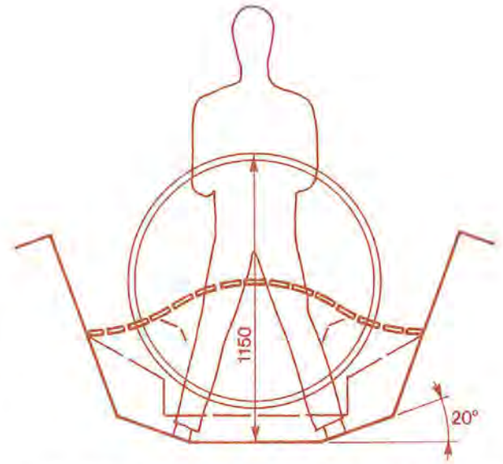


Fig. VII-6. Cockpit et siège pour barre à roue, un marchepied rabattable sera installé pour le barreur assis.

Le plancher en arrière d'une barre à roue pourra être remonté de chaque côté selon un angle de 20° pour permettre au barreur debout de se caler à la gîte et, s'il est prévu qu'il puisse s'asseoir, on donnera au banc situé à l'arrière du cockpit une forme convexe afin qu'il puisse se caler au vent à la gîte (fig.VII-6). Lorsque la barre à roue est de grand diamètre, les bancs latéraux seront interrompus pour permettre le passage.

Un caillebotis au fond du cockpit est toujours agréable, il sera muni d'un cale-pied dans son axe longitudinal.

Celui-ci, parfois dédoublé d'ailleurs, devient indispensable dans un cockpit « de mouillage » dont les dimensions plus vastes ne permettront pas au barreur de se caler sur le banc en vis-à-vis. On préférera en général que le dessus de ceux-ci soit horizontal, mais il est tout à fait possible que la partie lattée soit, au moins partiellement au niveau du barreur, montée sur charnière de façon à pouvoir occuper une position inclinée en navigation.

Le dispositif de vidange du cockpit doit assurer celle-ci en 3 minutes jusqu'à une hauteur d'eau de 100 mm au-dessus du fond. Le débit des vidanges peut être connu par la formule :

$D\ l/mn = 0{,}037\ \sqrt{d^5 . H/L}$ avec

d : diamètre du conduit en mm ;

H : hauteur du niveau supérieur de l'eau dans le cockpit en m ;

L : longueur du conduit en m.

Avec plusieurs évacuations il faudra calculer le débit de chacune et les additionner. Lorsque plusieurs évacuations se raccordent sur un conduit unique on considérera le diamètre le plus faible de chacune et la longueur totale et on vérifiera que le débit au niveau du conduit commun n'est pas inférieur au total des débits unitaires.

Ayant calculé le volume total du cockpit pouvant être envahi il sera facile de connaître le temps nécessaire à sa vidange.

Exemple : soit un cockpit dont le volume envahissable est de 1,73 m³ et dont le point le plus bas des hiloires se trouve à 1,20 m au-dessus de la flottaison. Les deux conduits d'évacuation de 38 mm (1 pouce ½) se raccordant sur une vanne de 51 mm (2 pouces), la longueur totale d'un circuit (compris la partie commune) est de 0,75 m.

On aura :
débit des conduits unitaires :
$D = 0{,}037 \sqrt{38^5 \times 1{,}2/0{,}75} = 416{,}6$ l/mn
soit au total : $416{,}6 \times 2 = 833{,}2$ l/mn.
Le temps nécessaire à la vidange sera :
1 730/833 = 2,08 minutes.

Au niveau de la vanne le débit sera :
$D = 0{,}037 \sqrt{51^5 \times 1{,}2/0{,}75} = 869{,}3$ l/mn,
c'est-à-dire un peu supérieur à la somme de ceux des conduits unitaires.

Les embouchures des évacuations devront se trouver toujours légèrement en dessous du fond du cockpit, au besoin dans une petite souille ou à l'extrémité d'une rigole en pente. Elles seront situées sur l'arrière du cockpit car en cas d'envahissement le voilier s'enfoncera de l'arrière et le fond de cockpit s'inclinera. En revanche lorsqu'il est lège l'arrière se lèvera, la pente du fond (ou celle des rigoles) devra donc être déterminée pour ce cas, afin que, lorsque le voilier est laissé au mouillage, la pluie puisse s'évacuer facilement.

La grille de protection doit se limiter à un simple croisillon pour limiter le moins possible le débit. Par contre il sera bon de prévoir des bouchons lorsque l'on devra bricoler dans le cockpit.

Les conduits d'évacuation pourront être rigides lorqu'ils font partie intégrante de la structure, c'est le cas en particulier des constructions métalliques ou en stratifié lorsque un tube, en PVC rigide par exemple, peut être entièrement stratifié du cockpit à la coque. Le cas peut se rencontrer également sur des constructions en bois lorsqu'une partie au moins du conduit est constituée par une cloison de structure.

Si la structure avoisinant les conduits est insuffisante et que des contraintes élevées sur ceux-ci sont à craindre on pourra néanmoins utiliser des conduits rigides à condition de les sectionner au-dessus de la flottaison en reliant les deux éléments par une manchette souple fixée par deux colliers à chaque extrémité.

Dans les cas de conduits rigides, une vanne de sortie n'est pas obligatoire. Dans tous les autres cas les conduits seront réalisés en tuyau armé et une vanne sera prévue à la sortie sur la coque. L'accès à cette vanne devra pouvoir être instantané, sinon il faudra la munir d'une commande à distance. On choisira un chemin aussi direct que possible et on évitera toute restriction de diamètre.

Il est toujours agréable de disposer, dans le cockpit, de coffres de rangement. Si le point le plus bas n'est pas à moins de 40 cm du fond du cockpit il n'est pas obligatoire que leur fermeture soit rigoureusement étanche, néanmoins, j'estime que cela reste une bonne précaution sur un bateau de grande croisière. La fermeture s'effectuera par un moyen positif assurant le serrage d'un joint. Dans tous les cas le coffre lui-même devra être étanche par rapport aux autres emménagements.

Nous verrons au chapitre X comment doivent être placés les winches pour que l'effort des équipiers bénéficie du maximum de rendement.

Les taquets seront fixés sur ou à l'extérieur des hiloires mais pas à l'intérieur où, même s'ils sont encastrés dans un décrochement, ils rendraient l'appui du dos inconfortable, voire dangereux.

Une barre franche devra se situer au moins à 0,35 m au-dessus du banc du barreur et pas à plus de 0,85 m du plancher pour pouvoir barrer avec les fesses. Le sommet d'une barre à roue manœuvrée debout ne sera pas situé à plus de 1,25 m du plancher de cockpit pour que les avant-bas ne fatiguent pas trop, mais 1,15 m serait préférable pour maintenir une bonne circulation du sang.

VII-II - CARRÉ

En dehors de sa fonction de passage vers les autres parties des emménagements, le carré est généralement utilisé pour deux « activités » bien distinctes qui à terre seraient dévolues à la salle de séjour et à la chambre à coucher, la vie de jour et le sommeil.

La fonction de passage est importante dans la mesure où, un voilier monocoque naviguant une bonne partie du temps gîté, l'équilibre y est instable. Il est donc indispensable que le carré, plaque tournante des emménagements, offre d'une part des prises suffisamment nombreuses et rapprochées aux équipiers devant y circuler et d'autre part qu'il présente le moins possible d'obstacles et que ceux-ci ne soient pas contondants.

Les prises seront fournies par les épontilles et par des mains courantes placées à la base des hiloires de rouf et au plafond.

On évitera les risques de contusion sur les éléments d'aménagement en faisant la chasse à tous les angles vifs, coins ou arêtes, ceci étant d'ailleurs valable pour l'ensemble des emménagements.

L'activité de jour s'organisera essentiellement autour de la table du carré dont l'importance et la disposition dépendront de la taille du voilier. Néanmoins, quelle que soit cette disposition, il est indispensable de respecter un certain nombre de dimensions pour obtenir un confort raisonnable. Celles-ci sont représentées sur la figure VII-7.

La table du carré sera aménagée en fonction de l'espace environnant (nécessité d'un abattant pour laisser le passage par exemple) et de ses dimensions (bloc central permettant le rangement de bouteilles et de verres si elle est assez large). Ses coins seront bien sûr arrondis et son pourtour muni de violons, de préférence amovibles pour les séjours en escale. La table inclinable au roulis est de peu d'intérêt car les hauteurs par rapport aux banquettes ne sont plus respectées ce qui devient vite inconfortable.

Pour la nuit, on distingue plusieurs types de couchettes. Toutes ont cependant un impératif commun, la longueur, qui pourra n'être que de 1,70 m pour des enfants mais devra normalement atteindre 1,90 m pour recevoir la majorité des adultes.

La largeur dépend des goûts de chacun et du type de couchette. Des couchettes fixes, utilisées au mouillage, pourront atteindre 0,65 à 0,70 m, il sera possible de s'y tenir en « chien de fusil ». Mais des couchettes de mer ou des cadres en toile seront plus étroits d'une dizaine de centimètres afin de pouvoir s'y caler et, alors que les premières seront planes et horizontales, les secondes seront creuses (fig. VII-8).

Des couchettes superposées devront laisser un espace d'au moins 0,55 m pour replier les genoux

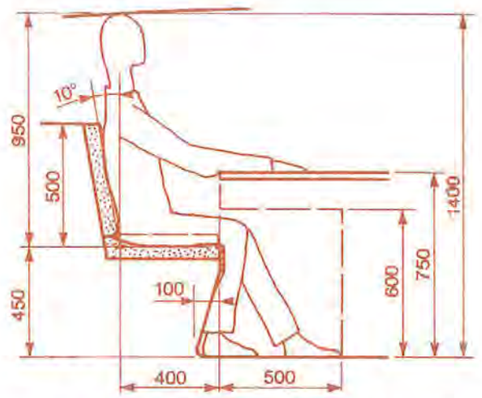


Fig. VII-7. Banquette et table de carré.

et être décalées d'au moins 0,45 m pour permettre à l'occupant de la couchette inférieure de s'asseoir sur le bord de celle-ci. Souvent on combinera une couchette inférieure coulissante et une couchette supérieure (couchette de pilote) partiellement repliable pour obtenir des dégagements suffisants tout en offrant, de jour, une banquette de dimensions normales. Attention, en dessinant les couchettes de pilote, que celles-ci ne soient pas coupées par des renforts, des goussets ou des tirants de cadène qui en réduiraient la largeur utile.

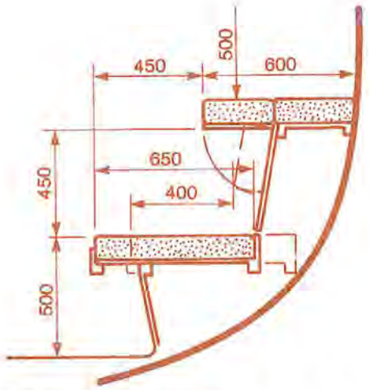


Fig. VII-8. Couchettes superposées en position « nuit » ; de jour, la couchette inférieure rentrée et le bord de la couchette supérieure rabattu transforment le tout en une banquette de carré de dimensions normales.

Lorsqu'un des côtés de la couchette est entièremetn dégagé il ne faudra pas oublier de prévoir une planche ou une toile de roulis qui, hors service, se replieront sous le matelas.

Une planche de roulis doit avoir une hauteur supérieure de 0,25 m au-dessus du matelas.

Les couchettes cercueil que l'on trouve sur les plus petits voiliers, ou la couchette de quart à la place du navigateur, devront laisser une longueur libre d'au moins 0,80 m. La hauteur minimum sera de 0,60 m dans la partie encastrée et de 0,95 m au dehors (fig. VII-9). Une poignée sur le haut de l'ouverture facilitera l'entrée.

Les couchettes de poste avant sont souvent trop étroites au pied et ne laissent pas les hauteurs libres et les surfaces au plancher nécessaires, la figure VII-10 indique ces minimums.

Les couchettes de poste avant, comme parfois les couchettes de quart, sont inclinées par rapport à l'axe longitudinal de la coque, à la gîte elles seront donc inconfortables car d'un bord on aura la tête en bas et de l'autre on glissera au fond, on ne peut donc pas les considérer comme des couchettes de mer.

Sur les voiliers de course on trouve parfois des cadres en tube réglables selon la gîte à l'aide de palans, pour les couchettes de pilote. C'est une excellente solution que l'on devrait utiliser sur les voiliers de croisière. Des cadres simplement rabattables dans le poste avant peuvent offrir un complément de couchage intéressant aux escales. Ils ont l'avantage, en navigation, de libérer le poste avant, pour les sacs à voile par exemple.

Les couchettes doubles pourront atteindre 1,30 m ou 1,40 m si l'on prend la précaution de diviser le matelas en deux dans le sens longitudinal et de prévoir une planche de roulis d'au moins 0,35 m de haut venant s'insérer entre les deux parties pour pouvoir les utiliser en mer. La fixation de cette planche doit être très robuste.

Le fond des couchettes doit assurer une bonne aération. S'il est rigide il sera percé de nombreux trous, mais il peut être également réalisé en lattes de bois souples, en filet ou en sangles transversales ou croisées.

Il est d'usage de considérer l'épaisseur des matelas à 10 cm. C'est un minimum pour de la mousse de polyéther, d'autant qu'il en existe de différentes souplesses, la plus rigide étant la plus confortable. On choisira de préférence une mousse résistant au feu.

Les accès au carré et aux cabines au travers des

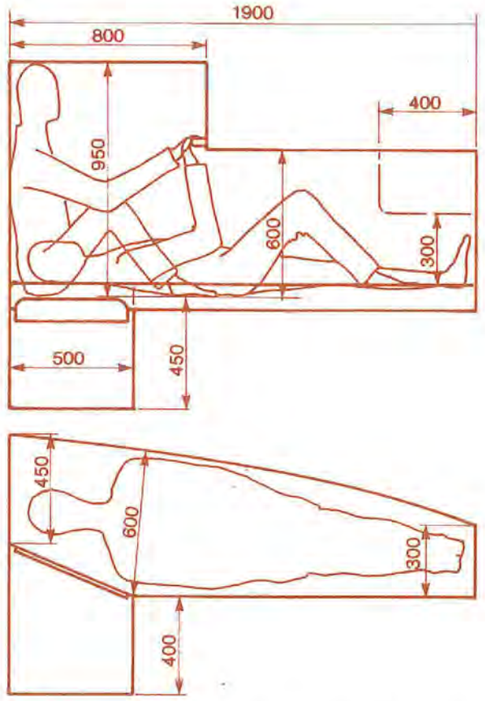


Fig. VII-9. Dimensions d'une couchette de quart.

cloisons doivent avoir les dimensions minimums définies sur la figure VII–11.

Les portes fermant ces ouvertures peuvent être battantes ou coulissantes. Les portes battantes sont plus simples mais plus encombrantes en raison de leur débattement. Les portes coulissantes ont l'avantage de supprimer celui-ci mais en revanche elles condamnent une surface équivalente de cloison à moins de pouvoir les insérer dans une cloison double, mais c'est là une source d'ennuis car le coffrage n'est pas, ou difficilement, visitable. D'autre part, pour que la porte coulisse librement, il faut qu'elle soit montée sur des ferrures à galets de bonne qualité et incorrodables. Cette solution n'est guère envisageable que sur de grosses unités. Enfin, une porte battante est plus contrôlable à la gîte. L'une comme l'autre doivent pouvoir être verrouillées dans les deux positions ouverte et fermée mais ces dispositifs ne doivent pas présenter de poignées ou de boutons dans lesquels on risque de se cogner ou de s'accrocher.

Enfin, pour préserver une bonne ventilation, ne pas oublier qu'une porte doit laisser passer l'air

en haut et en bas, soit par un jour avec son ouverture, soit par des louvres.

Tous les angles concaves raccordant les parois verticales au plancher seront arrondis afin de faciliter le nettoyage et de ménager un espace entre les panneaux amovibles et les parois évitant de détériorer celles-ci. On chanfreinera de 10° environ la tranche des planchers pour éviter qu'ils se coincent dans leur logement, et on les divisera en panneaux facilement manipulables.

Le verrouillage de ces panneaux devra être très robuste si l'espace situé en dessous sert de rangement.

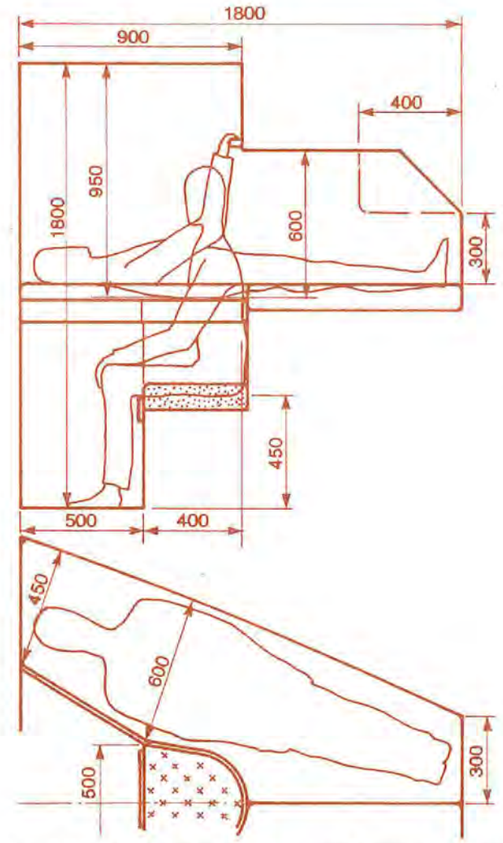


Fig. VII-10. Dimensions des couchettes de poste avant ; dans cet exemple, compte tenu de la hauteur de la couchette au-dessus du plancher, un siège de hauteur normale est ménagé dans la pointe.

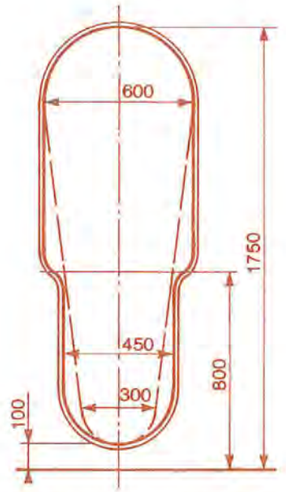


Fig. VII-11. Dimensions minimums d'une porte de cloison.

Dans le plancher situé au pied de la descente on disposera une souille amovible et fermée par un caillebotis afin d'y récupérer facilement les miettes et les autres saletés qui tombent sur le plancher.

Le meilleur matériau pour le plancher est bien sûr le teck en lattes non vernies. Au mouillage, il sera toujours possible de le recouvrir d'une moquette amovible en tissu acrylique plus agréable aux pieds nus mais inutilisable en mer à la gîte.

VII-III- CUISINE

Quel que soit l'espace qu'elle occupe, la cuisine doit répondre à deux conditions, commodité et sécurité.

Elle devra être disposée de façon à ne pas entraver la circulation des équipiers et à maintenir le cuisinier à l'écart de celle-ci. La disposition en U est celle qui remplit le mieux ces conditions, elle ne peut malheureusement s'adapter pleinement que sur des unités de plus de 10 m. La sécurité du cuisinier doit être assurée quelle que soit la gîte. Pour cela une barre devra être placée devant le réchaud, une sangle solide lui fournira un appui postérieur et une main courante au plafond lui permettra de se tenir.

Dans toute la mesure du possible le réchaud sera monté sur une articulation parallèle à l'axe de la coque. Seuls les petits réchauds à gaz à un feu peuvent être montés à la Cardan. L'axe de l'articulation devra se trouver à 75 mm environ au-dessus de la grille de repos des récipients, c'est-à-dire sensiblement à mi-hauteur des liquides qu'ils peuvent contenir, de façon à en réduire les mouvements. Les débattements des petits réchauds seront limités à 30° dans toutes les directions et les réchauds-four, articulés seulement au roulis, à 40 ou 50° de part et d'autre de la verticale. Un système d'amortisseur évitera les chocs trop brutaux en arrivant en butée, et un verrou les fixera en position verticale lorsqu'ils ne sont pas utilisés.

Les fixations des réchauds à bouteille incorporée doivent être facilement amovibles pour effectuer le changement de bouteille à l'extérieur.

Pour un réchaud un feu à la Cardan on prévoira un trou de 0,33 m et pour un réchaud deux feux Camping-gaz un écart entre parois de 0,49 m. Avec une bouteille de 3 kg, le rayon de débattement est de 0,45 m *.

Dans un certain espace autour de la flamme du réchaud (fig. VII–12) les matériaux utilisés doivent être difficilement inflammables (limite A) puis non propagateurs de flamme (limite B).

En fait, il sera toujours bon de prévoir au-dessus des réchauds, une surface protégée par une tôle

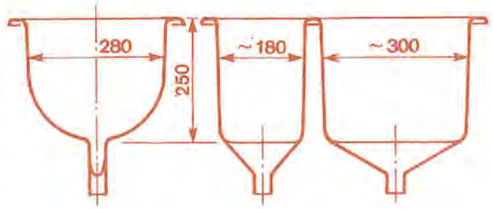


Fig. VII-13. Vue en coupe transversale et longitudinale d'un évier réellement adapté à la navigation en mer à la voile.

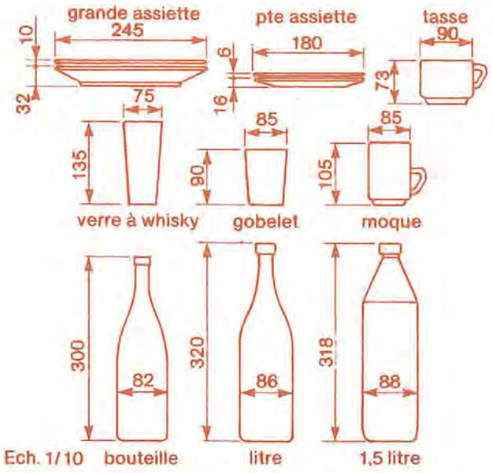


Fig. VII-14. Dimensions de quelques objets de vaisselle et bouteilles.

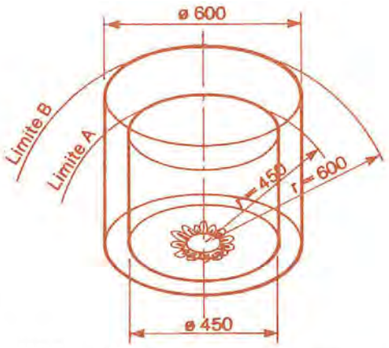


Fig. VII-12. Limite de protection autour de la flamme d'un réchaud.

* On trouvera au chapitre IX les dimensions des bouteilles de gaz liquéfié et les recommandations d'installation des circuits de gaz.

d'aluminium poli et isolée par une couche d'amiante de 3 mm ou un matériau équivalent.

Les éviers seront toujours placés le plus près possible de l'axe de la coque afin qu'à la gîte il n'y ait pas de risque d'envahissement par le conduit d'évacuation si la vanne de celui-ci est restée ouverte. À noter que celle-ci doit être facile à manœuvrer, c'est-à-dire ne pas être cachée au fond du meuble, ou munie d'une commande à distance.

Je n'ai encore malheureusement jamais vu un bac d'évier réellement étudié pour être utilisable en mer, c'est-à-dire suffisamment profond mais pas

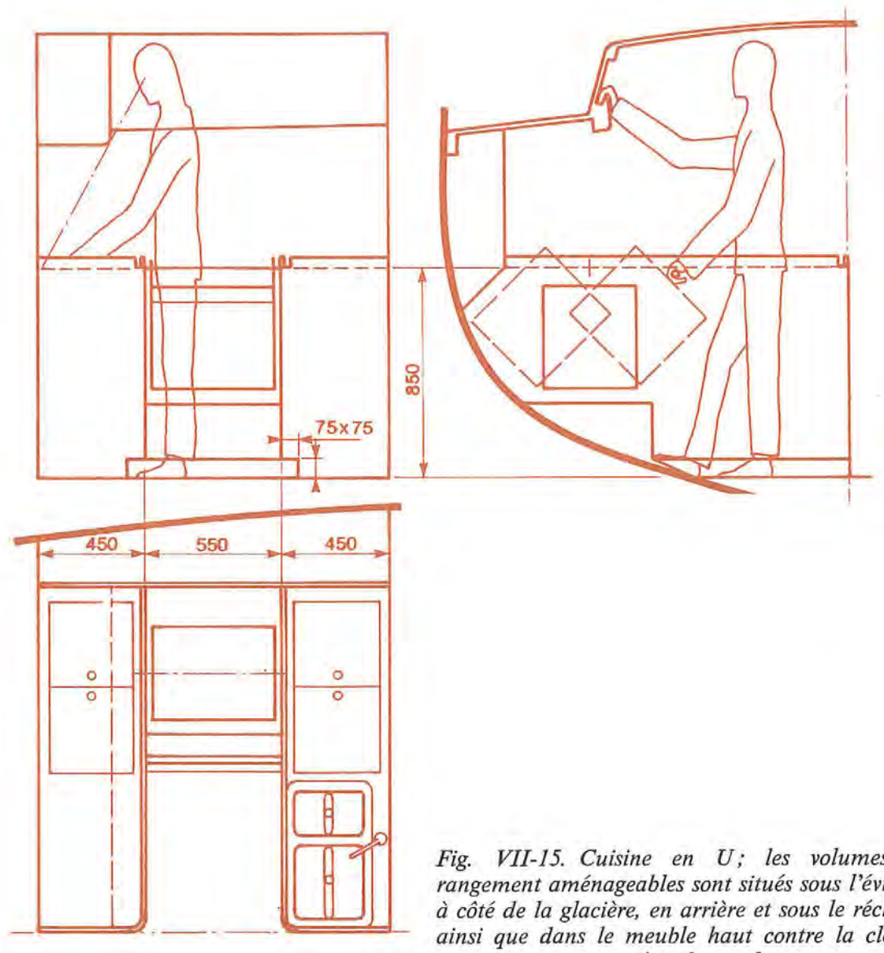


Fig. VII-15. Cuisine en U; les volumes de rangement aménageables sont situés sous l'évier et à côté de la glacière, en arrière et sous le réchaud ainsi que dans le meuble haut contre la cloison arrière du rouf.

trop large et pouvant se vider jusqu'à 30° de gîte, la figure VII-13 en donne les dimensions. On dispose généralement deux bacs, le plus grand pouvant éventuellement recevoir un séchoir à vaisselle en fil plastifié.

Les glacières ou les réfrigérateurs intégrés s'ouvriront sur le dessus car l'air froid sera plus lourd que l'ambiant et restera dans la cuve. Les couvercles seront munis d'un joint d'étanchéité et d'une fermeture sans laquelle, sur un coup de gîte, la cuve risquerait de rejeter son contenu.

Pour la même raison, le rangement du matériel de cuisine se fera dans des placards ou des tiroirs dont la façade sera transversale à l'axe de la coque, portes et tiroirs étant, de plus, pourvus de verrous positifs (pas d'aimants ou de clips, sauf à la rigueur pour des portes légères coulissantes).

Les placards parallèles à l'axe seront réservés à la vaisselle qui sera tenue dans des casiers adaptés à ses dimensions. La figure VII–14 donne les cotes d'encombrement de quelques-unes de ces pièces.

Les tiroirs seront divisés en compartiments réservés chacun aux fourchettes, cuillers, grandes et petites, couteaux de table et de cuisine, instruments divers. Le « plafond » des tiroirs,

c'est-à-dire la partie fixe du meuble située au-dessus, devra être de niveau avec l'ouverture sinon on peut être sûr qu'à la gîte un instrument quelconque viendra s'y loger empêchant l'ouverture.

La figure VII–15 donne les principales dimensions des meubles de cuisine. On notera le décrochement à la base de ceux-ci afin de laisser place au bout des pieds, il permet également de protéger les pédales des pompes à pied.

Dans le sens transversal, devant le réchaud, une remontée à 20° sur au moins 0,20 m permettra de caler les pieds à la gîte.

Le sol sera protégé par un revêtement antidérapant à gros relief large pour être facile à nettoyer.

Le dessus des meubles, en lamifié pour faciliter l'entretien, sera ceinturé et divisé par des violons de 30 ou 40 mm de haut afin de retenir les objets qui y seront posés. Les coins intérieurs seront arrondis pour que la saleté ne puisse s'y accumuler et les coins extérieurs seront échancrés pour l'évacuer.

Deux accessoires seront très utiles : une planche à découper et un vide-ordures. La première pourra servir de couvercle aux éviers ou coulisser sous un plan de travail, mais sera amovible pour son nettoyage. Le vide-ordures sera un panier en plastique recevant un sac poubelle et fixé sur un abattant à côté de l'évier. Une ouverture dans le plan de travail, située au-dessus et fermée par une tape, permettra d'y jeter directement les épluchures ou les miettes.

Il ne faudra pas oublier bien sûr l'éclairage et surtout l'aération avec un ventilateur au plafond et un hublot ouvrant pour le mouillage. Un autre hublot ouvrant sur la paroi arrière du rouf permettra de passer directement les vivres aux équipiers du cockpit par mauvais temps.

VII-IV-TOILETTES

Ici aussi la taille du voilier conduira à adopter des dispositions extrêmement diverses allant du simple w.-c. plus ou moins isolé, à la salle de bain avec douche, voire même baignoire.

Dans tous les cas il serait préférable que ce compartiment soit situé à un endroit du bateau où les mouvements ont la plus faible amplitude. C'est pourquoi, même sur des voiliers de taille modeste (à partir de 8 m) on le trouve souvent sur le côté de la descente, vers le tiers arrière, à un endroit où de plus on dispose plus aisément de la hauteur suffisante.

Malgré cela un certain nombre d'impératifs restent communs à toutes les installations (fig. VII–16).

La cuvette des w.-c. sera toujours placée selon un axe transversal afin qu'on ne se trouve pas de travers à la gîte. Sa hauteur est généralement faible, de l'ordre de 0,25 à 0,35 m, on la placera sur une plate-forme surélevée pour que le siège se trouve entre 0,40 à 0,45 m du plancher. Un coussinet sur le bord permettra aux équipiers mâles de s'agenouiller ce qui peut être fort apprécié avec de la mer. Néanmoins, la plate-forme ne doit pas venir trop en avant pour permettre aux pieds de se placer normalement. La largeur entre les parois situées de chaque côté de la cuvette ne sera pas inférieure à 0,60 m, mais si elle est nettement plus grande on ne l'écartera pas à plus de 0,35 m de l'une d'elles pour permettre de se tenir à une poignée.

Les vannes d'arrivée d'eau et d'évacuation seront bien sûr facilement accessibles, le mieux étant de les placer de chaque côté de la cuvette.

Le couvercle et l'abattant de celle-ci, lorsqu'ils seront relevés, viendront s'appuyer sur une paroi afin de ne pas être brisés dès qu'un équipier déséquilibré viendra s'y appuyer.

Le lavabo doit répondre aux mêmes *desiderata* que les éviers, c'est-à-dire être suffisamment profond et de forme adéquate. Les anciens lavabos en porcelaine des wagons-lits étaient très bien étudiés avec une section de forme parabolique rabattant les remontées d'eau vers le centre de la cuvette. Il est malheureux que l'on ne trouve pas de tels modèles dans le commerce. Son emplacement le plus près possible de l'axe de la coque, et l'accessibilité à la vanne d'évacuation répondent aux mêmes impératifs que les éviers. Le meuble dans lequel il est encastré aura également les mêmes dimensions et le dégagement au pied que ceux de la cuisine. Sur le bord, une main courante permettra de se tenir et de suspendre les serviettes à faire sécher.

On remplacera les miroirs en verre, trop dangereux, par des miroirs en plastique que l'on utilise dans les avions, aussi réfléchissants, incassables et plus légers. On pourra ainsi disposer de grandes surfaces qui accroîtront le volume apparent du compartiment. Dans le volume situé à côté du lavabo un coffre ouvrant sur le dessus recevra un sac poubelle dans lequel sera placé le linge sale. Au-dessus et derrière la cuvette des w.-c. on pourra disposer une armoire à produits de toilette et des volumes de rangement individuels pour le linge.

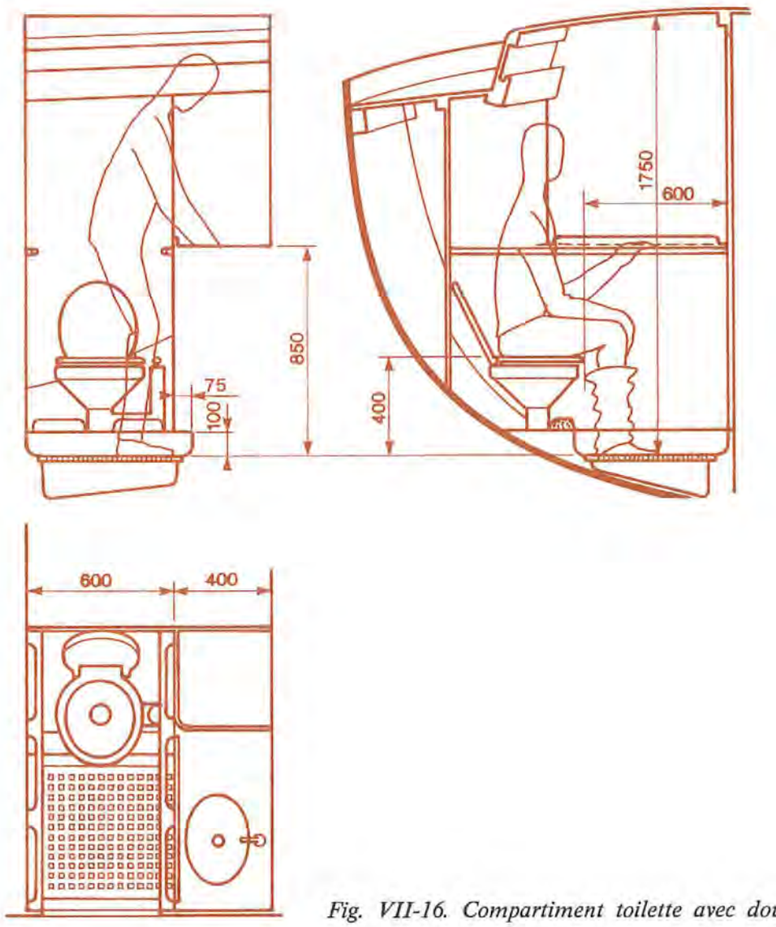


Fig. VII-16. Compartiment toilette avec douche.

Dès que le voilier atteint une dizaine de mètres il est possible de prévoir une douche dans le compartiment toilette. Pour être suffisamment à l'aise il faut disposer d'une surface à hauteur de coude d'au moins 0,60 × 0,60 m, ceci sans gîte, car avec de la gîte il faudra beaucoup plus de largeur. Deux des côtés seront généralement constitués par les parois du compartiment qui seront revêtues de lamifié et pourvues de poignées ; tandis que les deux autres côtés seront protégés par un rideau de plastique coulissant sur un rail au plafond et descendant jusqu'au sol.

Celui-ci sera constitué d'un caillebotis en teck ou d'un plancher ajouré dont les trous seront assez petits pour qu'on ne puisse pas s'y coincer les orteils. Le cadre fixe entourant ce caillebotis sera raccordé aux parois verticales par un congé largement arrondi de même que tous les coins et les angles entre les parois. Le bac de douche

s'écoulera dans un réservoir spécial pour eaux usées et non dans la cale où l'odeur, rapidement insupportable, envahirait tout le bateau. Une pompe sera installée pour la vidange de ce réservoir.

Dès que les dimensions le permettront on fera ouvrir la porte du compartiment vers l'intérieur de celui-ci et du côté opposé au lavabo. Le surbau, en bas de la porte, sera au moins de 0,15 m s'il y a une douche et la porte devra comporter les aérateurs habituels.

Une porte coulissante, extérieure au compartiment, peut être plus facilement réalisée du fait qu'elle se trouve dans un plan longitudinal et sur une paroi dégagée.

L'aération est, on le conçoit aisément, très importante et l'on prévoira ventilateur au plafond et hublot ouvrant. L'éclairage artificiel sera assuré au moins par un tube au-dessus du lavabo.

Si un chauffe-eau à gaz est prévu, il devra impérativement être équipé d'un conduit d'évacuation des gaz vers l'extérieur. Ce conduit doit néanmoins pouvoir être obturé par mauvais temps et un avis parfaitement visible sera placé à côté du chauffe-eau indiquant que celui-ci doit être éteint (y compris la veilleuse) avant la fermeture du conduit et qu'il faut s'assurer de son ouverture avant de l'allumer.

VII-V- COIN NAVIGATION

Comme toujours, la taille du voilier offrira des possibilités différentes de disposition soit transversale – la plus courante – soit longitudinale, sur les grosses unités surtout, mais aussi sur les plus petites où bien souvent c'est la table du carré ou un tiroir coulissant au-dessus d'une couchette qui fera office de table à cartes. L'essentiel de ce module va s'organiser autour de la table à cartes dont le format est lié à celles-ci. Ce format étant, de plus en plus pour les cartes des services officiels le A0 dont les dimensions sont de 1 189 × 841 mm, ce qui plié en deux donne 841× 594, la surface plane utile de la table à cartes devrait donc être normalement d'au moins 0,85 × 0,60 m. Ce devrait être aussi celles des casiers ou tiroirs de rangement.

Sauf sur les petits voiliers, lorsque la table est disposée longitudinalement le navigateur restera debout ou disposera d'une simple sellette ou d'une sangle solide pour se caler à la contre-gîte, dans ce cas le meuble aura une hauteur de 0,80 à 0,85 m et le dessus en sera horizontal. Il sera équipé de tiroirs de rangement et l'on n'oubliera pas le décrochement à la base pour les pieds.

Face à la table transversale, le navigateur sera la plupart du temps assis ce qui n'est pas la position la plus commode pour travailler en haut de la carte et obligera à incliner celle-ci. Pour qu'elle puisse servir à d'autres usages l'abattant qui la recouvre et qui permet d'accéder au casier de rangement des cartes devra pouvoir être tenu solidement relevé en position horizontale.

Les dimensions de l'ensemble devront être soigneusement respectées, en particulier la hauteur entre le siège et le dessous du casier, pour assurer au navigateur le maximum d'aise, le mieux étant de pouvoir travailler assis ou debout. On devra veiller également à ce que la partie engagée sous le passavant soit la moins profonde possible et que la hauteur libre située au-dessus soit suffisante pour pouvoir y travailler sans avoir le nez sur la carte. Il pourra d'ailleurs être bon de capitonner l'angle inférieur de l'hiloire pour éviter les bosses !

Sans aller jusqu'à la table articulée que Tabarly avait installée pour la première fois sur *Pen Duick III*, le siège sera de préférence concave de façon à rester calé à la gîte et il serait bon qu'il puisse se reculer lorsque l'on doit se lever pour travailler en haut de la carte. On voit que ceci est peu compatible avec l'utilisation de la tête d'une couchette de quart.

Il est habituel de munir le pourtour de la table de violons destinés à retenir la carte et les petits instruments mais ils sont très gênants lorsque l'on doit travailler sur le bord et que la règle déborde. C'est pourquoi ces violons devront être amovibles ou remplacés par un auget de 2 ou 3 cm de largeur. La carte sera alors tenue à chaque coin par un petit sandow entourant le plateau de la table et fixé dessous.

Autour de sa table, le navigateur doit avoir à portée de main les ouvrages et les instruments dont il aura besoin. Ces derniers devenant, avec le développement de l'électronique, de plus en plus nombreux requièrent une surface qui devra être largement évaluée et il ne sera possible de réaliser une bonne installation que si tous les instruments sont définis au départ. Pour éviter que les

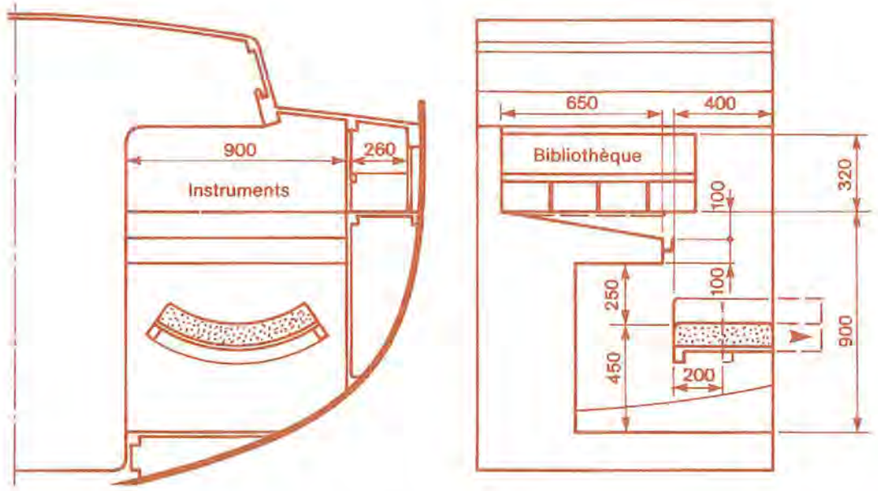


Fig. VII-17. Coin navigateur ; les volumes sous la table et sous la bibliothèque seront aménagés.

connexions qui relient ces instruments à leurs senseurs ou répétiteurs ne constituent un écheveau dangereusement exposé, il est préférable de les cacher dans un double fond, mais celui-ci doit être facilement accessible. Une bonne solution consiste alors à encastrer ou à fixer les boîtiers des instruments sur un panneau monté sur charnière et placé en avant d'une cloison. On peut également utiliser le principe des racks des armoires métalliques. Il ne faut pas oublier cependant que certains appareils comme les émetteurs-récepteurs de radio demandent une bonne ventilation.

Les petits instruments, crayons, gommes, compas, règles trouveront leur place dans des supports individuels ou dans un plumier aménagé. Sextants et calculatrice auront également leur propre emplacement prévu dans un tiroir tandis que compas de relèvement et jumelles seront placés à portée de main (mais pas à portée de tête !) dans leur support habituel.

Les ouvrages seront placés dans une bibliothèque dont la profondeur sera de 0,26 m et la hauteur de 0,31 m pour recevoir les plus grands ouvrages, éphémérides nautiques et tables HO. Sur la longueur, elle sera divisée par de petites cloisons espacées de 10 à 15 cm montant à mi-hauteur afin que les livres ne puissent se coucher. Une barre frontale amovible placée à la même hauteur les retiendra. Le fond de la bibliothèque sera bien sûr vaigré pour protéger les livres de la condensation.

Le mal de mer guette toujours le navigateur enfermé dans son coin et, même non déclaré, il est souvent à l'origine des erreurs que l'on commet, c'est pourquoi cet emplacement doit être bien ventilé. D'autre part le navigateur doit pouvoir communiquer facilement avec le barreur ; cela sera facilité par la présence d'un hublot ouvrant dans la face arrière du rouf.

De nuit, le navigateur est appelé à passer souvent de sa table à l'extérieur, il faut donc que l'éclairage soit adapté à la vision nocturne. Pour cela la lampe montée au bout d'un flexible sera rouge et un réhostat permettra d'en régler l'intensité.

VII-VI RANGEMENTS

Plus l'espace est réduit, plus les problèmes de rangement deviennent cruciaux et doivent faire appel à l'imagination et à la logique.

Selon les produits ou matériels à ranger on pourra distinguer :

- ceux qui ne craignent ni l'humidité ni le confinement ;
- ceux qui ne craignent pas l'humidité mais demandent une bonne aération ;
- ceux, enfin, qui craignent l'humidité et le manque d'air.

Les premiers sont représentés essentiellement par les vivres de réserve en boîtes, bouteilles ou emballages étanches. Ils trouveront leur place dans les fonds ou sous les couchettes. Ces volumes, parfois assez vastes, seront divisés afin de limiter les déplacements possibles de la cargaison et des moyens d'arrimage seront prévus car il n'y a rien de plus agaçant que des boîtes de conserve ou des bouteilles roulant à chaque mouvement du bateau.

Parmi les produits ne craignant pas (ou pas trop) l'humidité mais demandant une bonne aération on trouvera tout d'abord les vivres frais. Pour ceux-ci le meilleur rangement est constitué par des paniers en plastique ou en fil métallique inoxydable ou plastifié, glissés dans un compartiment largement ouvert. Attention seulement à ce qu'ils soient verrouillés à leur place et qu'une grille placée au ras du dessus empêche le contenu de s'échapper.

Il s'agit aussi des produits dangereux, carburants divers, dégraissants, peintures qui, protégés par leur emballage peuvent néanmoins être sujets à des fuites ou des émanations créant des risques d'explosion, d'incendie ou d'intoxication. Ils devront être stockés à l'extérieur des emménagements, dans des coffres parfaitement isolés de ceux-ci et de toute source de chaleur. Ceux-ci devront répondre aux mêmes prescriptions que les coffres recevant les bouteilles de gaz* et les récipients devront être solidement arrimés.

Autres objets ne craignant pas l'humidité mais demandant une bonne aération : les vêtements de mer, les cirés et bottes. Un volume spécifique devra leur être consacré à proximité immédiate de la descente. Comme de plus ils sont souvent encombrants cela ne sera souvent réalisable que sur des unités de grande taille. La hauteur disponible devra atteindre 1,30 m pour un pantalon montant et jusqu'à 1,60 m pour une combinaison. Les bottes, dont la hauteur est de

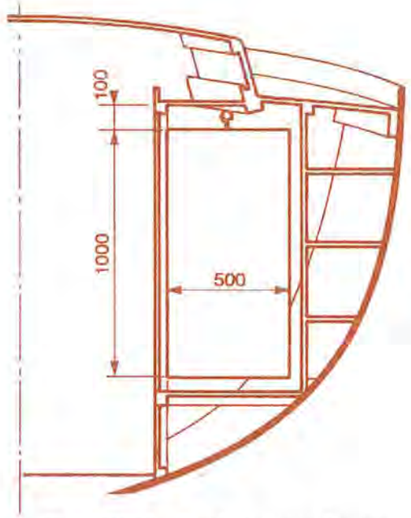


Fig. VII-18. Penderie pour housse.

0,45 m environ, posées à l'envers sur un ratelier, trouveront place sous les vestes (1 m à 1,10 m). Pour sécher plus facilement, ces vêtements devront être placés sur des cintres ce qui entraînera un supplément de hauteur de 0,20 m et nécessitera une profondeur d'au moins 0,50 m. La chaleur n'est pas à craindre, à condition qu'elle soit modérée et surtout que les vêtements ne puissent venir au contact d'un point chaud tel qu'une bouche de chaleur par exemple si le voilier est équipé d'un chauffage.

Les objets qui craignent à la fois l'humidité et le manque d'aération sont représentés essentiellement par les vêtements autres que ceux de mer, les effets personnels, les livres, objets de loisirs, etc.

Pour les vêtements à suspendre, la penderie devra pouvoir recevoir les housses en plastique ou les sacs dans lesquels ils seront protégés. Les hauteurs courantes sont de 1 m et 1,30 m, auxquelles il faut ajouter 10 cm pour la barre d'accrochage, pour une profondeur de 0,50 m et une largeur variable de 0,25 à 0,40 m (fig. VII–18). Elles seront immobilisées pour éviter toute usure par frottements consécutifs aux mouvements du bateau.

* Voir chapitre VIII

Des tiroirs seront nécessaires pour les vêtements rangés à plat, chemises, pull-overs, sous-vêtements, etc. Le fond de ceux-ci devra être perforé et l'ensemble de la penderie sera vaigré. La porte sera largement ajourée en haut et en bas pour laisser l'air circuler librement.

En dehors de quelques objets que l'on désire conserver immédiatement sous la main et qui pourront trouver place dans des équipets ouverts, ou des livres qui seront placés dans des rayonnages analogues à ceux décrits pour les ouvrages du navigateur, la majorité des objets devront être rangés dans des équipets fermés. Ceux-ci sont vaigrés, leur fond perforé et les portes pourvues de trous d'aération. Une solution très efficace et agréable à l'œil consiste à réaliser la porte dans un cadre fermé par un cannage. Les fermetures de ces portes seront toujours positives (sauf pour les portes coulissantes) et l'on rejettera systématiquement celles qui sont dissimulées derrière un trou à travers lequel il faut passer le doigt. Elles sont responsables de trop de doigts cassés. Néanmoins, elles ne doivent pas être trop prohéminentes, ce qui serait aussi dangereux et pourrait inciter à s'y retenir sur un coup de gîte. Les étagères intérieures seront munies d'une bordure de quelques centimètres pour retenir les petits objets.

D'autres objets nécessiteront des rangements spécifiques. C'est par exemple le cas de l'outillage et des pièces de rechange diverses. Toutes ces pièces craignant la rouille devront être abondamment graissées. Un certain nombre de tiroirs leur seront donc réservés et au besoin aménagés pour recevoir des caisses à outils et des boîtes à casiers. Sur les plus grandes unités, un coin atelier avec établi pourra être aménagé.

Le rangement des voiles est un des points noirs de la plupart des voiliers de course comme de croisière. Pour ces derniers, deux systèmes peuvent être employés. Si le poste avant est libre de couchettes ce sera l'endroit idéal, mais un coffre dans le cockpit permettra de placer en attente un ou deux sacs correspondant à des voiles dont on peut avoir besoin rapidement, ou celle que l'on viendra de retirer ce qui évitera de devoir traverser tout le bateau en catastrophe si une réduction rapide s'impose ou d'y traîner une voile mouillée. L'ouverture de ce coffre sera assez grande pour offrir un passage facile des sacs et son fond sera muni d'une claie afin qu'une voile mouillée posée en vrac puisse y sécher plus facilement. Quelques pitons permettront d'attacher les glènes des écoutes.

Si le poste avant n'est pas libre, tous les sacs devront trouver place dans le coffre du cockpit

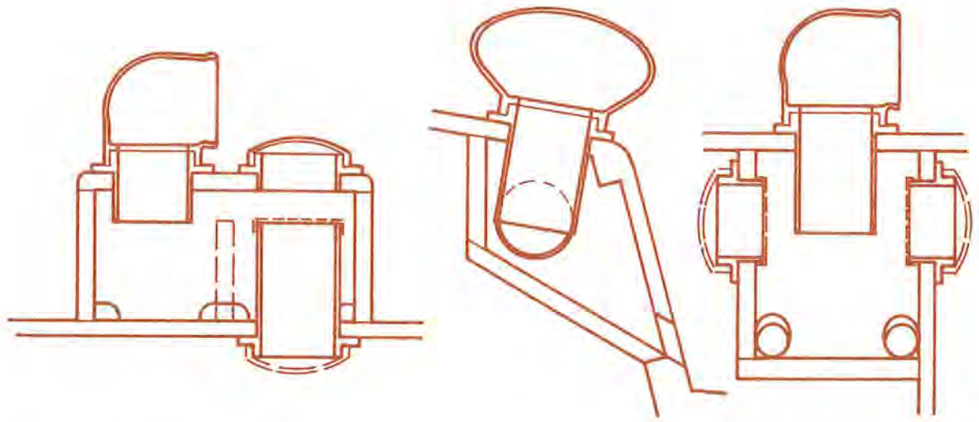


Fig. VII-19. À gauche, aérateur type Dorade ; une autre embase de manche à air est prévue au-dessus du conduit intérieur pour un montage en direct lorsque l'on est au port ; le conduit intérieur est équipé d'une moustiquaire et d'un bouchon. À droite, aérateur intérieur donnant sur deux compartiments ; les sorties sont équipées d'une moustiquaire et d'un bouchon.

dont le volume deviendra bien sûr plus important ou, ce qui est mieux, dans plusieurs coffres indépendants.

VII-VII-AÉRATION

Tout au long de ce chapitre nous avons insisté sur l'importance de la circulation de l'air à l'intérieur du bateau, encore faut-il que cet air puisse trouver son chemin vers l'extérieur, tant pour entrer que pour sortir. Ceci, indispensable même sur les plus petits voiliers, pour la qualité de la vie à bord et la durée de la coque et des équipements, est malheureusement trop souvent sacrifié par les chantiers.

Les panneaux de pont qui doivent rester fermés lorsque le bateau est sans occupant ou que le temps ne permet pas de les ouvrir ne peuvent constituer qu'un élément d'appoint et un circuit d'air permanent doit impérativement être prévu. Ce circuit doit comporter des entrées et des sorties dont le rôle pourra être inversé selon l'orientation du vent relatif. La principale difficulté de réalisation des aérateurs réside dans le fait qu'ils doivent laisser entrer l'air mais pas les embruns ni la pluie. Les seuls systèmes valables sont donc ceux à chicanes, qu'ils constituent un ensemble autonome comme les aérateurs Tannoy ou Dorade* ou intégrés à la construction. La figure VII–19 représente le principe du modèle d'origine et un exemple de son application à un aérateur intégré. Pour être efficaces le diamètre des conduits doit être d'au moins 100 mm. Une manche à air orientable doit être placée sur l'entrée et celle-ci et (ou) le conduit intérieur doivent pouvoir être obturés. Ce dernier sera également pourvu d'une moustiquaire. La section totale des trous d'évacuation doit être au moins égale à celle du conduit. Les aérateurs seront disposés par paire soit longitudinalement (avant et arrière), soit transversalement (sur les deux côtés du rouf).

Les coffres isolés des emménagements ne pourront bénéficier de la circulation d'air générale et il sera parfois nécessaire de leur assurer une aération spécifique par des louvres ou des aérateurs en haut des hiloires et par une communication entre les deux bords, à la base.

* Attention, Dorade n'est pas une marque mais le nom du premier voilier, dessiné par O. Stephens sur lequel ils furent installés.

VII-VIII DÉCORATION INTÉRIEURE

Sans vouloir jouer les stylistes, l'architecte doit être capable de concevoir ou de conseiller une décoration intérieure adaptée au goût du futur propriétaire et au programme du voilier. S'agissant de goûts et de couleurs l'approche sera forcément personnelle mais il existe néanmoins un certain nombre de règles de base qui éviteront des erreurs grossières. Il est bien évident qu'en l'occurrence la réflexion ne pourra guère s'exercer sur les volumes, leurs proportions ou leur équilibre, car ils sont par trop tributaires de considérations pratiques, structurelles et fonctionnelles. On remarquera cependant que la symétrie des volumes apporte calme et équilibre tandis que la dissymétrie entraînera tension et malaise. D'autre part en limitant les volumes en hauteur de façon à laisser visible le haut de la coque, on préservera le maximum d'espace visuel. Cette réflexion concernera donc essentiellement l'apparence que l'on voudra donner à ces volumes par le jeu des couleurs et des lignes.

On soulignera les lignes horizontales pour allonger les surfaces et reposer l'œil tandis que les lignes verticales accroîtront l'impression de hauteur au détriment de la largeur et donneront du dynamisme.

Éviter surtout les lignes croisées, les carrées qui procurent une impression de tension qui peut devenir angoissante.

Les couleurs sombres, les grandes surfaces de bois verni foncé rapetissent le volume surtout si l'éclairage est faible. Par contre elles reposent l'œil lorsque l'éclairage est violent. Elles sont donc bien adaptées à des intérieurs éclairés par de grandes baies et dans les régions très ensoleillées mais on préférera les vernis satinés aux brillants.

Dans les régions moins ensoleillées, les intérieurs clairs réfléchiront et diffuseront la lumière qui provient toujours, dans un intérieur de voilier, d'une multitude de sources. Ils donneront de plus une impression d'espace élargi. Mais pour ne pas aplatir les volumes et perdre tout relief, les différents plans des cloisons et des parois seront soulignés de bordures en bois verni ou de filets peints. De plus on n'utilisera jamais le blanc pur, trop « médical », et l'on évitera les peintures brillantes aux reflets violents. D'autre part, dans la même recherche d'espace visuel qu'avec la répartition verticale des volumes on respectera un étagement des couleurs partant des plus sombres au sol vers les plus claires au plafond.

Les couleurs des tissus des coussins ou des rideaux doivent bien sûr être assorties à celles de l'intérieur. Les couleurs chaudes, brun, roux, beige, supporteront mieux les couleurs froides des éclairages septentrionaux, mais le jaune virera au vert. Plus on descendra vers le sud plus il sera facile d'adopter des couleurs froides et denses.

Un intérieur de couleur claire réfléchira celle des tissus, il faudra donc se méfier des blancs cassés de jaune ou de rouge avec des couchettes bleues, le reflet prendra une dominante verte ou mauve. Avec des tissus rouges, le blanc deviendra rose.

Les couleurs qui conviennent le mieux sur un voilier sont le brun, le rouge, certains verts tirant sur le bleu, le blanc. Le bleu est reposant et tranquillisant, le vert est frais, le rouge est statique et donne une impression de tension.

Pour les tissus, on évitera les grands motifs ou les chamarrés et ce d'autant que les surfaces sont petites et leur environnement chargé. Par contre la tache de couleur vive et contrastée d'un coussin ou d'une tapisserie rompra la monotonie d'une surface unie ou d'un motif diffus. Mais la discrétion doit rester de rigueur et le nombre de ces points d'attraction de l'œil réduit au minimum.

La matière et la texture des tissus auront leur importance dans la décoration surtout par leur qualité à supporter les traîtements sévères et leur toucher. La laine ou le coton traités, les acryliques réuniront le mieux ces qualités. Le style « yacht », bois verni, blanc et bleu n'est plus aujourd'hui systématique même s'il reste classique et bien d'autres accords de couleurs sont possibles. On évitera cependant les couleurs ou les oppositions criardes, souvent génératrices de mal de mer.

VIII

ÉQUIPEMENT

Aujourd'hui, l'équipement d'un voilier tend de plus en plus à se rapprocher de celui d'une habitation terrestre, malheureusement les conditions particulières du milieu marin créent des contingences techniques sans aucune mesure avec celles habituelles et pour chaque type d'équipement il est nécessaire de faire appel à des matériaux ou des installations spécifiques.

VIII–I ÉLECTRICITÉ

C'est sans doute dans ce domaine que les remarques préliminaires s'appliquent le plus. Le nombre des instruments et des appareils utilisant l'électricité ne cesse de se développer, augmentant sans cesse les besoins en énergie électrique et demandant des installations de plus en plus sophistiquées. On constate malheureusement trop souvent que la qualité de celles-ci ne progresse pas à la même vitesse. L'architecte doit donc être conscient de l'importance des spécifications qu'il fournira afin de ne pas laisser au constructeur une initiative trop large dans un domaine qu'il ne maîtrise pas toujours parfaitement.

VIII–I–1. RAPPEL DE QUELQUES DÉFINITIONS

À l'exception de très grosses unités, le courant électrique utilisé à bord est le courant continu à très basse tension (< 50 V), nous ne considérerons donc que les définitions qui le concernent. Nous avons vu au chapitre sur la corrosion que, par convention, on admet que le courant va du pôle positif au pôle négatif dans le circuit extérieur au générateur.

L'intensité du courant I, c'est-à-dire la force électrodynamique qu'il développe, s'exprime en ampères (A).

La quantité d'électricité transportée par un courant s'exprime en ampères-heure (Ah).

La chute de potentiel U, entre les deux bornes d'un consommateur de courant définit une différence de potentiel (d.d.p.) ou tension électrique qui se mesure en volts (V).

La puissance correspondante P, est le produit de l'intensité par la d.d.p., $P = U \cdot I$, qui s'exprime en watts (W).

Quant à l'énergie fournie par un générateur ou consommée par un appareil, elle se mesure en joules (J) correspondant à la puissance en watts par seconde. Plus couramment on utilisera le watt-heure (Wh) égal à 3 600 joules.

Enfin, tout conducteur offre une résistance au passage du courant, variable selon sa nature et ses dimensions.

Cette résistance $R = \rho \cdot l/s$ avec :
R : résistance en ohms (Ω) ;
ρ : résistivité du conducteur en Ωm ;
l : longueur du conducteur ;
s : section du conducteur.

La loi d'Ohm définit la différence de potentiel en fonction de l'intensité du courant et de la résistance du conducteur : $U = R \cdot I$

Des résistances montées en série, c'est-à-dire en succession, s'ajoutent : $R_t = R_1 + R_2 ... + R_n$ tandis que pour des résistances montées en parallèles on a : $\frac{1}{R_t} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} ... + \frac{1}{R_n}$

VIII–I–2. CHOIX DE LA TENSION

La quasi totalité des voiliers sont équipés aujourd'hui en 12 V pour la simple raison que le matériel très basse tension que l'on trouve dans

le commerce en France, des batteries aux éclairages, est prévu pour cette tension. Or il serait intéressant, au niveau des circuits, d'utiliser des tensions plus élevées comme le 24 V ou le 32 V car les pertes dans les conducteurs et les contacts seraient diminuées ce qui permettrait de réduire la section des premiers (voir chapitre VIII-I–7) et d'augmenter la fiabilité des seconds.

VIII–I–3. BILAN ÉLECTRIQUE

La première chose à connaître avant de concevoir une installation électrique est le besoin, aussi proche que possible de la réalité, en courant électrique. Pour cela on établira une liste de tous les appareils avec leur consommation horaire et leur durée d'utilisation en 24 h, on en tirera leur consommation unitaire et totale en 24 h. Le tableau ci-dessous en donne un exemple.

La capacité de la batterie sera au moins égale à 1,4 fois la quantité nécessaire soit dans notre exemple 76 × 1,4 = 106,4 Ah. On pourra donc prendre une batterie Valéo ou Fulmen de 105 Ah.

Pour la batterie de démarrage du moteur, le calcul sera différent car le choix sera déterminé en priorité par le courant d'appel du démarreur. On choisira donc celle-ci en fonction de l'intensité maxi admissible sur 5 mn en prenant un coefficient 3 par rapport à la puissance indiquée pour le démarreur. Prenons un exemple.

Le Nannidiesel 4.180 de 31 kW est équipé d'un démarreur de 1,8 kW soit 150 A. Avec un coefficient 3 il faudra que la batterie puisse fournir une intensité sur 5 mn de 450 A. Ce qui correspondrait environ à une capacité de 120 Ah sur 20 h.

La courbe de la figure VIII–I donne à titre indicatif, la capacité moyenne C_{20} de la batterie

TABLEAU VIII-I
EXEMPLE DE BILAN ÉLECTRIQUE D'UN VOILIER DE 11 m

Appareils	Puissance	Durée d'utilisation journalière	Consommation sur 24 h
Feu tricolore (sous voile)*	10 W	8 h	80 Wh
Projecteur de mât	35 W	3 h	105 Wh
Éclairage compas	5 W	8 h	40 Wh
Table à cartes	6 W	1 h	6 Wh
Éclairage carré	20 W	3 h	60 Wh
Veilleuses couchettes	4 × 6 W	1 h	24 Wh
Éclairage cuisine	20 W	2 h	40 Wh
Éclairage toilette	6 W	1 h	6 Wh
Récepteur radio	3 W	4 h	12 Wh
Girouette anémomètre	0,2 W	24 h	4,8 Wh
Sondeur	3 W	1 h	3 Wh
Pilote automatique	40 W	12 h	480 Wh
Eau sous pression	36 W	1/6 h	6 Wh
Chauffage	40 W	1 h	40 Wh
Ventilation	6 W	1 h	6 Wh
			912,8 Wh

soit, en 12 V, une quantité d'électricité consommée de 76 Ah sur 24 heures.

* On ne compte pas les feux de navigation utilisés lors de la marche au moteur, bien qu'ils consomment plus que le feu tricolore, car la batterie est alors en charge. De même on ne tient pas compte du feu de mouillage utilisé en alternance avec les feux de navigation et qui a la même puissance.

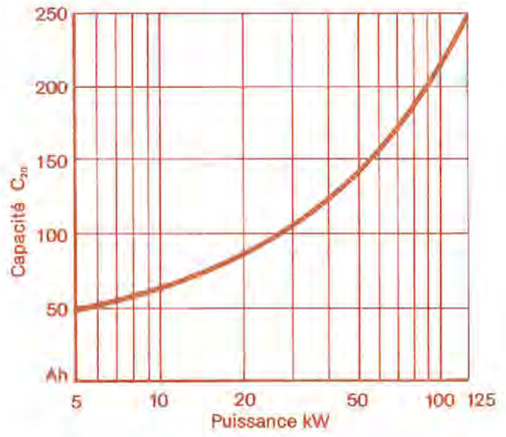


Fig. VIII-1. Capacité C_{20} des batteries de démarrage en fonction de la puissance des moteurs Diesel.

en fonction de la puissance des moteurs Diesel. Pour un moteur à essence la capacité pourra être inférieure de 30 à 40 % environ.

Lorsque la capacité devient élevée on se trouvera parfois dans l'impossibilité de trouver une batterie assez grosse et sa manipulation risque de présenter de sérieuses difficultés, on sera alors amené à fractionner la capacité en plusieurs batteries montées en parallèle et constituant un parc. Cette solution est cependant à éviter dans toute la mesure du possible. On verra le câblage de ces batteries au paragraphe suivant.

VIII–I–4. CONSERVATION DE L'ÉNERGIE

Sur un voilier l'énergie électrique est conservée par les batteries d'accumulateurs. Celles-ci ont fait de grands progrès ces dernières années par l'adoption de nouveaux alliages de plomb, de bacs en matière plastique (polypropylène) incassables et plus légers et l'on a vu apparaître des modèles dits étanches et sans entretien ne présentant pas de risque de déversement d'électrolyte et ne nécessitant qu'un contrôle épisodique ou nul de celui-ci. Ces batteries semblent donc tout indiquées pour l'usage à bord des voiliers. Cependant il est apparu que si l'on descend en deçà d'un certain niveau de décharge (qui se situerait autour de 75 %) la recharge ne s'effectue plus totalement à chaque cycle et baisse régulièrement jusqu'à rendre la batterie inutilisable. Des progrès sont à venir sur ce plan et en attendant il faudra veiller à ne pas descendre en dessous de la décharge maximum autorisée.

D'autres types de batteries peuvent être utilisés : à électrolyte gélifié (ne convient pas pour le démarrage des moteurs) ou alcalines (cadmium-nickel). Leur prix est plus élevé que celui des batteries au plomb sans entretien dont elles ont les mêmes avantages avec, en plus pour les alcalines, une plus grande aptitude à supporter des cycles charge-décharge rapides et de grande ampleur.

La capacité nominale d'une batterie est généralement donnée pour une décharge étalée sur 20 h, c'est la capacité C_{20}. On indique parfois aussi une capacité sur 10 h, C_{10}. Il est nécessaire également, pour les batteries de démarrage, de connaître l'intensité maxi sur 5 mn et l'intensité maxi admissible sur 1 sec.

Les batteries (à l'exception de celles à électrolyte gélifié) doivent être placées dans un bac étanche pour retenir les débordements éventuels d'électrolyte. Il sera doublé de plomb, en résine armée ou en matière plastique résistant aux acides pour les batteries classiques, en acier ou en matière plastique résistant aux bases pour les batteries alcalines.

On ne le placera surtout pas dans le compartiment moteur où la chaleur dégagée serait on ne peut plus néfaste aux performances des batteries et à leur durée de vie, non plus qu'à proximité des réservoirs à combustible où une étincelle pourrait provoquer explosion ou incendie. Néanmoins, les batteries seront situées le plus près possible du moteur pour la batterie de démarrage, et du tableau principal pour celle de servitude afin de réduire la longueur des conducteurs devant transporter de fortes intensités.

Une ventilation sera prévue pour permettre l'évacuation de l'hydrogène dégagé en fin de charge ; elle devra déboucher à l'extérieur si la capacité des batteries logées dans le même compartiment dépasse 6 000 kW.

Il est toujours tentant de placer aussi bas que possible le poids des batteries, néanmoins il ne faudra pas oublier qu'elles ne supportent pas l'eau, ce qui interdit de les placer dans les fonds, afin qu'en cas d'envahissement elles restent protégées le plus longtemps possible pour pouvoir démarrer le moteur, les pompes et au besoin lancer un appel radio.

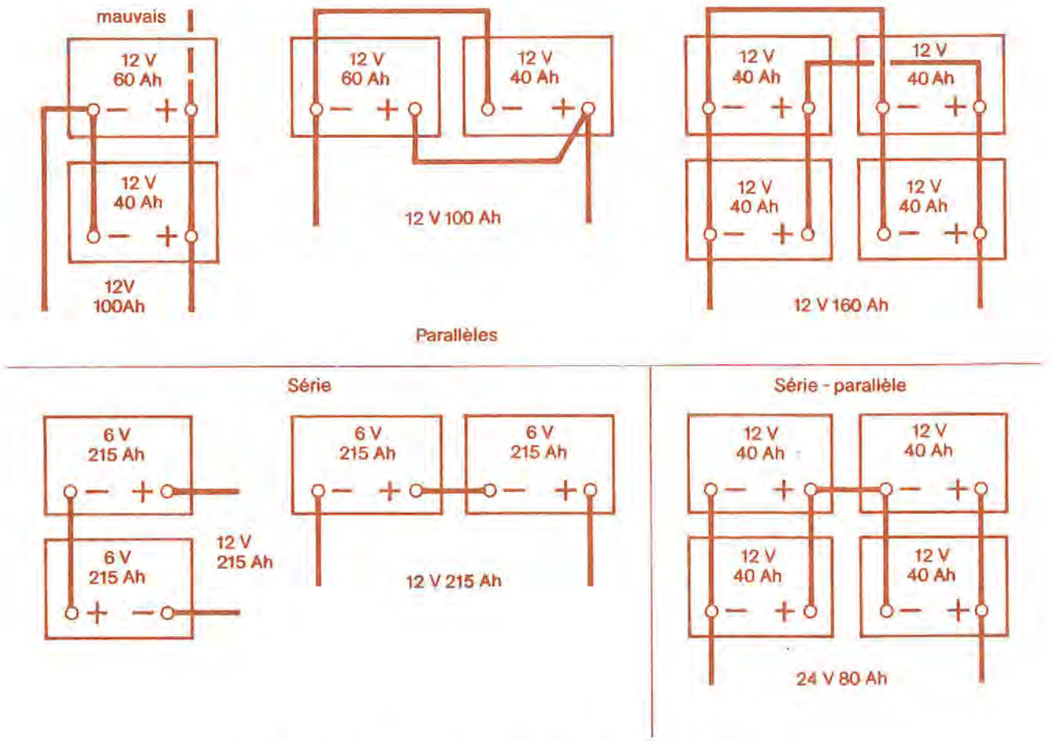


Fig. VIII-2. Différents types de branchements de batteries.

Les batteries sont lourdes et leur fixation doit être parfaitement assurée pour éviter tout désarrimage en cas de forte mer ou de chavirage. On placera au-dessus une grille en plastique pour que la chute d'un objet métallique ne puisse provoquer un court-circuit.

Sauf sur les petits voiliers où la puissance des moteurs et le bilan électrique sont faibles, il sera toujours préférable de prévoir des batteries et des circuits séparés pour le démarrage et les besoins du bord.

Lorsque, pour obtenir la tension ou la capacité requises on est amené à relier plusieurs batteries, le branchement de celles-ci se fera en série dans le premier cas, en parallèle dans le second. En série on ne doit brancher que des batteries de capacité égale et de même modèle, la tension totale sera la somme des tensions unitaires, la capacité restant égale. Ainsi deux éléments de 6 V 215 Ah en série donneront 12 V et 215 Ah. Mais le montage en série devra être évité dans toute la mesure du possible car la résistance interne des différents éléments peut évoluer ce qui entraînerait des pertes.

Dans un montage en parallèle, la tension reste égale mais la capacité est la somme des capacités unitaires qui peuvent être différentes. Deux éléments de 12 V, l'un de 40 Ah et l'autre de 60 Ah donneront 100 Ah sous 12 V.

La figure VIII–2 donne quelques exemples de branchements tenant compte de l'équilibrage des batteries les unes par rapport aux autres et du nombre de connections. Chacun introduisant une résistance, il est essentiel que leur nombre soit le même pour chaque batterie et que les câbles assurant les liaisons en série soient de même section que ceux de branchement.

Le branchement sur les bornes des batteries se fera avec des cosses standard soudées sur du câble multibrin de section $s_{mm^2} \geqslant c \,.\, I_{1sec} \,.\, L$, avec :

c : 0,05 en 12 V, 0,025 en 24 V* ;
I_{1sec} : intensité admissible en 1 seconde $\approx 8 \times C_{20}$;
L : longueur totale des câbles positif et négatif en mètres.

Cette formule sera également applicable aux câbles de liaison avec le démarreur.
Exemple : Pour U = 12 V, C_{20} = 100 Ah et L = 2 m, on aura :
$I_{1sec} = 8 \times 100 = 800$ et
$s \geqslant 0{,}05 \times 800 \times 2 = 80$ mm²

À l'autre extrémité des câbles, seront serties et soudées des cosses en cuivre étamées. N'utiliser que des cosses fermées afin d'éviter tout risque d'échappement en cas de desserrage. Ces câbles sont reliés directement à un coupe-batterie bipolaire. Lorsqu'à la sortie de celui-ci plusieurs câbles doivent être connectés il sera nécessaire de prévoir des « bus »** c'est-à-dire des barres de cuivre montées sur isolateurs et portant une série de trous taraudés munis de vis recevant les cosses des différents câbles. Quelques vis supplémentaires seront laissées en attente. Cet ensemble, dont le montage est pratiquement définitif, sera, ainsi que l'extérieur des cosses de batterie, peint avec une peinture polyuréthanne pour éviter la corrosion et placé dans une boîte en plastique pour éviter tout risque de court-circuit.

VIII–I–5. RECHARGE DES BATTERIES

La dynamo utilisée autrefois pour produire du courant continu a aujourd'hui pratiquement partout cédé la place à l'alternateur marine équipé d'un redresseur-régulateur statique (à composants électroniques) incorporé et antiparasité qui délivre un courant continu adapté à l'état de charge de la batterie.

L'alternateur fourni avec le moteur sera rarement suffisant pour le bilan électrique total et il sera nécessaire d'équiper le moteur soit d'un modèle plus puissant, soit de deux alternateurs. Cette dernière solution assure une plus grande fiabilité si des systèmes de couplage ou de répartition de charge sont prévus.

* Ces coefficients sont valables pour une perte de tension de 3 % ; pour d'autres valeurs de perte c = 0,018/p, p étant la perte admise en volts.
** Contraction de « barre-omnibus ».

Pour calculer la puissance nécessaire on définira tout d'abord la durée journalière de fonctionnement du moteur : 4 h par exemple.

Connaissant la capacité de la batterie domestique définie par le bilan électrique on divisera celle-ci par la moitié de la durée de fonctionnement du moteur. Ainsi pour notre batterie de 105 Ah il faudra un alternateur de 105/2= 52,5 A. Celui fourni par le Nannidiesel 4.180 étant de 55 A sera suffisant. Ce ne serait pas le cas si le voilier était équipé d'un radar, d'un réfrigérateur électrique et autres gros consommateurs d'énergie ou si l'alternateur d'origine était moins puissant.

Les catalogues des fabricants comme Valéo fournissent tous les éléments nécessaires au calcul des poulies d'entraînement et au montage des alternateurs sur le moteur.

Lorsque l'on équipe un voilier de plusieurs parcs de batteries il est indispensable de pouvoir coupler ceux-ci en cas de défaillance de l'un d'eux ou lorsque le système de charge est commun, il est en effet préférable qu'en fonctionnement normal les différents parcs restent indépendants.

Dans le cas d'un seul chargeur et de deux parcs de batteries on aura recours à un coupleur qui permettra les combinaisons suivantes (fig. VIII–3) :
position 0 ou « off » : circuit d'utilisation coupé ;
position 1 : charge de batterie 1 ;
position 2 : charge de batterie 2 ;
position 1 + 2 ou « both » : batteries en parallèle.

Ce coupleur devra être du type « sans coupure à la manœuvre » afin qu'il n'y ait aucune interruption du circuit d'excitation de l'alterna-

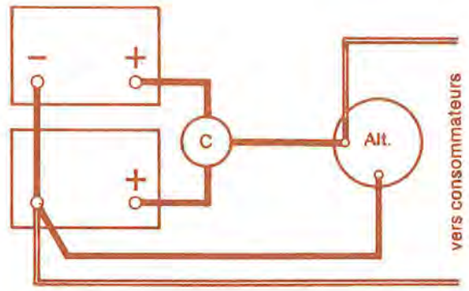


Fig. VIII-3. Schéma du circuit de charge de deux parcs de batteries par un alternateur avec un coupleur.

teur ce qui provoquerait la destruction des diodes du redresseur.

Les câbles reliant l'alternateur au coupleur et aux « bus » des batteries devront avoir une section : $s \geqslant c \cdot I_{alt} \cdot L$ avec :
c : 0,1 en 12 V, 0,05 en 24 V.
I_{alt} : débit maximum de l'alternateur ;
L : longueur totale des câbles positif et négatif en mètres.
Exemple : U = 12 V, I_{alt} = 55 A, L = 2 m
$s \geqslant 0{,}1 \times 55 \times 2 = 11$ mm²

Lorsque l'installation comportera plus d'un alternateur ou plus de deux parcs de batteries, on aura recours à un répartiteur de charge qui assurera automatiquement l'équilibre des charges et décharges entre les sources d'alimentation et les consommateurs tout en assurant leur protection. Valéo-Marine propose une série de modèles pour toutes les combinaisons possibles de chargeurs et de parcs de batteries et toute une gamme de puissances, jusqu'à 160 A par borne sans chute de tension.

D'autres sources peuvent être utilisées à bord d'un voilier pour assurer la production d'énergie électrique et la recharge des batteries. Nous les passerons rapidement en revue, renvoyant le lecteur aux références bibliographiques en fin de chapitre pour plus de détails.

VIII–I–5.1. Alimentation à quai et chargeurs

Avec le développement des marinas où il est possible de se brancher directement sur le secteur 240 V ~ se développent des systèmes de recharge mobiles ou fixes, ces derniers constituant pratiquement une alimentation mixte.

Un simple chargeur de batterie d'automobile constituera un matériel mobile suffisant. Il est bon cependant de lui prévoir une installation semi-fixe afin de le protéger de l'eau et des chocs tout en restant facile à surveiller. Une prise d'ampérage convenable le reliant par des conducteurs fixes aux bornes des batteries sera préférable aux classiques câbles volants avec cosses.

Un chargeur automatique peut permettre non seulement la recharge des batteries mais aussi l'alimentation directe lorsque cette recharge est terminée. Il est relié aux « bus » par des câbles fixes et à l'extérieur par une prise mâle étanche bipolaire plus terre. La sécurité de la liaison avec le quai est assurée soit par un transformateur d'isolement, soit par un disjoncteur différentiel, soit par les deux. Dans le cas d'un transformateur d'isolement la mise à la masse est différente selon sa construction. On peut trouver en effet des transformateurs dont l'armature est reliée à la terre du secteur auquel cas il n'y a pas de liaison avec la masse du bateau. Par contre il y a des transformateurs dont l'armature est reliée au boîtier, et dans ce cas l'ensemble est relié à la masse du bateau mais pas à la terre. D'autres enfin où le secondaire, et parfois l'armature, sont reliés à la masse du bateau mais pas à la terre.

Avec un disjoncteur, la masse du bateau et la terre sont toujours reliées sauf si un transformateur d'isolement est monté après le disjoncteur ce qui ramène au cas précédent.

Les mêmes précautions sont à prendre pour les circuits intérieurs en 240 V ~ que l'on trouve sur les grosses unités. De plus leurs prises doivent être d'un brochage différent de celui du circuit très basse tension pour qu'il n'y ait aucun risque d'erreur de branchement.

VIII–I–5.2. Les groupes électrogènes

Faire fonctionner un moteur de 31 kW pour entraîner un alternateur de 0,72 kW n'est bon ni pour le rendement ni pour le moteur lui-même, le diesel n'aimant pas fonctionner sans charge suffisante. Le groupe électrogène indépendant s'impose donc dès que le bilan électrique devient important et surtout que la taille du voilier permet de disposer d'une « salle des machines » pouvant recevoir quelques auxiliaires en plus du moteur. On choisira impérativement un groupe utilisant le même carburant que le moteur de propulsion afin de simplifier l'installation et surtout d'éviter tout risque de mélange indésirable. Il entraînera bien sûr un alternateur de préférence à une dynamo. Son installation répondra aux mêmes conditions que celles du moteur principal et on veillera particulièrement à la solidité de sa fixation et à son accessibilité. J'ai un souvenir douloureux d'un Meltem où, pour changer les charbons de la dynamo il fallait déposer tout le groupe plaqué dans un coin de la salle des machines.

Le groupe électrogène fixe doit posséder son propre tableau de contrôle et son régulateur de charge.

Un petit groupe portable est une bonne précaution. En fonctionnement, il sera toujours installé à l'extérieur sur un plan horizontal car son échappement se fait directement dans l'atmosphère et il ne supporte pas de fortes inclinaisons. Au repos il sera arrimé dans un coffre approprié et protégé de l'humidité et des chocs. Ces groupes fournissent soit du courant « secteur » 110 ou 220 V ~ 50 ou 60 Hz soit de la très basse tension, généralement 12 V=. Mais, comme ils ne sont pas munis d'un régulateur de charge, ils nécessitent une surveillance attentive des batteries si on les utilise en charge directe. Le mieux est de leur faire alimenter en 220 V, par la prise de quai, un chargeur automatique qui assurera tous les contrôles nécessaires.

VIII–I–5.3. Alternateurs de ligne d'arbre, générateurs de traînée, éoliennes et panneaux solaires

Ces équipements qui ont connu une grande vogue et des progrès certains sous l'impulsion des grandes courses au large où l'utilisation du moteur était prohibée, doivent être considérés, à mon avis, comme des moyens d'entretien des batteries plus que comme de véritables producteurs d'énergie compte tenu des sujétions qu'ils imposent pour un prix qui reste élevé et un rendement faible.

VIII–I–6. LES CIRCUITS DU MOTEUR

Le moteur de propulsion possède un circuit électrique qui lui est propre tout en étant relié au reste de l'installation dont il assure l'essentiel de la production d'énergie électrique.

On voit apparaître de plus en plus de moteurs marins équipés d'installations bipolaires sans retour par la masse du moteur. Cette disposition est réglementaire pour les moteurs montés sur des coques métalliques et dans tous les cas fortement conseillée en raison de la sécurité qu'elle apporte sur le plan de la corrosion. Des kits de transformation sont parfois prévus par les fabricants, et les accessoiristes comme Valéo-Marine proposent démarreurs, alternateurs et autres accessoires en version bipolaire.

La documentation du fabricant fournit généralement tous les éléments nécessaires au câblage des circuits du moteur et de son tableau de contrôle. Nous insisterons simplement sur l'importance de la section des câbles du démarreur qui sera calculée selon la même formule que les câbles de batterie en prenant pour longueur totale celle de la cosse de la batterie à la cosse du démarreur plus le retour.

VIII–I–7. LES CIRCUITS GÉNÉRAUX

L'installation des circuits à bord des voiliers relève souvent malheureusement de la plus large improvisation tant dans la définition des schémas de câblage que de leur réalisation.

VIII–I–7.1. Les schémas

En dehors des circuits spécifiques du moteur, du groupe électrogène ou d'autres installations particulières, dont les schémas seront fournis par les fabricants, les circuits du bord seront divisés en deux parties correspondant aux câbles situés en amont du tableau électrique (batteries et leur système de charge) et ceux situés en aval du tableau électrique et incluant celui-ci. Les figures VIII–4 et 5 en fournissent des exemples.

Ces schémas doivent être clairs, facilement lisibles, le code des couleurs doit être indiqué et repéré ainsi que chaque appareil, les sections des câbles calculées.

Il est toujours préférable que la disposition du schéma corresponde à l'implantation réelle dans la coque afin de faciliter l'installation et le repérage ultérieur des conducteurs.

Deux types de circuits seront généralement utilisés, en ligne ou en dérivation. Dans un circuit en ligne, le consommateur est directement alimenté depuis le tableau par un conducteur bipolaire. Dans un circuit en dérivation, chaque consommateur (ou plusieurs consommateurs en parallèle) est relié par un conducteur bipolaire à une ligne générale. Il n'y a de toute façon jamais de retour par la masse sur un bateau.

Dans un schéma comme celui de la figure VIII–5 on rencontre les deux types de circuits. Ainsi par exemple les éclairages ou les prises d'une même section du navire : cabine avant, carré, cuisine, table à cartes ... sont montés en dérivation sur une ligne qui leur est propre, alors que le feu tricolore de tête du mât, l'éclairage du compas auront chacun leur ligne spécifique.

On trouve aussi des solutions mixtes, le retour des autres feux de mât pouvant être commun avec celui du feu tricolore afin de réduire le nombre de ces conducteurs toujours exposés. À noter le cas particulier du feu de mouillage à allumage automatique dont l'alimentation est assurée directement depuis la batterie afin de pouvoir isoler tout le reste de l'installation lorsque le voilier est laissé seul au mouillage.

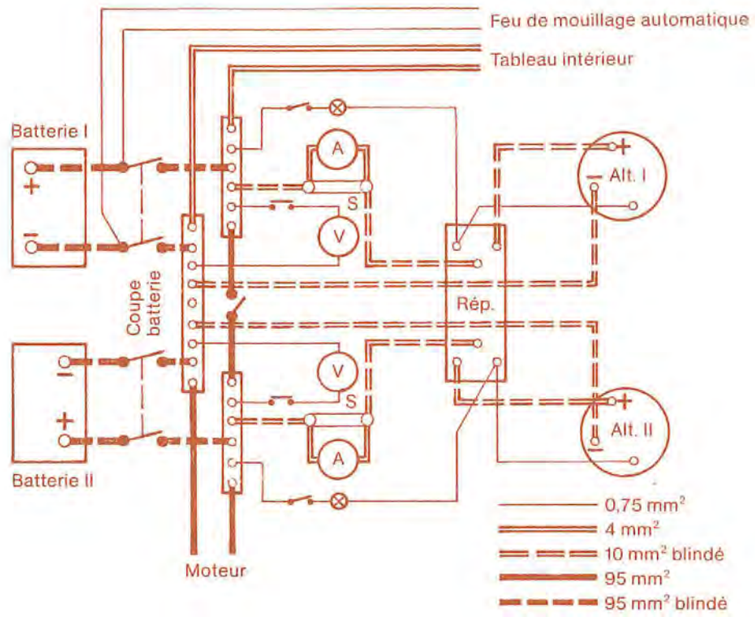


Fig. VIII-4. Schéma du circuit de charge de deux parcs de batteries avec deux alternateurs et un répartiteur. Une liaison entre les deux bus positifs par un interrupteur de même calibre que les coupe-batterie permet de coupler les deux parcs en parallèle si nécessaire. Grâce aux shunts de 100 A, s, les ampèremètres peuvent être montés sur le tableau ainsi que les voltmètres et les voyants et leurs interrupteurs. Le circuit du feu de mouillage automatique est pris en amont des coupe-batterie. Les blindages des câbles sont reliés à la terre.

Dans tous les cas il est impératif d'éviter les boucles fermées qui empêcheraient la réception radio-électrique, en particulier la radio-goniométrie. Pour la même raison les fils d'alimentation de l'éclairage du compas doivent être torsadés pour que le courant n'influe pas sur le compas.

Chaque ligne sera équipée à son départ (+) d'un fusible et d'un interrupteur ou d'un disjoncteur type Diruptor. En plus, des fusibles et un interrupteur bipolaire ou un disjoncteur bipolaire seront placés à l'entrée du tableau.

Leur calibre correspondra à 125 % de l'ampérage total des consommateurs branchés sur chaque ligne pour les premiers et de l'ampérage total de l'installation pour le second.

VIII–I–7.2. Les câbles

À plusieurs reprises nous avons insisté sur l'importance de la section des conducteurs, ce point est encore plus sensible dans l'installation domestique où les longueurs sont parfois importantes et où une chute de tension trop élevée peut entraîner une baisse d'éclairement désagréable ou préjudiciable à la sécurité comme pour les feux de navigation par exemple.

Pour ces circuits la section $s \geqslant c.I.L$ avec
c : 0,05 en 12 V, 0,025 en 24 V ;
I : intensité absorbée par l'appareil ;
L : longueur totale positif plus négatif en mètres.

Dans le cas d'un circuit comportant une ligne et des dérivations la longueur à considérer sera celle de la ligne plus la longueur totale des dérivations divisée par leur nombre. L'intensité sera le total des intensités des appareils placés sur les dérivations.

Par exemple : une ligne de 3 m alimente en 12 V trois dérivations de 1 m, 2 m et 1,50 m alimentant un éclairage de 10 W et deux de 6 W. L'intensité maxi sera $(10 + 6 + 6)/12 = 1{,}83$ A et la

longueur à considérer $L = 2\,[3 + (1 + 2 + 1{,}5)/3] = 9$ m. La section du câble sera d'au moins $0{,}05 \times 1{,}83 \times 9 = 0{,}83$ mm², on prendra donc pour la ligne du câble de 1 mm². Pour la dérivation la plus longue qui alimente l'éclairage de 10 W on aura $s \geqslant 0{,}05 \times (10/12) \times (2 \times 2) = 0{,}17$ mm², on prendra du câble de 0,5 mm².

Les sections nominales sont : 0,5 – 0,75 – 1 – 1,5 – 2,5 – 4 – 6 – 8 – 10 – 16 – 25 – 35 – 50 – 70 – 95 – 120 – 150 – 185 – 240 – 300 – 400 et 500.

On préconise généralement l'utilisation de câbles souples afin d'éviter les risques de ruptures dus aux vibrations ou aux déformations de la coque. Personnellement je leur reproche d'être plus sensibles à la corrosion que le câble rigide car ils absorbent l'humidité par capillarité et, sauf pour les conducteurs de plus de 2,5 mm² et ceux situés à proximité du moteur qui seront souples, on évitera des risques de rupture des conducteurs rigides en roulant une dizaine de spires de 15 mm de diamètre environ à chaque connexion.

Le gainage des câbles n'est pas à considérer ici dans sa fonction d'isolant, les tensions sont trop faibles, mais de protection et de résistance à l'environnement. Pour les câbles utilisés dans le compartiment moteur on prendra des conducteurs avec gaine en polychloroprène ou matériau équivalent, résistant à au moins 75° C, référence H 05 RN – F ou en caoutchouc de silicone

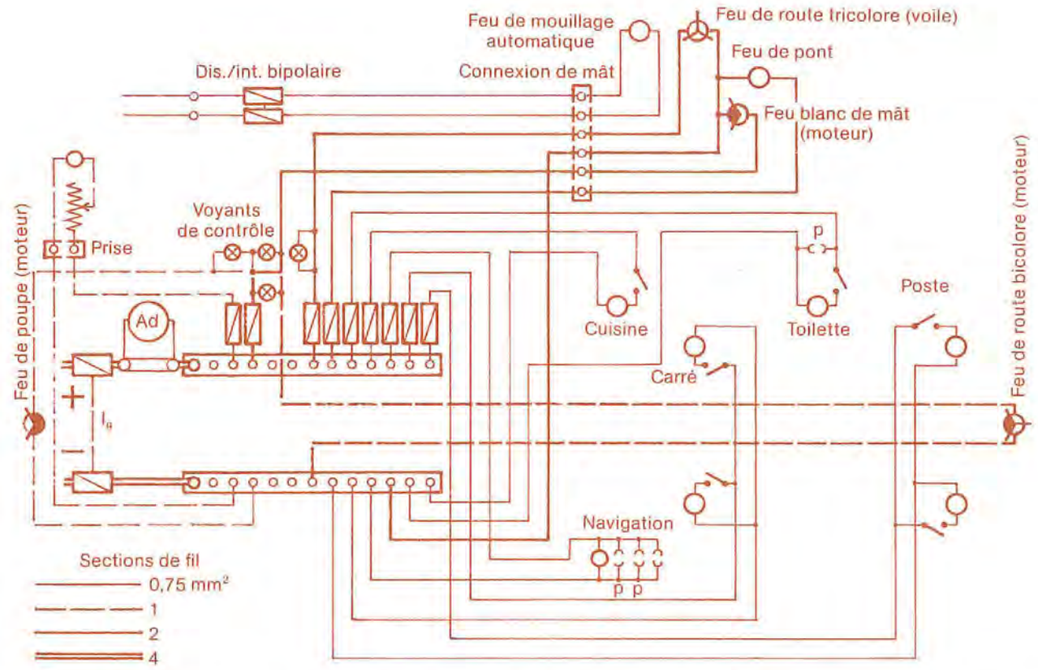


Fig. VIII-5. Schéma des circuits intérieurs d'un voilier de 8 m. On notera le circuit indépendant alimenté directement depuis la batterie pour le feu de mouillage automatique. Chaque circuit est équipé au départ du bus positif d'un disjoncteur/interrupteur. L'intensité de l'éclairage du compas est réglée par un rhéostat/interrupteur ; le même peut être monté sur l'éclairage de la table à cartes.
I_g : disjoncteur/interrupteur général bipolaire ;
A_d : ampèremètre de contrôle de débit avec shunt ;
p : prises de courant.

référence H 05 SJ – K s'ils sont exposés à la chaleur (Norme NF C 32-102). Pour les autres câbles on utilisera des câbles isolés au PVC. Les références sont les suivantes (Normes NF C 32-201) :

conducteur rigide : H 07 V–U ou R ;
conducteur souple : H 07 V–K ;
câble rigide : A 05 VV–U ou R ;
câble souple : A 05 VV–F.

Les câbles seront placés dans des gaines en matière plastique grise (non propagatrice de la flamme type NF USE – IR 05 (rigide) ou IC 05 (flexible) soutenues tous les 350 mm minimum, ou dans des moulures en bois.

Leur emplacement sera choisi de telle façon qu'elles soient protégées de l'humidité, des écrasements et des percements en cas de pose d'accastillage ultérieure. En aucun cas un câble quelconque ne devra passer en dessous du plan des couchettes. Le trajet dans les fonds des câbles des loch-speedomètres et sondeurs, des pompes immergées ou des jauges sera aussi court que possible avant d'atteindre la cloison la plus proche sur laquelle ils remonteront.

Un trou sera percé au point le plus bas des gaines pour permettre l'évacuation de l'eau de condensation. Les trous de passage des câbles seront garnis d'un passe-fil en caoutchouc.

On laissera dans les gaines un messager en ligne de nylon pour pouvoir repasser un câble ultérieurement.

Les épissures et les dominos seront prohibés et toutes les connexions ou dérivations se feront sur des barrettes à bornes dans des boîtiers en matière plastique. Dans toute la mesure du possible on évitera les connexions par serrage direct des fils au bénéfice de cosses fermées serties aux extrémités des conducteurs et sur l'isolant ; une rondelle éventail sera placée entre la tête de vis et la cosse pour éviter tout desserrage.

VIII–I–7.3. Le tableau électrique

Les principales fonctions d'un tableau électrique sont d'une part d'assurer la répartition du courant fourni par les batteries vers les différents utilisateurs et d'autre part de fournir les informations nécessaires au contrôle de la charge des batteries.

L'arrivée de la batterie se fera sur deux bus largement dimensionnés. Les retours des différents circuits peuvent ainsi se brancher directement sur le bus négatif, les départs se faisant sur une barrette à bornes reliée au bus positif à travers les fusibles et interrupteurs du tableau.

L'accès aux connexions et à la façade portant les accessoires doit être aussi aisé que possible, la meilleure disposition consistant à monter cette façade sur charnières, les bus et barrettes à bornes étant fixés dans le fond du coffret. Chaque connexion et chaque conducteur doivent être identifiés par une étiquette portant un numéro renvoyant à une nomenclature ou désignés en clair.

L'ABYC *(American Boat & Yacht Council)* a adopté le code du tableau VIII-II auquel on pourra se référer mais qui concerne essentiellemnet les circuits du moteur.

Le faisceau de fils reliant les accessoires en façade aux bus et aux barrettes à bornes doit être soigneusement aligné et ligaturé et sa longueur doit permettre d'ouvrir la façade sans forcer. Il en sera de même pour chaque faisceau de fils partant vers un même conduit.

La tendance actuelle va vers le remplacement de l'ensemble fusible-interrupteur par des disjoncteurs type Diruptor. Ceux-ci doivent être adaptés à la puissance de chaque circuit.

Les instruments de mesure seront au nombre de deux : les ampèremètres et les voltmètres.

L'ampèremètre de contrôle de charge sera de préférence à 0 milieu ce qui permettra de contrôler le fonctionnement du régulateur. On choisira un ampèremètre à shunt extérieur qui permettra de le monter à distance sur le tableau.

Le voltmère classique 0–15 V sera avantageusement remplacé par un indicateur de charge qui n'indiquera que la plage utile de 10 à 15 V ou 20 à 30 V dans laquelle oscille la tension de la batterie. Le voltmère étant monté en dérivation sur les bus il sera facile de l'équiper d'un bouton poussoir.

Le tableau devra comporter autant de couples ampèremètre-voltmètre qu'il y a de parcs de batteries. Ces instruments devront alors être raccordés entre le coupleur ou le répartiteur de charge et les coupe-batterie.

Il sera utile, pour détecter une fuite de courant éventuelle, de disposer au tableau d'un milliampèremètre de débit 0–50 mA sur shunt.

Il est également intéressant de pouvoir contrôler le fonctionnement de certains circuits comme celui des feux de navigation par un voyant. On choisira un modèle à L.E.D. monté en parallèle sur la sortie + de l'interrupteur. Ainsi si l'ampoule est grillée le voyant ne pourra s'allumer.

TABLEAU VIII-II
CODAGE COULEUR DES CIRCUITS

Couleur	Appareil	Utilisation
Jaune à bande rouge (JR)	Circuit du démarreur	Du contact au relais
Jaune (J)	Dynamo ou alternateur	Du stator au régulateur
Jaune (J)	Ventilateur de compartiment moteur	De l'interrupteur ou du fusible au ventilateur
Vert (V)		Circuit de masse*
Gris foncé (GF)	Feux de navigation	De l'interrupteur ou du fusible aux feux
Gris foncé (GF)	Compte-tours	Du compte-tours à la prise
Blanc ou noir (B ou N)		Retour ou connexion négatifs
Marron (M)	Armature dynamo	De l'armature dynamo au régulateur
Marron (M)	Voyant de charge alternateur	De la borne de la dynamo ou de la borne auxiliaire de l'alternateur au voyant et au régulateur
Marron (M)	Pompes	De l'interrupteur ou du fusible au + de la pompe
Rouge (R)		Conducteur principal positif principalement sans fusible
Orange (O)	Circuits accessoires	Ampèremètre vers sortie alternateur ou dynamo et fusibles ou interrupteurs d'accessoires
Orange (O)	Communs accessoires	Du tableau aux interrupteurs
Violet (Vi)	Allumage	Du contact à la bobine et aux interrupteurs
Violet (Vi)	Circuits instruments	Du tableau aux instruments
Bleu foncé (Blf)	Cabine et éclairage des instruments	Des interrupteurs ou fusibles aux lampes
Bleu clair (Blc)	Pression d'huile	De la prise de pression au cadran
Brun (Br)	Température d'eau	De la prise de température au cadran
Rose (Ro)	Jauge de carburant	De la jauge au cadran

* On peut également pour ces circuits utiliser un bicolore vert-jaune (VJ) pour correspondre à la réglementation E.D.F.

VIII–I–8. LE MATÉRIEL

On ne choisira pour l'équipement électrique que du matériel spécialement destiné à un usage maritime sans retour par la masse et réalisé en matériaux résistant à la corrosion. On veillera également à ce que des équipements comme les feux de navigation correspondent bien à la réglementation sur la sécurité et soient montés correctement.

On se méfiera des prises de courant théoriquement étanches, les vraies sont rares et très chères et, sauf pour l'alimentation à quai, on remplacera les prises par des barrettes à bornes placées à l'intérieur de la coque, l'étanchéité du passage du câble étant assurée par un passe-fil étanche à presse-étoupe.

VIII–I–9. FOUDRE, CORROSION ET MASSE

Si les cas de foudroiement d'un voilier sont extrêmement rares sur nos côtes, le voilier de grande croisière sera amené à fréquenter des régions où il n'en est pas de même.

C'est pourquoi ce problème doit être considéré avec attention. Les Américains, plus concernés que nous, on établi, par leur organisation professionnelle ABYC, des recommandations dont nous donnerons ici l'essentiel et qui rejoignent celles qui sont nécessaires à la protection contre la corrosion, bien que, de leur avis même, elles ne résolvent pas tous les cas. Nous avons vu en effet au chapitre V–II–3 qu'une des bonnes précautions pour égaliser les potentiels des différentes pièces en contact avec l'eau : vannes, jaumière, étambot... consistait à relier tous ces accessoires entre eux et à une anode de protection. C'est le même circuit que l'on utilisera pour la protection contre la foudre et toutes les mises à la terre que ce soit celles des réservoirs de carburant et du moteur, du fil de terre de la prise de quai, des appareils électriques et de radio ou des boîtiers métalliques des appareils électriques. Pour la protection contre la foudre ces liaisons incluront également les cadènes, pied de mât, chandeliers et toutes autres pièces d'accastillage importantes, situées au-dessus du pont telles que daviers, balcons, etc.

La continuité électrique devra bien sûr être assurée avec le gréement et le mât. Néanmoins lorsqu'un radiogoniomètre est utilisé à bord, la « cage » ainsi constituée peut provoquer des déviations importantes, voire rendre l'appareil inutilisable. Dans ce cas, seul le mât sera relié à la masse par une liaison sûre alors qu'au contraire le gréement sera isolé des cadènes de coque. Toute pièce métallique de masse importante située à moins de 1,80 m des conducteurs de masse devra y être reliée de façon à éviter toute amorce d'étincelle.

Les antennes de radio devront être munies d'un inverseur permettant de les relier à la terre en cas d'orage ou être équipées d'un parafoudre.

Afin d'éviter que la terre de la ligne de quai ne puisse servir de conducteur à des courants d'électrolyse entraînant des corrosions indésirables, sa liaison avec le circuit de masse pourra comporter des diodes bloquant les courants de faible intensité.

Les conducteurs de masse en cuivre ne doivent pas avoir une section inférieure à 8 mm² (N° 8 A.W.G. en jauge américaine) ou 0,8 × 12 mm s'il s'agit de feuillard. Ils seront protégés contre la corrosion et ne seront pas en contact avec la coque ni avec aucun matériau risquant de s'enflammer par suite de l'échauffement du conducteur.

Tous les raccords et connexions doivent être assurés par des moyens mécaniques et si les conducteurs ne sont pas isolés, l'ensemble sera peint après la pose.

Ce circuit de masse, **qui en aucun cas ne peut être utilisé comme retour d'un circuit électrique,** est relié à une plaque de masse en cuivre, extérieure à la coque, d'au moins 0,1 m². Les plaques de masse en métal fritté utilisées pour la radio sont bien sûr utilisables si elles sont de surface équivalente.

Dans le cas où les circuits des auxiliaires du moteur sont unipolaires avec négatif à la masse, le circuit de celle-ci sera relié au négatif de la batterie de démarrage. Mais cette solution est à éviter autant que faire se peut.

Pour éviter tout risque de corrosion le circuit de masse doit bien sûr être relié à des anodes dont il faudra surveiller soigneusement la dissolution.

VIII–I–9.1. Coques métalliques

La mise en place de circuits de masse sur les coques métalliques est beaucoup plus controversée et les spécialistes sont loin d'être tous d'accord sur les solutions à adopter. Deux écoles se dégagent. La première considère que la coque peut servir de circuit de masse et qu'un circuit distinct n'est pas nécessaire à condition que la liaison électrique soit assurée par le contact des accessoires avec la coque. Les autres masses métalliques ou électriques sont reliées directement à la coque par des tresses en cuivre. Si ce système reconnu par l'ABYC est à la rigueur acceptable sur des coques en acier il est à mon avis beaucoup trop dangereux sur des coques en alliage léger, et dans tous les cas il est bien difficile d'être sûr que tous les accessoires ont bien un contact électrique correct avec la coque.

On adoptera donc un système analogue à celui décrit pour les coques non métalliques en isolant la plaque de masse du bordé mais en conservant la liaison du circuit de masse avec les anodes, elles-mêmes reliées au bordé. Ceci peut paraître contradictoire puisqu'on réalise à la fois une liaison générale avec celui-ci et un isolement au niveau de la plaque de masse, mais c'est le seul moyen de contrôler exactement les liaisons nécessaires et d'éviter des corrosions dues à d'autres causes qu'à des fuites de courant.

Ces anodes seront placées aussi près que possible des pièces en métal plus noble que la coque. Ceci ne retire cependant rien au fait que les passe-coque et vannes seront dans toute la mesure du possible en matériau non corrodable (polyamide armé) ou, sinon, seront isolés du bordé et du circuit d'eau par des bagues et des raccords en plastique.

VIII–I–10. ANTIPARASITAGE ET INTERFÉRENCES

Ce n'est qu'assez récemment, face au développement des liaisons radiotéléphoniques d'une part et des alternateurs d'autre part, que les fabricants de matériel électrique se sont penchés sérieusement sur le problème de l'antiparasitage.

Les sources de ces fréquences radio-électriques ou de ces impulsions parasites sont nombreuses et relativement faciles à identifier. Les parasites de fréquence radio-électrique, voire ultrasonique, et les harmoniques qui y sont jointes ont généralement pour origine les alternateurs, les tubes fluorescents, les émetteurs de radio. Pour les premiers il existe maintenant des boîtiers de filtrage (Valéo) incorporés ou adaptables aux régulateurs-redresseurs. Ceci n'empêchera pas de blinder tous les câbles reliés à l'alternateur, y compris ceux des batteries, ces blindages étant connectés au boîtier et au circuit de masse du bateau.

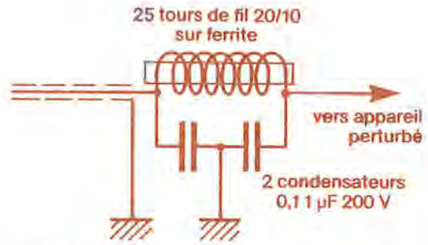


Fig. VIII-6. Protection de l'alimentation des appareils des parasites haute fréquence.

Pour les seconds on interposera sur les fils d'alimentation un filtre constitué d'une self et de deux condensateurs dont le point commun est relié à la masse (fig. VIII–6). Ces fils seront de plus blindés et ce blindage ainsi que les coffrets des appareils seront reliés à la même masse.

On blindera de même les conducteurs reliant les anémomètres, les speedomètres et autres compte-tours à leurs boîtiers, s'ils ne le sont pas d'origine et en tout cas on n'oubliera pas de les relier à la masse.

Les parasites impulsionnels proviennent de coupures de courant intermittentes (contacteurs) ou continues (moteurs, arbre d'hélice...). La protection la plus sûre se fera au niveau de l'émetteur lui-même.

Sur un interrupteur on placera entre les deux bornes un condensateur de 0,1 µF et une résistance 1/4 de watt de 10 Ω. Tandis que sur un moteur on disposera entre les deux bornes de l'alimentation une varistance ou résistance VDR, de 20 V (pour 12 V) ou 30 V (pour 24 V) et un condensateur de 0,1 µF (fig. VIII–7).

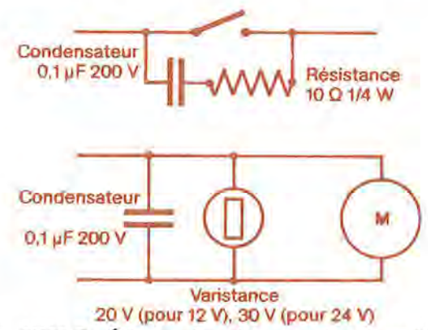


Fig. VIII-7. Élimination des parasites impulsionnels à la source :
– sur un interrupteur (en haut) ;
– sur un moteur (en bas).

Les parasites impulsionnels dus à des contacts intermittents tels que haubans sur cadènes ou arbres d'hélice, seront éliminés, soit en isolant entre eux ces éléments, soit au contraire en les reliant par un conducteur fixe.

Un frotteur en carbone ou une brosse métallique appuyant sur l'arbre d'hélice sera relié à la masse.

On ne s'étendra pas sur la protection contre les parasites provoqués par le circuit d'allumage des moteurs à essence, très rares sur des voiliers neufs, et pour lesquels il existe des équipements spécifiques pour le cas où ils ne seraient pas prévus d'origine.

Dernière précaution, les liaisons des postes de radio avec leur antenne et leur masse doivent être aussi courtes et directes que possible.

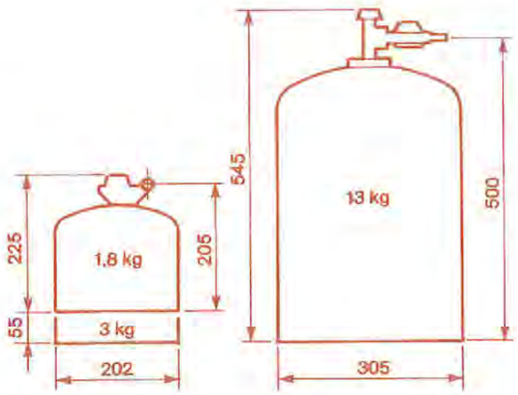


Fig. VIII-8. Dimensions des bouteilles de gaz butane.

VIII-II- LE GAZ

Les polémiques entretenues sur les différents types de combustibles utilisables pour la cuisson ont aujourd'hui pratiquement cessé, le gaz, qu'il provienne du pétrole liquéfié (LPG) ou qu'il soit naturel et comprimé (CNG) a complètement supplanté ses concurrents : alcool ou pétrole, non seulement en Europe mais également en Amérique du nord où il progresse très rapidement. Seule l'électricité reste la solution de choix pour les très grosses unités disposant de sources de production d'énergie adaptées.

En Europe et dans la plus grande partie du monde le gaz de pétrole liquéfié, propane mais plus souvent butane, vient largement en tête, le gaz naturel comprimé qui offre une meilleure sécurité car il est plus léger que l'air, se développe surtout dans les régions productrices.

Les installations ayant peu de différences, nous nous en tiendrons au cas le plus courant : celui du gaz butane pour lequel la réglementation est de plus assez précise.

En dehors des installations intégrées dans lesquelles la bouteille de gaz est fixée directement sur l'appareil, une installation se divise en trois éléments : les bouteilles, les canalisations, les appareils.

VIII–II–1. LES BOUTEILLES

Trois types sont utilisés, les petites bouteilles de 1,8 et 3 kg style Camping Gaz et la bouteille de 13 kg. Dans certains pays on trouve également des bouteilles de 4,5 kg (fig. VIII–8).

Leur stockage à bord doit s'effectuer dans un compartiment spécifique isolé des emménagements et muni d'ouvertures d'aération en parties haute et basse débouchant à l'extérieur afin d'assurer l'évacuation du gaz en cas de fuite. Ces ouvertures auront une surface d'au moins 50 cm² chacune et celle située en partie haute devra se trouver au plus à 10 cm en dessous du robinet d'arrêt.

Les bouteilles devront être solidement fixées pour éviter tout mouvement ou désarrimage. Il est bien de ne pas les faire reposer directement sur le fond du coffre mais sur des cales de quelques centimètres pour qu'elles ne baignent pas en permanence dans l'eau pouvant pénétrer par les ouvertures d'aération.

La bouteille en service est équipée d'un détendeur-déclencheur de sécurité à 28 ou 112 mbar à robinet incorporé.

Ce type de détenteur coupe automatiquement l'arrivée de gaz en cas de fuite.

VIII–II–2. LES CANALISATIONS

Les canalisations fixes doivent être métalliques, acier inoxydable, cuivre ou matériau équivalent.

Elles sont fixées tous les 0,50 m pour le cuivre, 1 m pour l'acier et protégées des chocs et des frottements (passage de cloison par exemple). Si des jonctions mécaniques sont indispensables elles doivent être d'un type convenant au gaz liquéfié et rester accessibles pour leur surveillance. L'utilisation de brasures tendres (température de fusion inférieure à 450°C) est interdite.

Afin que les déformations de la coque ne puissent entraîner des contraintes excessives dans les canalisations on interposera une bande de néoprène entre les colliers et le tuyau et, au-delà de 2 m environ de longueur, on formera une boucle au milieu de la canalisation ou on intercalera un soufflet métallique brasé (fig. VIII–9).

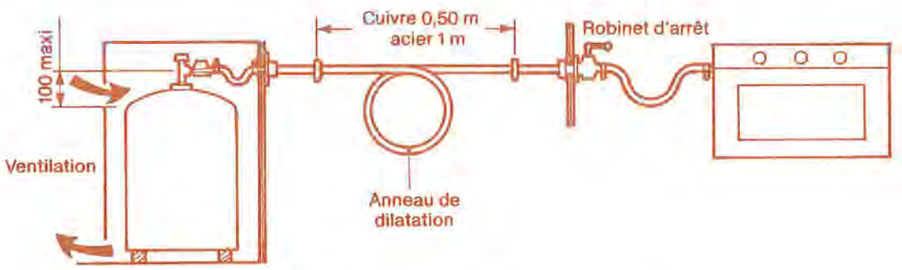


Fig. VIII-9. Installation du circuit de gaz.

L'espace minimal entre les tuyauteries et accessoires et les canalisations électriques doit être de 3 cm en parallèle et de 1 cm en croisement.

Un robinet d'arrêt est placé à la sortie de la tuyauterie rigide en amont de son raccord avec l'appareil ou son tuyau souple. Il doit être disposé de telle façon qu'il puisse être atteint sans passer le bras au-dessus de l'appareil. Pour le réchaud par exemple, le mieux sera de le placer sur l'avant et à côté de celui-ci.

Après pose, les tuyauteries fixes doivent subir une épreuve d'étanchéité effectuée à l'air ou de préférence à l'aide d'un gaz inerte (azote). La pression d'essai est le double de la pression de service avec un minimum de 150 mbar. Une fois la pression stabilisée on ne doit constater aucune fuite dans les 5 minutes suivantes, vérification faite à l'aide d'une solution moussante.

Les tuyaux souples sont uniquement destinés au raccordement du détendeur et des appareils sur la tuyauterie rigide. Leur longueur ne dépassera pas 1 m, ils seront conformes à la norme NF Gaz But-Prop NF D 36-101 et leur fixation sera assurée par des colliers de serrage.

Les sections souples doivent rester visibles et accessibles sur toute leur longueur et être disposées de manière à ne pouvoir être atteintes par les flammes, ni détériorées par les gaz de combustion, les parties chaudes des appareils ou les débordements de produits chauds, ni être endommagées par les frottements ou le ragage.

VIII–II–3. LES APPAREILS

Les appareils à flamme nue (réfrigérateurs, chauffages, chauffe-eau) doivent être munis d'un dispositif coupant automatiquement l'arrivée du gaz lorsque la veilleuse s'éteint. La flamme doit être protégée et l'évacuation des gaz brulés doit se faire vers l'extérieur par un conduit réalisé en un matériau de la catégorie de réaction au feu MO.

Ces appareils doivent être solidement fixés tandis que les appareils articulés (réchauds) ne doivent pouvoir se désarrimer quel que soit l'angle de gîte.

VIII-III- L'EAU

À bord des voiliers deux types de circuits d'eau se concurrencent : l'eau de mer et l'eau douce.

VIII–III–1. LES CIRCUITS D'EAU DE MER

Nous avons déjà étudié deux de ceux-ci à propos de la vidange des cockpits et du refroidissement du moteur. Chaque prise ou évacuation d'eau de mer doit comporter un passe-coque muni d'une vanne. Le bronze, matériau classique de ces accessoires, sera souvent remplacé par un polyamide armé non sujet à la corrosion. Mais attention ce matériau étant plus sensible aux chocs, ils devront être placés de telle façon qu'ils en soient protégés. Néanmoins les vannes en polyamide seront de règle sur les coques métalliques où le passe-coque sera avantageusement remplacé par un tube soudé à la coque et fileté pour recevoir la vanne.

Sur les coques en bois ou en stratifié la fixation des passe-coque se fera sur une zone renforcée et on préférera les modèles à collerette avec contre-plaque et vis de fixation aux modèles filetés avec écrou qui nécessitent un parfait parallélisme des portées et dont le serrage est plus difficilement contrôlable.

Les vannes seront toutes du type quart de tour à boisseau, de préférence sphérique. Les vannes en bronze sont parfois équipées sur le côté du corps d'un bouchon de purge, on remplacera celui-ci par un bouchon graisseur à chapeau tournant dit « graisseur Stauffer » qui permettra d'assurer facilement un bon fonctionnement.

Les vannes à opercule sont à proscrire parce que trop lentes à manœuvrer et difficiles à entretenir.

La position des passe-coque n'est pas quelconque. Dans le cas d'un w.-c. par exemple, celui de la prise d'eau sera placé aussi bas que l'accès à la commande le permettra afin d'éviter au maximum des risques de désamorçage à la gîte. Pour des raisons évidentes, celui d'évacuation sera placé en arrière de la précédente et juste en dessous de la flottaison.

La crépine est, à mon avis, plus nuisible qu'utile car elle retient trop facilement la végétation qui peut s'y développer et obstruer assez rapidement l'entrée d'eau. Un simple croisillon empêchera les débris trop gros et les sacs en plastique de pénétrer.

Il n'est plus question à l'heure actuelle d'utiliser des tuyauteries en plomb comme on le faisait autrefois. Les matières plastiques nous offrent maintenant des produits plus légers et d'un montage beaucoup plus simple. On utilisera donc du tuyau PVC souple transparent. Côté prise d'eau, où le diamètre est plus faible et où des dépressions assez fortes peuvent être provoquées par l'aspiration de la pompe, le tuyau devra être armé d'une tresse textile ou métallique ou renforcé d'une spirale en PVC noyée dans la paroi (pour conserver un intérieur lisse). Ce tuyau d'alimentation, dans lequel l'eau stagnera en permanence, sera le plus court et le plus direct possible ; mais il faut éviter absolument les coudes brusques sur lesquels le tuyau ne manquerait pas de s'écraser au bout de quelque temps. Au besoin prévoir un raccord coudé pour modifier l'angle des embouts.

Côté évacuation, par contre, le tuyau est normalement vide au-dessus du niveau de la flottaison. C'est pourquoi afin d'éviter les risques de remontée par la cuvette, qui se trouve souvent en dessous de la flottaison, on prévoit un col de cygne montant jusqu'au pont (fig. VIII–10). Pour éviter tout risque de siphonnage une valve doit être montée au sommet du col de cygne. Afin de contrôler que ce col de cygne est bien vide et déceler éventuellement les corps étrangers qui pourraient obstruer la canalisation, on utilisera pour celle-ci du tuyau souple transparent. Ici aussi, attention aux coudes trop brusques, il faut également soutenir le col de cygne par des colliers. Par ailleurs, comme il n'est pas très agréable de voir passer les déchets lors de l'évacuation, on le placera dans le fond d'une penderie ou sous un coffrage facilement amovible.

Lorsque l'évacuation à la mer est prohibée, les déchets et eaux usées devront être stockés dans un système de rétention ou recyclés par un système de recirculation. Ces systèmes devront répondre à la norme internationale ISO 8099.

Tous les tuyaux en vinyl souple seront bloqués sur les embouts cannelés par des colliers à serrage à vis en inox genre Flexinox. Ne pas mettre de pâte d'étanchéité qui empêcherait le plastique de s'inscruster dans les cannelures. Il est bon également de placer entre le collier et le tuyau une plaquette de plastique ou de néoprène dur pour éviter que le collier coupe le tuyau. Si l'embout est assez long on pourra placer deux colliers côte

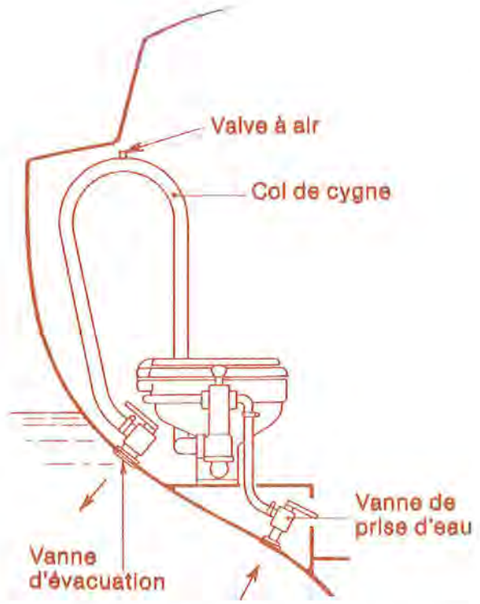


Fig. VIII-10. Installation d'un w.-c. marin.

à côte. Ceci est d'ailleurs obligatoire sur les passe-coque et vannes débouchant à l'extérieur.

Les montages sont analogues pour une alimentation d'évier en eau de mer. Il faut veiller particulièrement à la bonne accessibilité des vannes, au besoin en installant une rallonge permettant de les commander à distance.

Pour éviter que les bondes d'évier ou de lavabos sautent à la gîte, sous l'effet des coups de bélier provoqués dans la canalisation par les mouvements du bateau, il faut repiquer sur la conduite d'évacuation, entre la vanne et la cuvette, un évent débouchant à l'extérieur du rouf.

Si l'on désire pouvoir utiliser l'évacuation de l'évier ou du lavabo, même lorsque ceux-ci se trouvent au-dessous de la flottaison, on doit obligatoirement disposer d'un réservoir de récupération des eaux usées dont la vidange est effectuée régulièrement par une pompe, généralement électrique.

Comme pour les w.-c., il faut veiller avec soin à la compatibilité des matériaux constituant les vannes passe-coque d'une part, la pompe à eau et l'évier d'autre part.

On s'arrangera également pour placer la prise d'eau de mer sur le bord opposé à celui de l'évacuation des w.-c. pour des raisons bien compréhensibles.

S'il est facile, comme nous l'avons déjà vu à propos de l'installation motrice, de grouper les prises d'eau de mer cela est plus difficile pour les évacuations. Le fait que la vanne, qui doit être ouverte juste au moment de l'utilisation, ne se trouve pas à proximité est une gêne permanente. Même la jonction lavabo–w.-c. n'est pas possible puisque, placée sur la vanne, il y aurait de gros risques de refoulement et, placée directement à la sortie de la pompe, le col de cygne empêcherait l'écoulement.

Il ne reste plus dans ce cas que la solution qui consiste à vider le lavabo directement dans la cuvette des w.-c. et, sur un gros bateau, on conçoit l'intérêt d'un réservoir de récupération.

VIII–III–2. LE CIRCUIT D'EAU DOUCE

La première chose à déterminer sera la quantité d'eau douce à prévoir. G. Pesty [2] donne une estimation qui me semble correcte et je la reproduis ci-dessous.

Comme on le voit, ces quantités peuvent devenir très élevées sur un voilier de taille importante et dans ce cas il pourra être plus intéressant sur le

	Nombre de jours	Nombre de personnes	Nombre de litres/jour	Total
Petite croisière	4	6	24 à 48	96 à 192
Petite traversée	6	4	16 à 32	96 à 192
Croisière hauturière	15	4	16 à 32	240 à 480
	21	4	16 à 32	336 à 672

plan du poids d'installer un petit appareil de dessalinisation qui fournira la quantité journalière nécessaire. Il sera cependant indispensable de prévoir un réservoir de secours indépendant, d'une capacité suffisante pour permettre de rejoindre le port le plus proche. Dans tous les cas les réserves devront être fractionnées pour parer aux risques de contamination ou de fuites.

VIII–III–2.1. Les réservoirs

Pour les petits bateaux le réservoir sera un simple jerricane plastique alimentaire que l'on pourra soit placer au-dessus de l'évier en l'équipant d'un robinet verseur, soit laisser en dessous en y puisant l'eau avec une pompe à main ou même électrique.

Sur les bateaux plus importants les réservoirs peuvent être souples ou rigides. Les premiers sont réalisés en néoprène armé. Ils ont l'avantage de ne contenir pratiquement pas d'air, ce qui assure une meilleure conservation de l'eau. Ils ne doivent pas être placés n'importe où et n'importe comment. On évitera en particulier de les faire porter sur des arêtes vives, des têtes de boulons et de rivets qui pourraient provoquer des points d'usure par frottement. La poche doit être parfaitement calée et au besoin fixée lorsque des œillets sont prévus à cet effet. Toutes sortes d'embouts de raccordement sont prévues pour ces réservoirs dont les capacités peuvent aller de 25 à 120 litres.

Les réservoirs rigides peuvent être métalliques : acier galvanisé, acier inoxydable, alliage léger, ou en matières plastiques, stratifié ou PVC rigide de qualité alimentaire. L'alliage léger sera de même qualité que celui utilisé pour les coques, c'est-à-dire en A-G4 MC. Mais attention qu'aucun des éléments de la conduite, robinets, raccords, etc., ne soit en alliage cuivreux !

Pour éviter de trop grandes variations d'assiette et être le moins néfastes possible pour les mouvements de la coque, les réservoirs seront répartis à distances égales du centre de gravité et le plus près possible de celui-ci.

Quels que soient les matériaux utilisés pour la réalisation d'un réservoir il faut suivre un certain nombre de règles qui sont très voisines de celles d'un réservoir à carburant. Tout d'abord un réservoir doit être solidement fixé dans toutes les directions. Le poids d'un réservoir de 100 litres plein est le même que celui d'un moteur de 8 à 12 kW. La fixation pourra se faire soit en le bloquant dans un berceau fermé (réservoir en stratifié en particulier), soit en utilisant le prolongement des flasques du réservoir lui-même (réservoir en métal ou PVC) ou des pattes soudées (réservoir en métal).

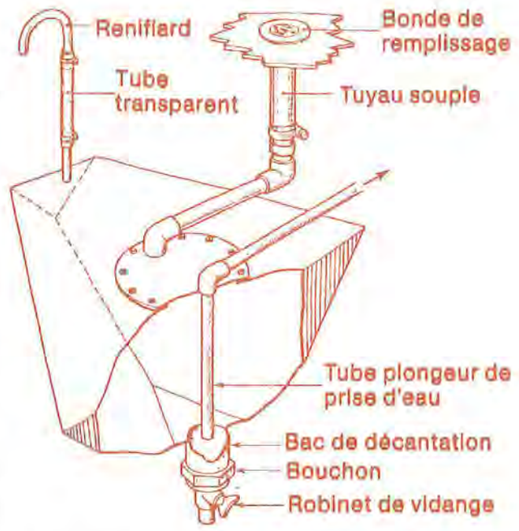


Fig. VIII-11. Disposition d'ensemble d'un réservoir à eau douce. Le bac de décantation au point le plus bas permet de récupérer facilement les boues.

Seuls les réservoirs des coques métalliques peuvent faire partie intégrante de celle-ci. Deux réservoirs voisins seront toujours séparés par un espace vide ou cofferdam.

Le nettoyage doit pouvoir s'effectuer facilement, soit en laissant amovible le dessus du réservoir qui sera fermé avec un joint en néoprène et de nombreux boulons peu espacés, soit en munissant le dessus d'une large tape. On peut à cette fin utiliser des tapes de pompes Henderson.

Un réservoir doit toujours être divisé par des cloisons ou bafles percées afin de laisser en communication les différents compartiments. Le volume unitaire de ceux-ci doit se situer autour de 20 dm³. La masse d'eau en mouvement lors de coups de gîte ou de tangage est ainsi fractionnée, diminuant les contraintes sur les parois du réservoir.

Le remplissage du réservoir s'effectuera de préférence par l'intermédiaire d'une canalisation

et d'un nable étanche monté sur le pont ou le toit du rouf (fig. VIII–11). Il faut faire très attention d'éloigner les bouchons d'eau et de carburant et les munir de signes distinctifs parfaitement lisibles pour éviter tout risque d'erreur. Elle serait plus grave sans doute que celle qui s'est produite à bord du cuirassé *Jean-Bart*, en 1940, lorsque s'échappant de Saint-Nazaire, on avait dans la hâte du départ, rempli les caisses à eau ... avec du vin, qui coulait sur tous les lavabos.

Un filtre sur le circuit de remplissage évitera de contaminer le réservoir mais il devra être d'une section suffisante pour ne pas restreindre le débit souvent élevé des manches à eau.

Pour que l'eau puisse pénétrer dans le réservoir, il faut, bien sûr, que l'air puisse s'en échapper et pour cela il doit être muni d'un reniflard. Ce petit tube vertical, terminé par un coude à 180 °, sera placé à l'intérieur du bateau (contrairement au reniflard du réservoir de carburant), le plus haut possible pour éviter tout débordement à la gîte, et de préférence au-dessus d'un lavabo pour ne pas retrouver le bateau plein d'eau lors du remplissage. Il peut être bon, pour surveiller celui-ci, de prévoir une partie verticale de la canalisation du reniflard en plastique transparent.

Le réservoir doit comporter un point bas où pourront se décanter les impuretés qui sont malheureusement toujours en suspension dans l'eau. Le mieux est de prévoir à cet endroit un petit bac de décantation dont le fond puisse de dévisser pour permettre un nettoyage facile. Sur ce bouchon on montera un robinet de vidange. Ceci nécessite de disposer sous le réservoir d'un certain espace, mais permet un entretien facile.

La prise d'eau est constituée d'un tube plongeant dans le réservoir à hauteur du point bas et fixé sur une tape au-dessus du réservoir.

La forme du réservoir doit être conçue de telle façon que, aux angles de gîte normaux (jusqu'à 30 ° environ), le point bas se trouve toujours être vraiment ... le plus bas. On sera sûr ainsi que les dépôts d'impuretés ne seront pas remélangés à l'eau et que la prise d'eau ne désamorcera pas. Un filtre à charbon actif sera placé à la sortie du réservoir. Il devra être facilement accessible pour le changement de la cartouche. Un robinet d'arrêt sera également prévu pour éviter tout siphonnage hors des périodes d'utilisation.

Dans le cas où deux réservoirs séparés sont placés de chaque bord, si le remplissage et la prise d'eau leur sont communs, ils doivent comporter une vanne à trois voies de façon à pouvoir les isoler. Faute de quoi, à la gîte, le réservoir au vent se viderait dans celui sous le vent.

Les canalisations seront souvent, sur les petits bateaux, réalisées en PVC souple (attention à la qualité).

Sur les plus gros, le PVC rigide sera très préférable au cuivre. Lors de l'hivernage, lorsque le circuit a été purgé, le cuivre se couvre en effet de vert-de-gris, poison violent qui nécessite un décapage et un nettoyage fastidieux avant la remise en service. De plus, beaucoup de pompes comportant des corps en alliage léger, des risques de corrosion rapide sont à craindre.

Par ailleurs le PVC rigide offre de grandes facilités de mise en œuvre. Seules précautions indispensables : prévoir des joints de dilatation, des cols de cygne ou des éléments souples pour absorber les différences de dilatation et les déformations du bateau.

Afin de permettre la vidange complète des circuits avant l'hivernage, prévoir des robinets de purge aux points bas.

VIII–III–2.2. La distribution

Le premier moyen de distribution de l'eau est la pompe mécanique à main combinée avec le bec verseur ou la pompe à pied reliée à un bec séparé. On choisira de préférence un matériel réalisé en majorité en matière plastique pour minimiser les risques de corrosion. L'installation doit permettre un accès facile pour l'entretien.

Un des moyens les plus simples et les plus économiques de disposer d'eau courante consiste à monter un réservoir en charge au-dessus du point d'eau. Rempli par une petite pompe à pied ou électrique selon les besoins il permet de contrôler la consommation. Son inconvénient est de placer du poids dans les hauts (fig. VIII–12).

Mais la plupart des installations d'eau courante utilisent des pompes électriques commandées soit par un interrupteur sur le robinet, soit par un contacteur à dépression. Le débit demandé étant faible, on préférera aux pompes rotatives les pompes à membranes qui s'amorcent sans être en charge et peuvent donc ne pas être placées directement dans les fonds (fig. VIII–13).

Pour éviter des risques de vidange accidentelle du réservoir en cas de fuite ou de court-circuit, le circuit des pompes sera isolé par un interrupteur général au tableau et un fusible protégera chaque pompe des surcharges accidentelles.

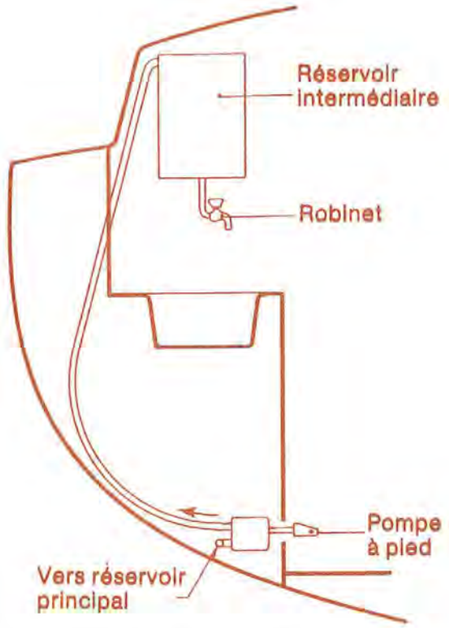


Fig. VIII-12. Eau courante par réservoir en charge.

On veillera particulièrement à l'isolement électrique des pompes et à leur facilité d'entretien (remplacement de la membrane et des clapets).

Un régulateur pneumatique sera monté en sortie de la pompe pour amortir les coups de bélier et permettre d'éviter le déclenchement de la pompe lors de tirages de petites quantités d'eau.

En aucun cas cependant une installation d'eau sous pression ne dispense de la présence d'une pompe mécanique pour une raison évidente de sécurité. Son piquage sera pris entre le filtre et la pompe électrique et sera muni d'un clapet antiretour pour éviter le désamorçage de celle-ci.

Comme pour l'électricité, l'alimentation en eau peut se faire à partir d'une borne de quai. Mais quelques précautions sont à prendre. La première est de s'assurer que l'installation est capable de supporter la pression, sinon il faudrait prévoir un détendeur. Un clapet antiretour sera placé à la sortie du détendeur pour éviter que le réservoir se vide par cette canalisation en cas de mise en route accidentelle de la pompe robinets fermés.

La seconde est de placer un clapet antiretour à la sortie de la pompe pour ne pas interférer avec celle-ci et que le réservoir ne puisse se remplir et déborder si l'on a omis de fermer son robinet. Enfin le raccord servant au branchement du tuyau de raccordement devra être muni d'un bouchon parfaitement étanche pour éviter toute introduction d'eau de mer.

Une dernière précaution, ne jamais utiliser de graisse minérale pour les appareils des circuits d'eau douce mais uniquement des graisses à base de vaseline, lanoline ou silicone.

VIII–II–2.3. L'eau chaude

Une installation d'eau chaude peut être réalisée soit à partir d'un chauffe-eau classique à gaz ou électrique, soit par un système combiné avec le refroidissement du moteur (Volvo) ou avec le chauffage (Schneebeli-Chabaud).

Un chauffe-eau à gaz doit répondre aux conditions générales des appareils à flamme nue et, de plus, être placé dans un local où le renouvellement d'air sera suffisant pour éviter tout risque de baisse trop importante du taux d'oxygène.

VIII–III–3. ÉPUISEMENT – ASSÈCHEMENT

La réglementation prévoit, à partir de la 3e catégorie, deux pompes fixes dont l'une mécanique ou électrique et l'autre, à bras, manœuvrable tous panneaux fermés. Ce dernier point implique que cette pompe puisse être manœuvrée de l'extérieur et de l'intérieur du bateau ou que l'une des pompes mécaniques puisse être manœuvrée de l'intérieur et l'autre de l'extérieur. Dans les deux cas l'emplacement doit être choisi pour permettre une manœuvre facile et sans fatigue anormale.

Dans tous les cas, quelle que soit la solution adoptée, dès lors que le bateau est muni d'un moteur, celui-ci sera équipé d'une pompe mécanique attelée. Celle-ci entraîne généralement, comme les pompes électriques, un rotor en néoprène qui ne doit en aucun cas tourner à sec. Pour éviter ce risque la pompe sera débrayable ce qui nécessite une étroite surveillance en fin de pompage ou couplée avec celle de refroidissement du moteur, une communication entre les deux corps assurant la lubrification. Un clapet antiretour sera placé en amont de la pompe pour faciliter l'amorçage et éviter surtout une déviation de l'eau de refroidissement du moteur vers la cale.

Les pompes électriques seront en général du type immergé avec ou sans déclenchement automatique. Attention, ce qui peut être une facilité ou une sécurité peut se révéler mortel pour les batteries si le contacteur, placé trop bas, se déclenche dès la présence du moindre litre d'eau ou en cas de fuite du circuit d'eau douce.

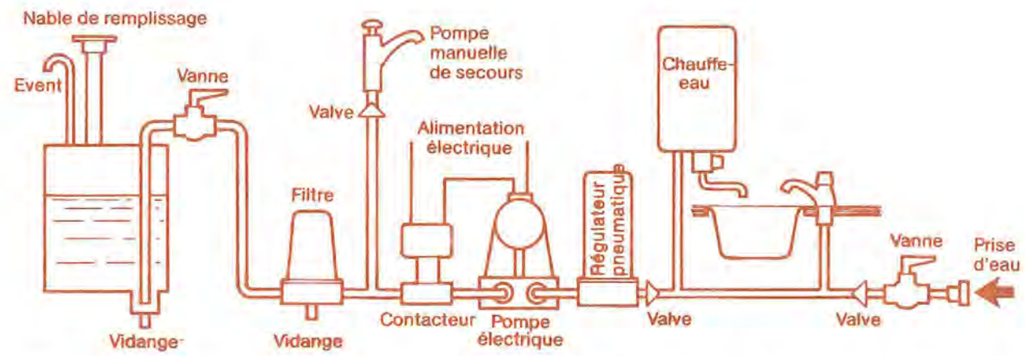


Fig. VIII-13. Circuit d'eau sous pression à déclenchement par dépression. À noter deux accessoires fort utiles, une pompe manuelle entre le filtre et le groupe de pompage en cas de panne et une alimentation directe par prise d'eau extérieure ; attention aux valves antiretour nécessaires et éventuellement au détendeur si la pression est trop forte.

L'aspiration des pompes se fera, bien sûr, au point le plus bas de la cale par une crépine qui devra être immédiatement accessible (pas sous un réservoir comme j'ai eu l'occasion de le voir). Les pompes mécaniques à membrane pouvant « avaler » des débris assez gros, la crépine sera percée de gros trous pour ne pas se boucher à la moindre occasion.

L'évacuation se fera sur le bordé par un passe-coque placé sous le liston et dont la vanne sera parfaitement accessible. Les tuyaux seront en plastique annelé pour résister aux pressions et dépressions qui peuvent être très fortes. Ils seront soutenus et protégés sur leur parcours de façon à ne pouvoir être écrasés ou déplacés.

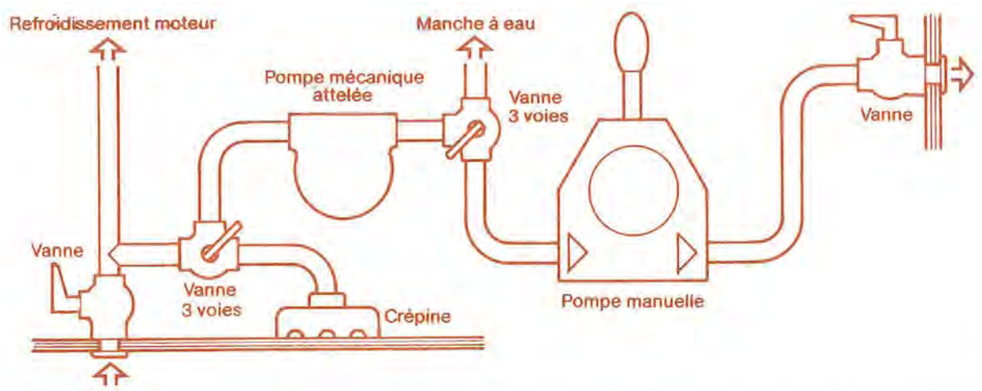


Fig. VIII-14. Circuit d'évacuation avec pompes mécanique et manuelle en série. Attention, toutes les pompes mécaniques n'acceptent pas la traversée en direct et il peut être nécessaire de prévoir un by-pass. Un repiquage sur le circuit de refroidissement du moteur et deux vannes à 3 voies permettent d'alimenter une manche à eau fort utile pour la lutte contre l'incendie ou pour le nettoyage.

Pour ne pas multiplier les conduites et les passe-coque on peut brancher plusieurs pompes en série sur un seul circuit, mais la pompe à rotor sera toujours placée le plus près de la crépine.

Dès lors que l'on dispose d'une pompe motorisée, il est très intéressant de pouvoir l'employer pour d'autres usages de nettoyage ou de lutte contre l'incendie. Il suffira pour cela de prévoir deux vannes à trois voies, la première en amont permettant de passer de la crépine de cale à la prise d'eau du moteur et la seconde en aval dirigeant l'évacuation vers un raccord placé sur le pont. Une manche à eau d'une longueur égale à celle du bateau viendra s'y brancher et sera équipée d'une buse réglable permettant de passer du jet plein à la pulvérisation (fig. VIII-14).

VIII-IV- LE FROID

Même si certains grands navigateurs se passent facilement des moyens de conservation par le froid, ils ne sont pas la majorité et beaucoup de voiliers de croisière sont équipés de glacières, de réfrigérateurs (± 5°C) voire de conservateurs (– 18°C) ou même de congélateurs (– 25°C) pour les plus grands.

Quel que soit le degré de refroidissement désiré et la source de celui-ci, la première qualité d'un compartiment réfrigéré (ou enceinte thermique) est de consommer le minimum d'énergie c'est-à-dire être isolé aussi parfaitement que possible. Cette isolation sera assurée d'une part grâce à la conception de l'enceinte, d'autre part grâce au matériau utilisé pour assurer cette isolation.

Pour ceux qui seraient amenés à concevoir des installations complexes demandant des calculs précis je leur conseillerai de se reporter aux références [3] et [4].

L'air froid étant plus lourd que l'air chaud il ne pourra s'échapper si aucune ouverture n'est pratiquée dans le compartiment en dehors de sa surface supérieure. La trappe d'accès sera donc toujours placée sur le dessus et non en façade ou, si ce n'est pas possible, en haut de celle-ci. D'autre part la source de froid, qu'il s'agisse du simple pain de glace ou de l'évaporateur, sera toujours placée en haut du compartiment. Enfin, la vidange de la cuve pour dégivrage et nettoyage, qui se fait par un orifice situé en son point le plus bas, sera obturée par un nable ou un robinet qui évitera

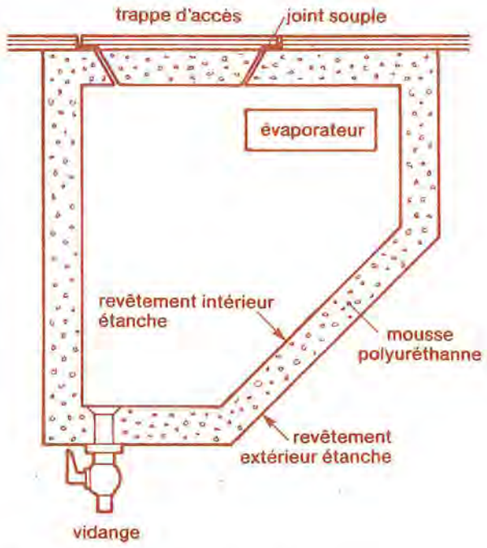


Fig. VIII-15. Détails d'un compartiment réfrigérant.

de plus la remontée des mauvaises odeurs provenant de la cale qui pourraient contaminer les vivres conservés.

Je n'entrerai pas ici dans le détail des qualités des divers matériaux d'isolation possibles, il suffit de retenir que celui qui convient le mieux à bord d'un bateau est la mousse de polyuréthanne en plaque ou injectée *in situ* couramment utilisée en construction navale. Son épaisseur sera fonction de la différence de température à maintenir entre les deux parois de la cuve. Le tableau ci-dessous donne les épaisseurs moyennes en mm à respecter pour un compartiment réfrigérateur de 100 l et un conservateur de 50 l (fig. VIII–15).

Dans le cas d'une paroi en contact avec le compartiment moteur ou le réchaud, prévoir l'épaisseur supérieure.

	Glacière	Réfrigérateur	Conservateur
Fond	75	100	125
Côté	50	75	100
Dessus	25	50	75

Pour un calcul précis, les courbes de la figure VIII–16 donnent les épaisseurs de mousse de polyuréthanne à prévoir en fonction de la différence de température désirée entre l'extérieur et l'intérieur et des pertes en kilocalories par mètre carré et par 24 heures de surface extérieure de l'enceinte.

La puissance du condenseur devra être supérieure de 50 % aux pertes calculées.

Un compromis devra être trouvé entre le désir de restreindre les pertes, donc la durée de marche du compresseur, et le volume intérieur de l'enceinte d'autant plus réduit que l'épaisseur de mousse est forte.

La mousse doit être collée à la paroi extérieure de la cuve et, dans le cas d'une réalisation en plaques, les joints doivent être décalés ou à embrèvement. Il ne doit y avoir aucune solution de continuité dans l'enveloppe isolante et, si elle est réalisée en feuilles ou blocs assemblés, ceux-ci doivent être parfaitement ajustés et collés afin qu'il ne puisse se produire aucun pont thermique ni reprise d'humidité. L'enveloppe sera protégée extérieurement par une couche de mat enduit de résine polyester ou par une feuille d'aluminium collée avec joints à recouvrement.

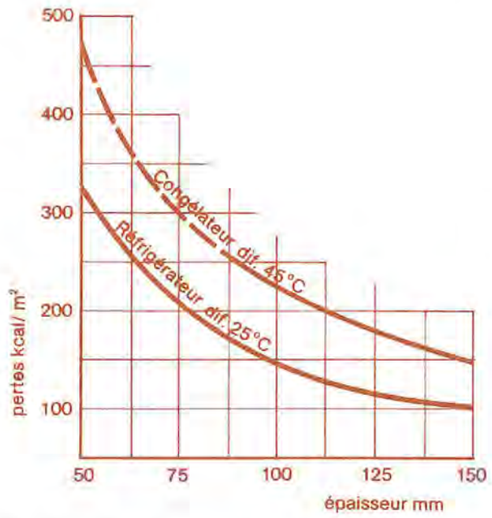


Fig. VIII-16. Pertes en kilocalories par mètre carré de surface extérieure d'une enceinte réfrigérante en fonction de l'épaisseur de mousse de polyuréthanne pour des différences de températures avec l'extérieur de 45°C et de 28°C. (D'après Spa Creek Instruments).

La trappe doit être de petite dimension et assez lourde pour ne pas s'échapper à la gîte ou mieux munie d'une fermeture. Son étanchéité doit être assurée par un joint en caoutchouc souple.

Lorsqu'on prévoit deux compartiments, réfrigérateur et conservateur par exemple, il est préférable qu'ils soient indépendants avec chacun leur trappe. Il est très difficile en effet de maintenir la différence de température voulue par une communication entre les deux compartiments à partir d'un seul évaporateur dans le conservateur.

La cuve elle-même peut être en alliage léger, en acier inoxydable, en lamifié ou en stratifié à condition d'utiliser des résines et des gel-coats de qualité alimentaire. Son volume ne sera pas dicté par la quantité de vivres que l'on veut stocker mais par la température que l'on désire obtenir et la puissance du groupe frigorifique que l'on peut installer.

Les groupes à absorption ou à effet Peltier n'offrent que peu d'intérêt pour des installations fixes du fait de leurs contraintes d'utilisation ou de leur faible apport frigorifique. Seuls les groupes à compression sont normalement utilisés à bord des voiliers de croisière.

Un groupe à compression se compose essentiellement de trois éléments, un compresseur qui envoie le gaz frigorifique, du fréon R12, dans un condenseur où, en passant de l'état gazeux à l'état liquide, il libère les calories absorbées et un évaporateur dans lequel le gaz liquéfié s'évapore en absorbant les calories environnantes.

Le compresseur est entraîné par un moteur qui peut être le moteur auxiliaire, auquel cas un embrayage électromagnétique assure l'entraînement au moment opportun, ou un moteur électrique. Les moteurs de certains groupes peuvent fonctionner sur 12-24 V = ou 220 V~ ce qui permet, au port, de les alimenter directement depuis une borne de quai.

La consommation d'un groupe à compression est extrêmement variable selon la température extérieure, le rendement du condenseur et l'isolation de l'enceinte thermique ; on prendra donc

comme base très approximative et pour nos climats tempérés les valeurs suivantes :

Capacité	Réfrigérateur	Conservateur
50 l	200 W/24 h	350 W/24 h
75 l	250 W/24 h	450 W/24 h
100 l	350 W/24 h	600 W/24 h
200 l	450 W/24 h	800 W/24 h
350 l	550 W/24 h	—
500 l	700 W/24 h	—

On distingue les groupes fermés ou « hermétiques » dans lesquels moteur et compresseur forment un seul élément étanche et les groupes ouverts où tous deux sont indépendants. C'est la solution la plus couramment utilisée à bord des bateaux car elle offre une plus grande souplesse d'installation et permet des réparations plus faciles.

Le condenseur, de par sa fonction, demande une très bonne circulation d'air frais pour évacuer les calories qu'il dégage. C'est souvent là la source de pertes de rendement importantes conduisant à une consommation d'énergie prohibitive. De plus la chaleur qu'il dégage à l'intérieur de la coque ne correspond généralement pas aux périodes où l'on recherche la fraîcheur pour les vivres. Une solution consisterait-elle à le placer dans le cockpit sous les bancs ?

C'est pourquoi le condenseur à air n'est utilisé que pour les réfrigérateurs et est souvent remplacé par un refroidissement à eau qui peut se faire soit directement par un tube fixé sous la carène, soit par un échangeur avec circulation d'eau. Cette circulation se fait soit en série sur le circuit de refroidissement du moteur lorsque le compresseur est entraîné par celui-ci, soit elle est assurée par une pompe liée au compresseur. Ce système est indispensable pour les réfrigérateurs de plus de 100 l, les conservateurs et congélateurs.

L'évaporateur est du même type que ceux des réfrigérateurs domestiques et permet la fabrication de glaçons. Mais pour les grands volumes, les conservateurs et les congélateurs, on utilise des plaques eutectiques dont le rendement est très supérieur. Il s'agit d'évaporateurs noyés dans un mélange d'eau et de glycol qui gèle à une température fixe fonction de la proportion du mélange, le tout étant contenu dans une enceinte close généralement en acier inoxydable. Au bout d'une heure ou deux environ, une fois le liquide gelé, le groupe s'arrête et celui-ci restitue les frigories emmagasinées en fondant à température constante, exactement comme le ferait un bloc de glace mais à une température beaucoup plus basse. Un mélange à 10 % correspondra à une température de – 2°C et un mélange à 33 % à – 18°C.

La plaque eutectique ne doit pas être collée contre la cuve mais laisser un jour de quelques centimètres pour que toutes les faces soient en contact avec l'air environnant.

L'ensemble du circuit est complété par un réservoir, un filtre déshydratant parfois équipé d'un voyant de contrôle, un détendeur thermostatique et différentes vannes, le tout étant commandé par un thermostat.

Dans une cuve de grande contenance il est souvent difficile d'avoir accès aux vivres stockés dans le fond. Pour faciliter le rangement, le mieux est de prévoir des paniers coulissants en matière plastique, en acier inoxydable ou en métal plastifié, de dimensions correspondant à la trappe.

VIII-V LE CHAUFFAGE

La notion de confort et les durées d'utilisation des bateaux s'accroissant, un mode de chauffage est de plus en plus souvent demandé par les propriétaires.

En dehors des appareils mobiles qui n'intéressent pas l'architecte, deux types d'installation peuvent être montés sur un voilier, le chauffage à air pulsé et le chauffage à circulation d'eau.

Le premier s'adapte à toutes les tailles de voilier, permet d'utiliser le même carburant que le moteur, est instantané et assèche l'air ambiant ce qui est généralement intéressant mais peut parfois devenir inconfortable si le chauffage est utilisé de façon intensive.

Le principe de ces appareils est sensiblement identique chez tous les fabricants. Il consiste en un échangeur de chaleur entre une chambre contenant un brûleur et une gaine entourant celui-ci dans laquelle un ventilateur propulse de l'air frais. Les deux circuits d'alimentation du brûleur avec évacuation des gaz brûlés et d'air frais pulsé sont totalement indépendants. Il est très important de choisir l'emplacement de la cheminée d'évacuation des gaz brûlés de telle façon qu'il n'y ait aucun risque de retour vers les emménagements.

L'air frais peut être pris à l'extérieur ou à l'intérieur, constituant alors une sorte de circuit fermé qui permet une économie d'énergie mais a l'inconvénient de recycler les odeurs et d'entraîner un appauvrissement progressif de l'air. On peut éventuellement prévoir une vanne permettant d'utiliser l'admission intérieure par temps très froid seulement.

L'air chaud est conduit par des gaines isolantes vers les divers compartiments où il débouche par des buses réglables. Un thermostat peut piloter l'installation.

La puissance de ces appareils est donnée en kilocalories/heure ou en watts/heure : 1 kcal = 1,16 W. Sous nos climats tempérés on estime qu'il faut environ 100 kcal/h par m³ de volume à chauffer.

La consommation de gazole est faible, de 0,30 l/h pour un 2 000 kcal/h à 1,2 l/h pour 10 000 kcal/h. Par contre celle de courant électrique, entraînée surtout par le ventilateur, est élevée, de 35 W/h pour un 2 000 kcal/h à 150 W pour un 10 000 kcal/h. Mais il faut penser que, sauf si le bateau est utilisé comme résidence secondaire, le chauffage ne sera qu'intermittent.

Le carburant utilisé peut également être du kérosène ou du gaz mais ils sont moins économiques que le gazole et nécessitent une installation plus complexe.

Le chauffage à circulation d'eau est réservé à des voiliers de plus d'une quinzaine de mètres habités de façon quasi permanente. L'installation est analogue à celle d'un chauffage domestique avec chaudière, vase d'expansion, pompes de circulation et convecteurs. Les carburants utilisés sont les mêmes que pour le chauffage à air pulsé.

Le système avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement du moteur n'a guère d'intérêt pour un voilier.

S'il est décidé qu'un chauffage sera installé il est important de s'intéresser à l'isolation de la coque. Celle-ci pourra être assurée au niveau du bordé et du pont par des vaigrages ou une structure sandwich. Il sera plus difficile en revanche de réduire les pertes au niveau des surfaces vitrées et des capots et surtout de trouver un compromis convenable avec l'indispensable renouvellement de l'air par les aérateurs.

VIII-VI- LUTTE CONTRE L'INCENDIE

La réglementation concernant la lutte contre l'incendie est très précise.

L'extinction par l'eau n'est obligatoire que sur les navires à moteur de plus de 15 m, mais ce n'est pas une raison pour s'en priver, dès lors que l'on dispose d'une pompe attelée ou électrique. L'eau reste en effet le meilleur moyen de lutte contre les feux dits « secs » (feux de classe A), surtout si elle est pulvérisée, et même, sous cette forme, pour les feux « gras » (classe B). Pour ceux-ci et les feux « électriques » (classe C) les extincteurs sont divisés selon deux affectations : le compartiment moteur et les emménagements.

Pour le compartiment moteur l'efficacité des extincteurs est liée à la puissance totale des moteurs :

– jusqu'à 150 kW	1 extincteur 21 B par moteur
– de 150 kW à 300 kW	1 extincteur 34 B pour un moteur 2 extincteurs 21 B pour deux moteurs
– plus de 300 kW	1 extincteur 55 B et autant d'extincteurs complémentaires qu'il est nécessaire pour couvrir la puissance du moteur. S'il y a deux moteurs, un extincteur 34 B et 55 B pour chacun et autant d'extincteurs qu'il est nécessaire pour couvrir la puissance totale.

Ces extincteurs devront être placés à proximité du compartiment mais non sur ses parois où les flammes risqueraient d'empêcher de les atteindre. Un orifice obturé par un volet ou un diaphragme perçable sera aménagé sur les faces immédiatement accessibles du compartiment pour y passer la buse de l'extincteur.

Si les installations fixes à gaz inerte ne sont obligatoires que sur les navires employant un combustible du premier groupe (essence) et dont

le moteur est d'une puissance égale ou supérieure à 110 kW, ce type d'installation présente un intérêt certain pour tous les voiliers de croisière hauturière.

Le déclenchement pourra être commandé manuellement de l'extérieur du compartiment ou par un système de détection automatique. Sur les très grands voiliers un signal doit avertir de l'envoi du gaz dans les locaux où des personnes peuvent être amenées à travailler.

Pour les voiliers habitables le nombre d'extincteurs du type 21 B à prévoir, en plus de ceux du moteur, dépend de la longueur de coque :

– jusqu'à 15 m	1 extincteur
– de 15 à 20 m	2 extincteurs
– de 20 à 25 m	3 extincteurs

L'un d'eux doit se trouver à l'entrée de la cuisine. En fait il sera préférable de les disposer à proximité des différents accès aux emménagements en combinaison avec les extincteurs du compartiment moteur.

VIII-VII MOUILLAGE ET AMARRAGE

L'équipement d'un voilier ne saurait être complet sans comporter le matériel nécessaire au mouillage et à l'amarrage. Nous verrons au chapitre suivant ce qui concerne l'accastillage de pont, mais auparavant il est bon de définir le matériel qui sera nécessaire, ancres, chaînes, guindeau, cordages, pare-battage constituant cet équipement.

En effet, bien que cette partie de l'armement relève de la responsabilité du propriétaire, l'architecte doit la connaître pour pouvoir conseiller son client mais aussi pour en tenir compte dans son devis de poids, pour le choix de l'accastillage et pour prévoir les emplacements et rangements adéquats.

Toutes les caractéristiques données ci-dessous doivent être considérées comme des minimums pour un voilier de croisière correctement équipé.

VIII–VII–1. LA LIGNE DE MOUILLAGE

Le poids des ancres en fonction de la longueur et du déplacement du voilier et les caractéristiques minimums de la ligne de mouillage sont définis par la réglementation pour le mouillage principal, un second mouillage n'étant obligatoire que pour les voiliers de plus de 9 m.

La ligne de mouillage principal doit comporter une longueur de chaîne minimum de 8 m pour les voiliers de moins de 9 m et égale à deux fois la longueur de la coque au-dessus de 9 m.

Pour le mouillage secondaire la longueur de chaîne est de 8 m. La longueur totale minimum de la ligne, chaîne plus câblot sera égale à cinq fois la longueur de la coque.

Le poids des ancres est donné pour des ancres à grande pénétration (Britany, FOB, Danforth d'origine, CQR) avec une tolérance de $\pm$ 10 %. Il doit être majoré d'un tiers pour les ancres à jas et les ancres à bascule à massif arrière (ancres type Marrel).

Le matériau constitutif des ancres doit être l'acier, d'une résistance à la traction supérieure à 40 daN/mm² ou tout autre matériau offrant des garanties équivalentes.

Les chaînes doivent être conformes aux caractéristiques définies par la norme ISO 4565.

Le câblot doit être en fibre polyamide trois torons (norme ISO 1140) ou en tout autre matériau offrant des caractéristiques équivalentes.

Dans l'essentiel, les caractéristiques définies dans la réglementation correspondent à un mouillage de gros temps, sauf peut-être pour les voiliers de plus de 10,50 m pour lesquels j'estime que le poids des ancres devrait être remonté d'un point. Ceci apparait dans le tableau VIII–III où figure également le second mouillage qui, en fait, sera celui qui sera utilisé le plus couramment et sera maintenu à poste. Dans les régions où l'on peut être amené à mouiller par l'avant et l'arrière (estuaires par exemple) on prévoira une seconde ancre de même poids.

Un troisième mouillage sera prévu pour les voiliers de plus de 9 m, destiné à être utilisé par petit temps, lors d'une régate par calme plat ou pour s'ancrer à l'heure du bain si l'on est sûr du temps. Le poids de l'ancre sera compris entre la moitié (pour les plus petits) et le tiers (pour les plus gros) du poids de celle du mouillage principal. Par exemple, pour un voilier de 11 m et de 7,5 t

TABLEAU VIII-III

Longueur et poids du navire L en mètres, P en kg		Mouillage principal Poids de l'ancre kg	Diamètre de la chaîne mm	Diamètre du câblot mm	Résistance moyenne de l'ancre Ra daN	Résistance du nylon mouillé Rn daN	Coefficient de sécurité Rn/Ra	Second mouillage Poids de l'ancre kg	Diamètre de la chaîne mm	Diamètre du câblot mm
Dériveurs		Grappin	—	6	—	550	—	—	—	—
Pour L < 5		4-5	6	10	200	1 500	7,5	—	—	—
Arrêté du 27 décembre 1984	Pour L < 6,50 ou P < 1 000	8	6	10	350	1 500	4,3	4-5	5	8
	entre L ⩾ 6,50 ou P ⩾ 1 000 et L < 7,50 ou P < 1 000	10	8	14	450	3 100	6,9	6-7	6	10
	entre L ⩾ 7,50 ou P ⩾ 2 000 et L < 9,00 ou P < 3 000	12	8	14	500	3 100	6,2	8	6	10
	entre L ⩾ 9,00 ou P ⩾ 3 000 et L < 10,50 ou P < 4 500	14	8	14	600	3 100	4,8	10	8	14
	entre L ⩾ 10,50 ou P ⩾ 4 500 et L < 12,50 ou P < 8 000	16 20*	10	18	650	5 000	7,7	14	8	14
	entre L ⩾ 12,50 ou P ⩾ 8 000 et L < 16,00 ou P < 12 000	20 24	10	18	800	5 000	6,3	16	10	16
	entre L ⩾ 16,00 ou P ⩾ 12 000 et L < 18,00 ou P < 16 000	24 34	12	22	1 000	7 000	7	20	10	18
	entre L ⩾ 18,00 ou P ⩾ 16 000 et L < 20,00 ou P < 20 000	34 40	12	22	1 400	7 000	5	24	12	20
	entre L ⩾ 20,00 ou P ⩾ 20 000 et L < 25,00 ou P < 30 000	40 60	14	24	2 000	9 000	4,5	34	12	22
	L < 25,00 et P ⩾ 30 000	60 —	16	28	2 400	12 000	5	40	14	24

* Les chiffres de gauche sont ceux de la réglementation, ceux de droite les poids conseillés.

de déplacement, le mouillage principal (de gros temps) comportera une ancre de 20 kg, le mouillage secondaire (usuel) de 14 kg et le mouillage léger de 7 kg.

La ligne de ce dernier comportera une longueur de chaîne de 8 m et un câblot de diamètres correspondant au poids de l'ancre.

On sait aujourd'hui que la tenue d'une ligne de mouillage textile est très supérieure à la chaîne, surtout dans les fonds de faible profondeur [5] ; une absorption d'énergie plus importante et un meilleur amortissement ayant de plus un effet favorable sur la tenue du sol dans lequel l'ancre est crochée. Si pour une question de rayon d'évitage on doit réduire le rapport longueur de ligne/profondeur, il sera toujours préférable d'augmenter le poids de la chaîne ou de placer un lest à sa liaison avec le câblot. Il ne faudra donc pas avoir peur de prévoir une chaîne plus lourde que celle du tableau, en revanche la longueur prévue est prohibitive pour les grandes unités.

Pour le câblot on préférera au cordage à trois torons un cordage à âme polyamide câblée sous gaine en polypropylène tressé. Ces cordages sont plus souples, évitant les coques, plus élastiques et résistent mieux au ragage. La longueur totale de la ligne sera égale à dix fois celle des fonds fréquentés jusqu'à 10 m environ, se réduisant progressivement jusqu'à 4 fois pour des fonds de 100 m et plus.

Il est d'usage de ranger le mouillage dans une baille située à l'avant de la coque. Malgré le fait que le poids en est particulièrement mal placé il faut reconnaître que cette disposition est commode ... à condition que le panneau ouvrant ne dégage

TABLEAU VIII-IV
AUSSIÈRES D'UN VOILIER

Qté	Désignation	Matière	Longueur	Résistance	Utilisation
1	Ligne légère	Polyester ou polypropylène tressé	4 L	0,25 D	Tous usages, prolongement mouillage léger
1	Remorque	Polyamide toronné	3 à 4 L	0,5 D	Remorquage, prolongement mouillage usuel
2	Aussière lourde	Polyamide toronné	1,5 à 2 L	0,5 D	Amarres de pointes
2	Amarre lourde	Polyester ou polypropylène tressé	1,5 L	0,5 D	Gardes
2	Aussière moyenne	Polyamide tressé	L	0,4 D	Traversiers

L = longueur de la coque ;
D = déplacement en charge.
Tous ces cordages devront avoir un emplacement désigné dans un des coffres de cockpit.

pas la totalité de la pointe avant du pont. On n'y rangera que le mouillage usuel, l'ancre étant fixée dans un support, contre la cloison arrière, la chaîne dans le fond de la baille et le câblot enroulé sur un tambour auquel il sera fixé par une étalingure.

Le fond de la baille sera en pointe de façon que la chaîne y soit calée et ne puisse se déplacer sous les mouvements de la coque. Elle sera munie d'un trou de vidange protégé par une grille à l'intérieur et fermée par un panneau verrouillé.

À partir d'une dizaine de mètres, le guindeau pourra être placé dans la baille pour dégager le pont mais on veillera à ce que la course de la bringuebale ne soit pas entravée et que le trajet entre la poupée et le rouleau du davier soit direct.

On rangera également dans la baille le câblot du mouillage de gros temps. En revanche l'ancre et sa chaîne maillée pourront être placées à un endroit plus favorable à condition d'être immédiatement accessibles, sous le plancher au pied de la descente par exemple.

Le mouillage léger, dans son entier, pourra être placé dans un coffre de cockpit avec néanmoins un support pour l'ancre et un enrouleur sur un support mobile pour le câblot ; la chaîne pourra être stockée dans une poche en toile.

VIII–VII–2. LES AUSSIÈRES

Pour pouvoir faire face à toutes les situations un voilier de croisière doit être équipé d'un minimum de cordages de différentes dimensions et matières adaptées à leur fonction.

Le tableau VIII–IV ci-dessous représente l'inventaire minimum d'un voilier de croisière hauturière. On y ajoutera une ligne de touline et divers petits cordages, saisines, rabans, etc.

Pour les petites unités on sera conduit, pour la commodité de manœuvre, à adopter des diamètres de cordages plus forts que ceux correspondant aux résistances calculées.

On trouvera dans *Voiles et gréements* [6] les caractéristiques et les poids de tous les cordages.

VIII–VII–3. LES PARE-BATTAGE

Selon sa taille, un voilier de croisière devra être équipé de 6 ou 8 pare-battage cylindriques de 30 à 50 cm de diamètre avec amarrage à une ou deux extrémités. Ces accessoires encombrants trouveront place dans le coffre arrière. Il est bon de prévoir également une planche de sapin de 3 m × 0,25 m percée d'un trou à chaque coin pour protéger les pare-battage des quais trop sales ou rugueux ou munis de défenses en bois.

BIBLIOGRAPHIE CHAPITRE VIII

1. J.P. MALICE, *L'énergie électrique à flot.* EMOM.
2. G. PESTY, *Confort, annexes et équipement.* EMOM.
3. P. RAPIN, *Formulaire du froid.* Technique et vulgarisation.
4. G. SOOTS, Installation d'un réfrigérateur eutectique. *Nauticus. Aménagements intérieurs.* EMOM.
5. M. KENN, The science of anchoring. *Yachting World,* octobre 1974.
6. P. GUTELLE, *Voiles et gréements.* EMOM.

IX

ACCASTILLAGE

Désignant autrefois la partie émergée d'une coque, plus simplement ses roufs, timonerie, descentes, portes, etc., en bois, le terme « petit accastillage » étant réservé aux taquets, poulies ... placés sur le pont, ce mot n'est plus, de nos jours, utilisé que dans ce dernier sens. Il couvre toutes les pièces employées pour assurer le fonctionnement du voilier, hisser et orienter les voiles, s'amarrer, s'ancrer, protéger l'équipage, etc. C'est à travers ces fonctions que nous allons l'étudier.

IX-I- SÉCURITÉ DE L'ÉQUIPAGE

L'homme à la mer est un des accidents les plus dramatiques et représente un pourcentage élevé dans les statistiques. Encore celles-ci ne font-elles ressortir que les accidents recensés ou ayant connu une fin tragique et l'on ignore tous ceux qui ne se sont soldés que par un bain ou les incidents sans suite qui ne se sont traduits que par une peur rétrospective.

Malgré les reproches systématiques de certains, la réglementation appliquée en France s'est révélée efficace et lorsque, dans les salons étrangers, on étudie l'équipement de certains bateaux on doit constater que les constructions françaises évitent au moins les plus grossières erreurs.

Néanmoins cette réglementation ne doit être considérée que comme un minimum qui demandera souvent à être complété.

IX–I–1. BALCONS ET FILIÈRES

La réglementation définit les caractéristiques géométriques et mécaniques de ces protections.

Les voiliers naviguant en 4e catégorie et au-delà doivent être équipés d'une filière à au moins 0,45 m du pont pour ceux de moins de 8 m et, pour les autres, de deux filières, la première à 0,30 m au plus au-dessus du pont et la seconde à au moins 0,60 m. Cette protection et les balcons qui lui sont généralement associés doit être continue sur tout le pourtour du pont. Elle est complétée par un cale-pied d'au moins 30 mm de haut.

La plupart des balcons et chandeliers sont réalisés en tube d'acier inoxydable de 23 × 20 pour ceux de 0,45 m et 25 × 22 pour ceux de 0,60 m, parfois 28 × 25 pour les plus grands voiliers. Ces sections sont faibles puisqu'elles correspondent, pour un acier à 20 daN/mm² de limite élastique, à un effort de 21 daN sur l'extrémité d'un chandelier de 0,60 m et de 23 daN sur un de 0,45 m. Si l'effort est dirigé vers l'extérieur il est repris par la traction des filières qui, en plan, forment toujours un angle à chaque chandelier, mais s'il est dirigé vers l'intérieur le chandelier seul l'encaisse, c'est pourquoi, lors de mises à couple on retrouve si souvent des chandeliers tordus. Néanmoins il est préférable que le chandelier se torde plutôt que de voir l'embase arracher le pont. D'autre part, au moins dans ce sens, la flexion du chandelier amortira le choc d'un équipier passant par dessus bord, surtout si son harnais était croché sur la filière.

Les balcons et chandeliers en alliage léger seraient beaucoup plus intéressants comme rapport résistance/poids, malheureusement leur prix est très élevé en raison du polissage manuel nécessaire après soudure.

On préfèrera les chandeliers rétreints pour leur légèreté et leur esthétique et on s'assurera que les passages de filières soient garnis d'un tube largement évasé à ses extrémités pour ne pas couper la gaine de celles-ci. Au sommet, on veillera à ce que l'embout du chandelier ne dépasse pas de plus de quelques millimètres le dessus de la filière ; un embout plus proéminent serait très

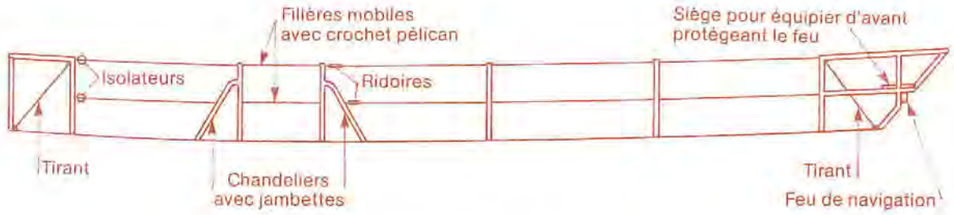


Fig. IX-1. Disposition des balcons et filières sur un voilier de 11 m. Noter les tirants dans les balcons, le petit siège dans le balcon avant sous lequel est fixé le feu tricolore et le tronçon de filières mobiles avec ses chandeliers à jambettes. (Les longueurs sont 1,5 fois plus courtes que les hauteurs pour la clarté du dessin).

dangereux en cas de chute. L'embase du chandelier en acier inoxydable sera en bronze ou en acier, on évitera l'alliage léger sauf à la rigueur s'il est fortement anodisé et soigneusement isolé, car la corrosion interviendra toujours à plus ou moins longue échéance entraînant une fissuration de l'embase. Celle-ci devra toujours être munie d'un petit trou de vidange pour éviter que de l'eau stagne à l'intérieur. Elle sera boulonnée sur un renfort solide. En effet, elle devra supporter un moment égal à celui qu'exerce le chandelier au moment où il se plie soit environ 12,5 mdaN pour le tube de 25 × 22 et 0,60 m de hauteur.

Sur une coque métallique, balcons et chandeliers ne seront jamais soudés au pont de façon à rester démontables.

Sur les coques en plastique, les rails de fargue en alliage léger offrent une excellente fixation pour les embases des chandeliers. On évitera par contre les embases noyées dans le pont qui furent à la mode à une certaine époque et qui, en ne permettant pas l'évacuation de l'eau, laissent macérer le pied du chandelier.

Lorsque le bateau est équipé d'un pavois, la fixation se fera à la fois sur le pavois et le pont qui se renforceront ainsi l'un l'autre.

Les filières elles-mêmes et leurs fixations doivent résister à une traction de 1 100 daN. Ceci implique une triangulation des balcons pour résister à cette traction (fig. IX-1). On utilise pour les filières du câble gainé afin d'éviter au maximum les « gendarmes » et l'accrochage des cheveux. Leur circuit ne doit pas assurer la continuité électrique sur le pourtour du pont car ceci pertuberait la réception des goniomètres et toute mesure deviendrait impossible. On placera donc des isolateurs à l'une des extrémités mais non des ligatures – comme on le voit trop souvent – dont l'état et la résistance sont invérifiables.

Pour faciliter l'accès à bord, pour le bain, ou pour récupérer un équipier il est indispensable de prévoir, dans les filières, une section mobile. Celle-ci est réalisée à l'aide d'un crochet pélican qui permet un décrochage et une retension rapide de la filière. Les chandeliers situés de part et d'autre de la section mobile doivent être munis de jambettes pour résister à la traction du reste de la filière lorsqu'elle est ouverte.

On peut prévoir également des sections mobiles dans le balcon arrière pour une planche de coupée. Ce passage peut être mis à profit pour intégrer dans le balcon une échelle de bain rabattable, cette disposition étant surtout valable pour les arrières à tableau inversé ou droit. Pour les autres, on pourra adopter une autre solution qui a l'avantage de placer l'échelle à l'endroit où les mouvements de tangage sont le moins sensibles, où l'on n'est pas gêné par le gréement et sur le chemin de la bôme que l'on peut alors utiliser comme mât de charge. Elle consiste à intégrer dans la filière une échelle rabattable vers l'extérieur et dont la charnière est orientée selon un angle d'environ 45° de façon à se retrouver en position verticale une fois rabattue (fig. IX-2). L'ouverture ainsi dégagée sera située à hauteur du cockpit et la longueur de l'échelle devra être telle qu'elle descende au moins à 50 cm sous la flottaison. Elle peut être constituée de deux éléments repliables lorsque le franc-bord est élevé. Un solide verrou à crochet la maintiendra en position relevée pour garantir la continuité de la filière, et le chandelier placé à l'opposé de la charnière sera muni d'une jambette.

Les balcons seront équipés d'un certain nombre d'accessoires : supports de bouées de sauvetage et de feux, pontets pour les drisses de spinnakers, supports de feux de route, etc. Il faudra veiller à ce que ceux-ci ne soient agressifs ni pour les personnes ni pour les voiles et que *a contrario,* ils ne puissent être endommagés par des cordages qui s'y accrocheraient ou lors de manœuvres d'accostage.

Le cale-pied est également un élément important de sécurité car il est très facile de glisser involontairement sous une filière de 30 cm, et encore plus de 45 cm. Une hauteur de 30 mm est un strict minimum et l'on notera que les rails de fargue en alliage léger ont une hauteur sur le pont d'au moins 45 mm.

Sur un voilier de croisière un pavois d'une dizaine de centimètres minimum offrira bien des avantages. Sa réalisation ne pose aucun problème en construction métallique, contre-plaqué ou bois moulé. Il faudra prévoir de larges dalots au ras du pont, surtout dans le troisième quart de la longueur, là où le franc-bord est minimum.

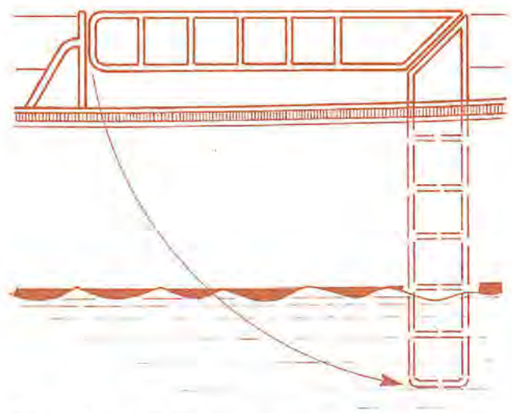


Fig. IX-2. Échelle de coupée rabattable intégrée dans les filières.

L'antidérapant du pont est un problème souvent difficile à résoudre. Faute d'un pont en latte de teck qui semble rester la solution la plus sûre, les revêtements en caoutchouc à gros relief sont efficaces mais agressifs pour les peaux sensibles, on pourra leur préférer les revêtements granités en polyuréthanne dérivés des produits utilisés sur les stades qui existent également sous forme de peinture.

Une ligne de vie sera placée de chaque bord le long du rouf depuis l'arrière du cockpit jusqu'au milieu du pontage avant. On peut également la placer sur le rouf le long des mains courantes. Des points d'accrochage spécifiques seront placés au pied du barreur, au pied de mât, sur la plage avant ... Ils doivent pouvoir supporter une traction transversale de 1 100 daN et pour que la ligne de vie n'induise pas une traction longitudinale trop élevée il est indispensable qu'elle ne soit pas tendue. En effet, avec une charge centrée, pour un supplément de longueur de 1 % on constate que la traction est de 3 918 daN. Avec 2 % elle tombe à 2 791 daN et avec 4 % à 2 002 daN. Mais à ce moment la flèche atteint 14,5 % de la longueur ce qui pour une ligne de 6 m donnerait 0,87 m, bien plus que la largeur du passavant. Pour réduire cette flèche, le mieux est de diviser la ligne en plusieurs tronçons. Un bon compromis semble consister à adopter des tronçons de 3 m avec une surlongueur de 3 % pour chacun ce qui donnerait une flèche de 0,38 m et une traction de 2 296 daN permettant d'utiliser un câble gainé de 6,4 d'une résistance de 2 750 daN.

Deux tronçons adjacents peuvent être fixés sur le même œil à condition que la résistance de celui-ci soit au moins égale à celle du câble, dans toutes les directions.

Pour éviter que la ligne se promène en zigzag sur le pont ce qui risque toujours de provoquer des chutes on y fixera un sandow ou une bosse cassante entraînant la boucle du surplus dans un endroit moins gênant (fig. IX-3).

IX–I–2. EMPLACEMENT DU RADEAU DE SAUVETAGE

La réglementation, si elle demande qu'il soit prévu, n'impose pas un emplacement particulier pour le radeau ni un mode de fixation. Étant entendu que l'emplacement doit être accessible de l'extérieur, toute la difficulté du choix réside dans l'encombrement, le poids et le fait que les

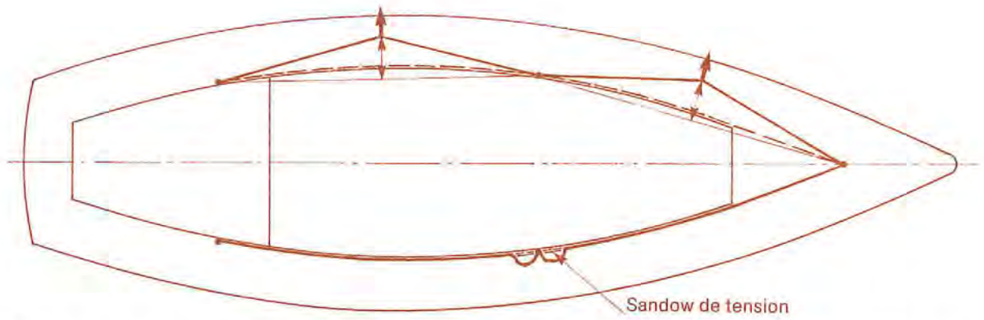


Fig. IX-3. La longueur des lignes de vie doit permettre d'obtenir un rapport flèche/longueur aussi élevé que possible sous l'effet d'une traction exercée au milieu. Un piton intermédiaire placé à hauteur des haubans permet de réduire la flèche et d'éviter que le câble vienne porter sur les haubans. Un sandow ou une bosse cassante frappé sur les deux éléments de la ligne permet d'en reprendre le mou pour éviter qu'elle serpente sur le passavant.

fabricants n'ont toujours pas réussi à se mettre d'accord sur une norme d'encombrement des conteneurs. Les trois familles d'emplacements généralement utilisées présentent toutes des avantages et des inconvénients, aucune n'est totalement satisfaisante et le choix dépendra en fin de compte de la disposition générale du pont et des emménagements.

A l'origine le radeau était le plus souvent amarré sur le rouf ou son avant. Proie facile pour les voleurs mais d'une mise à l'eau aisée, sauf au passage par dessus les filières, il peut être d'un accès plus difficile s'il est trop sur l'avant. D'autre part, son poids se trouve à hauteur, son fardage, sur le rouf, est important et il n'est pas protégé.

Dans un coffre du cockpit il est à l'abri, placé au plus bas, accessible de la partie la mieux protégée du bateau, malheureusement son poids le rend difficile à extraire du coffre et on retrouve le même obstacle des filières, que précédemment. On peut grandement améliorer cette situation en le plaçant dans un coffre de cockpit étanche par rapport aux emménagements, et en le fixant sur une trappe rabattable (fig. IX-4). Par ailleurs, si les filières sont équipées d'une section mobile à hauteur du cockpit le problème de leur passage sera largement facilité. C'est, personnellement la solution que je préfère.

La dernière, couramment adoptée aujourd'hui, est celle du logement dans le tableau arrière avec ou sans trappe de largage. La mise à l'eau est des plus faciles, le poids est bas mais malheureusement tout à fait à l'arrière et l'embarquement n'est pas aisé.

Dans tous les cas un très solide piton sera fixé à l'emplacement du radeau pour y frapper en permanence la ligne d'amarrage. Il est trop facile en effet, dans la précipitation d'oublier de crocher celle-ci.

Le seul emballage vraiment efficace pour la conservation du radeau étant le conteneur rigide, sa fixation sur son bâti se fera par des sangles à décrochage rapide et en aucun cas par des cordages noués.

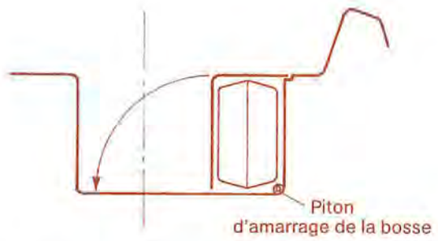


Fig. IX-4. Un excellent moyen de stockage pour un conteneur de radeau de sauvetage consiste à le fixer à l'intérieur d'un abattant intégré au cockpit.

IX-II- AMARRAGE ET ANCRAGE

Lorsque l'on observe les voiliers amarrés dans un port il est incroyable de voir à quel point leur équipement est insuffisant tant en nombre qu'en qualité.

Pour permettre l'amarrage correct d'un bateau, il est indispensable de disposer d'au moins trois ensembles taquet-chaumard de chaque bord, plus un taquet avant et arrière pour les traversiers (fig. IX-5).

Il existe pour les taquets une norme française NF J 33-613 définissant en fonction du diamètre du cordage, la longueur, la fixation et la résistance. Elle pourra servir de base pour le choix de sa dimension, même si malheureusement elle n'est pas très suivie par les fabricants.

TABLEAU IX-I
LONGUEUR DES TAQUETS D'AMARRAGE

⌀ cordage	**8**	10-**12**	14-**16**	18-20	22-24
longueur	**110**	**170**	**260**	330	450

Nota : Les cotes en gras correspondent à la norme NF J 33-613.

Les taquets d'amarrage avant et arrière doivent pouvoir être utilisés pour le remorquage ; ils seront donc choisis en fonction du plus gros cordage présent à bord.

La bitte d'amarrage est sans aucun doute le meilleur équipement pour cet usage. Elle s'intègre parfaitement aux coques métalliques ou en bois, plus difficilement aux coques en stratifié (difficultés d'étanchéité). Une bitte peut remplacer deux taquets, mais néanmoins, à l'arrière, il sera préférable d'en prévoir une à chaque coin du tableau pour éviter des circuits d'amarre gênants.

Les taquets d'amarrage, s'ils sont fixés sur le pont devront être placés en un point où leur fixation pourra être reprise sur la structure de la coque. Il ne faut pas oublier en effet qu'un mauvais calcul de marnage peut laisser le bateau suspendu à ses amarres !

Rappelons que le cordage venant s'amarrer sur un taquet doit toujours être situé dans le plan de fixation de celui-ci et faire avec son axe un angle de 10 à 15° pour ne pas gêner le premier tour.

Si le pont est ceinturé d'un pavois assez haut, celui-ci représente le meilleur point de fixation pour les taquets.

Une garde mobile (fig. IX-6) empêchera les écoutes de se prendre dans les taquets lorsqu'ils ne sont pas utilisés. On peut placer également deux sabots en bois s'engageant sous les ailes et reliés par un sandow.

Les chaumards sont également toujours trop souvent négligés. Ils doivent être dimensionnés pour le plus gros des cordages qu'ils peuvent recevoir y compris la fourrure de celui-ci. On veillera surtout à ce que leur pourtour intérieur soit parfaitement arrondi, surtout pour les chau-

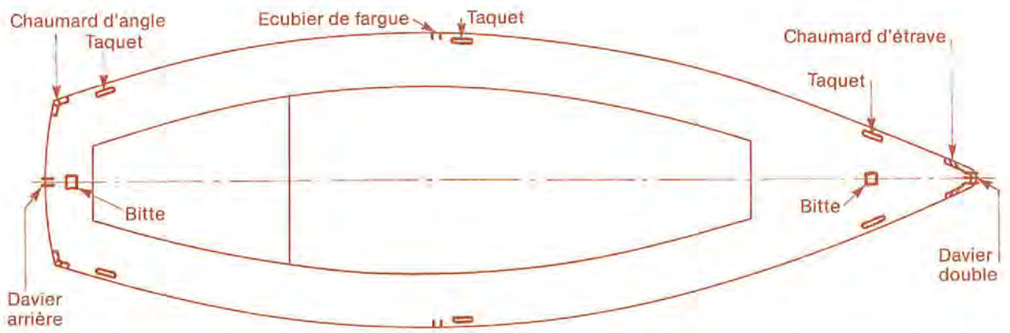


Fig. IX-5. Équipement minimum pour un voilier de 11 m offrant toutes les possibilités d'amarrage et de mouillage avec un matériel spécifique pour chaque fonction.

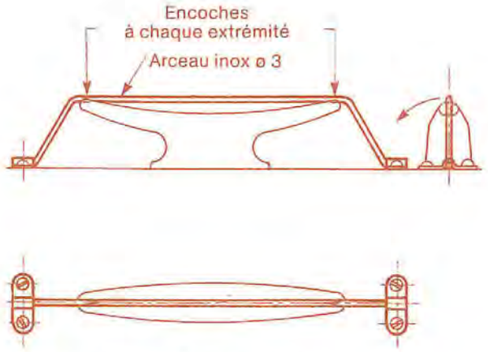


Fig. IX-6. Garde de taquet.

mards croisés, et l'on n'oubliera pas qu'ils peuvent être soumis à des tractions verticales importantes, leur fixation devra en tenir compte.

Il existe une norme NF J 37-292 pour les cotes d'interchangeabilité des chaumards.

Sauf à la rigueur pour des petits voiliers, on évitera les chaumards constitués de deux crochets en fil rond soudés. Si la tenue du cordage est généralement bonne, leur diamètre trop faible et le bord de la platine sur laquelle ils sont soudés sont trop agressifs pour les cordages.

Lorqu'un chaumard ne peut être placé immédiatement à l'aplomb du bordé, il faudra prévoir un jonc d'inox sur les angles des pièces où les cordages peuvent raguer.

Sur un pavois on montera des chaumards encastrés ou mieux des écubiers de fargue qui ont le gros avantage, au prix d'une petite difficulté de manœuvre, d'assurer une tenue et une protection parfaites des cordages dans toutes les directions, évitant au taquet de se retrouver soumis à des efforts de direction anormale.

Le davier d'étrave est un élément extrêmement important de l'équipement du bateau car de son dessin dépendront la bonne tenue et l'usure des cordages utilisés pour le mouillage, l'amarrage et le remorquage, toutes situations dont dépend sa sécurité.

Très souvent le davier se trouve intégré dans un ensemble comprenant également la fixation de l'étai et du point d'amure des focs et les pieds avant du balcon. Il résulte de ces voisinages des contraintes qui devront être soigneusement évaluées. Il ne faudra pas, par exemple, que la chaîne vienne frotter sur la tête ou la goupille de l'axe de fixation de l'étai sous peine de risquer de voir celles-ci usées prématurément ou cisaillées sans que l'on s'en rende compte. Il ne faut pas non plus que, sous certains angles, les amarres viennent porter sur les pieds du balcon au risque de les tordre. D'autre part, cet ensemble, situé tout à l'avant, doit rester aussi léger que possible tout en conservant dans sa structure et sa fixation une résistance en rapport avec les efforts qu'elle doit supporter. Sur des voiliers jusqu'à une huitaine de mètres, un davier simple peut suffire, au-delà on en prévoira un de chaque bord.

Il n'est pas possible de donner un modèle type car les conditions d'implantation conduisent à des solutions extrêmement variées et la figure IX-7 n'est qu'un exemple. On notera cependant que les galets doivent être d'un diamètre suffisant pour assurer un roulement correct de la chaîne (environ 6 fois le diamètre du fil), assez larges pour laisser la place au fourrage des amarres et assez avancés pour que la chaîne ne vienne pas trop tôt frotter sur l'étrave. Un axe à verrouillage de sécurité doit empêcher la ligne ou l'amarre d'échapper du davier. Lorsqu'on utilise un mouillage en chaîne, cet axe, muni d'un linguet, sert d'arrêt de chaîne ; dans ce cas le galet doit comporter une gorge de façon à orienter les maillons dans les plans horizontal et vertical. On réservera un galet à cet usage, l'autre restant lisse pour les cordages.

Les joues, à la sortie du galet devront être largement arrondies pour supporter une déviation des cordages d'au moins 60°.

Ne pas oublier qu'un voilier de croisière doit être équipé d'un davier sur le tableau, car il peut être amené à mouiller par l'arrière.

IX-III MANŒUVRES

Le circuit des cordages utilisé pour la manœuvre des voiles passe par un certain nombre de poulies servant de renvoi ou de palans, avant d'aboutir à un dispositif d'arrêt, taquet ou bloqueur, en passant si nécessaire par un organe multiplicateur d'effort, le winch.

Ces circuits devront toujours être le plus court possible et comporter un minimum de renvois, chacun entraînant des frottements et une perte de rendement, et les réas de renvoi devront toujours être calés avec précision dans le plan des cordages.

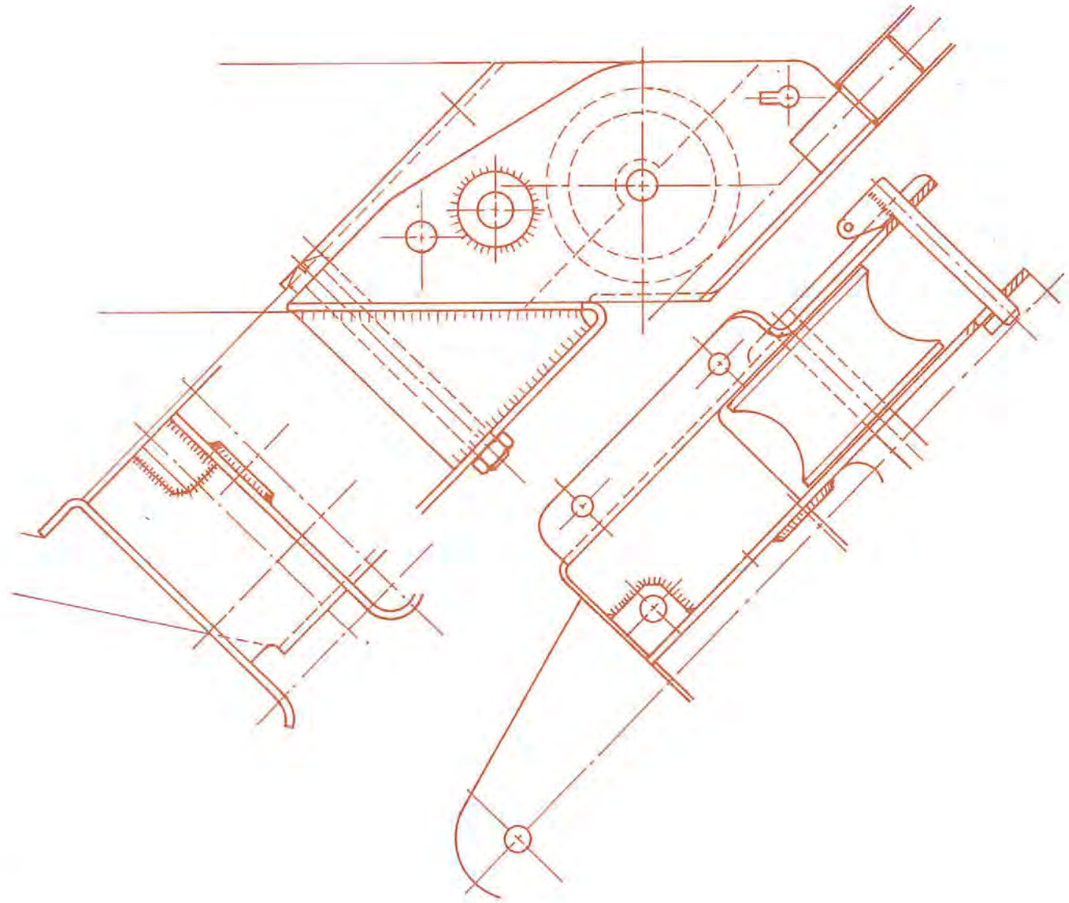


Fig. IX-7. Exemple de ferrure d'étrave avec double davier pour un voilier de 11 m en bois moulé.

IX-III-1. MANŒUVRES EN PROVENANCE DU MÂT

Ce sont de loin les plus nombreuses et il est devenu courant de les conduire jusqu'à l'arrière du rouf afin qu'elles soient accessibles du cockpit. Cela n'est pas toujours intéressant pour un voilier de croisière naviguant avec un équipage réduit. La prise de ris, par exemple, demande la présence d'un équipier au pied du mât. Il est donc préférable que soient à portée de sa main les winches de drisse et de bosses de ris. Par contre pour les focs, l'équipier d'avant qui récupère la voile descendue et met en place les mousquetons ne peut manœuvrer le winch qui sera mieux situé à portée du barreur. On pourra également placer devant le cockpit tout ce qui concerne les réglages : hale-bas de bôme, manœuvres de tangon...

Pour ces manœuvres, les taquets coinceurs à mâchoires ont laissé la place aux bloqueurs basés sur le même principe mais qui peuvent être commandés par un levier. Le bloqueur idéal ne doit pas avoir une came qui agit directement sur le cordage mais par l'intermédiaire d'un sabot. Le blocage est moins agressif pour le cordage et ne provoque pas de déplacement de celui-ci lors du serrage d'où un réglage plus précis. Il doit être adapté au diamètre du cordage et le levier, une fois rabattu, ne doit pas présenter de risque d'accrochage provoquant un largage intempestif et parfois dangereux. Enfin les bords de la cage doivent être parfaitement arrondis et la fixation en rapport avec la charge à supporter.

Lorsqu'un winch est utilisé pour plusieurs manœuvres, les bloqueurs placés en avant doivent être rapprochés le plus possible et orientés de façon à rester dans l'axe des cordages.

IX–III–2. ÉCOUTES DE FOCS

La multiplicité des voiles d'avant implique des points de tire variables. Cette condition est réalisée avec un chariot portant un avale-tout et réglable sur un rail. Il reste que cette solution ne permet pas de réglage latéral sauf à disposer de plusieurs rails ou de dispositifs beaucoup plus complexes qui ne sont admissibles que sur des voiliers de course. Sur un voilier de croisière on se contentera généralement d'un rail faisant, à partir du point d'amure, un angle de 10 à 15° avec l'axe.

Pour les génois et les allures portantes on pourra placer un second rail au sommet du pavois ou des poulies ouvrantes sur un rail de fargue.

Dans tous les cas il est indispensable de prévoir une poulie fixe de retour pour que l'écoute arrive au winch toujours sous le même angle. Cette poulie devra être calée avec précision et sa fixation particulièrement robuste car elle supportera un effort double de la traction qui s'exercera dans l'écoute.

Pour faciliter les manœuvres de changement de voile d'avant, on placera deux chariots sur le rail et la poulie de retour sera à double réa.

La fixation du rail devra être particulièrement renforcée aux endroits où se situeront les points de tire des génois lourds et toutes les reprises possibles sur les éléments de structures seront utilisées.

IX–III–3. ÉCOUTE DE GRAND-VOILE

Toutes sortes de dispositions de palans sont possibles, le winch n'étant vraiment nécessaire que sur des unités dont la grand-voile dépasse 25 m².

Même sur un voilier de croisière il est important que le palan d'écoute soit monté sur un rail, cela permettra d'obtenir un meilleur réglage de la voile, soulagera le hale-bas de bôme et évitera parfois de prendre un ris sur un bord court. Un autre avantage sera de dégager le panneau de descente. Mais il ne faut pas croire qu'un voilier de croisière pourra se contenter d'un équipement rudimentaire, il vaut mieux ne rien avoir qu'un chariot qui ne coulisse qu'à coups de pied, et de bons palans de commande avec des taquets d'amarrage sûrs sont d'abord une condition de sécurité. Des butées réglables permettront de soulager ces palans sur les grands bords où l'on n'aura pas à prévoir de modification rapide du réglage.

IX–III–4. LES WINCHES

Le winch est aujourd'hui un élément de base de tout accastillage. Des regroupements entraînant une sélection se sont effectués parmi les principaux fabricants mondiaux réduisant le choix à trois ou quatre grandes marques dont les gammes se correspondent plus ou moins, avec une qualité sensiblement égale. Le choix va donc s'effectuer en fonction des caractéristiques mécaniques recherchées... et des prix.

La partie la plus lourde du winch est la poupée, c'est pour elle que l'on peut trouver des matériaux différents, alliage léger, bronze chromé, acier inoxydable. Le premier est le plus léger et devrait être le moins cher, mais, même en alliage traité et anodisé dur, il ne peut convenir qu'aux cordages textiles, les câbles métalliques usant la poupée trop rapidement ; néanmoins ceci ne concerne que les très grosses unités.

On évitera l'anodisation noire, certes très esthétique, mais qui, en concentrant la chaleur, entraîne un vieillissement plus rapide des graisses lubrifiantes. Une petite housse en toile blanche peut réduire cet inconvénient.

Le bronze chromé donne un poids sensiblement égale à l'acier inoxydable et se situe en position intermédiaire pour le prix. C'est le matériau le plus couramment utilisé, l'acier inoxydable étant plutôt réservé aux modèles de gros calibre destinés à

recevoir du câble métallique. La solution idéale serait bien sûr le titane qui offre un rapport R_t/d deux fois et demie plus élevé que l'alliage léger, mais son prix le fait réserver à des unités particulières, quand il n'est pas banni par les règlements de série.

La construction interne des winches utilise essentiellement l'acier inoxydable et le bronze. Compte tenu du nombre de pignons et de roues à cliquets utilisés dans les modèles à démultiplication, le rendement mécanique peut osciller entre 60 et 85 % selon les pertes par frottement. Les éléments jouant sur celles-ci sont la rigidité du fût, la qualité de taille des engrenages et le nombre des roulements, ces deux derniers facteurs intervenant bien sûr sur le prix.

La quasi totalité des winches que l'on trouve actuellement sont entraînés par une manivelle amovible venant s'enclencher sur le dessus de la poupée. Deux longueurs de manivelles sont standard, 203 mm (8') et 254 mm (10'). Elles peuvent être fabriquées en matériau composite, alliage léger ou bronze chromé, avec ou sans verrouillage. Il existe également des modèles à cliquets permettant d'orienter rapidement la manivelle dans la position la plus favorable à l'effort.

Deux équipiers sont normalement nécessaires pour manœuvrer un winch, l'un tournant la manivelle, l'autre embraquant le cordage. Après une longue mise au point et bien des déboires, ce problème semble résolu par un système de poulie bloquante *(self tailing)* placée en tête de la poupée. Ces modèles sont extrêmement intéressants pour la croisière en équipage réduit et se généralisent même en course pour les winches secondaires (autres que ceux d'écoutes de génois ou de spinnaker).

Sur les grosses unités où les tractions à exercer deviennent très élevées on pourra installer des liaisons mécaniques entre plusieurs winches de façon à ce que plusieurs équipiers puissent actionner l'ensemble ou, si la place sur le pont le permet, un entraînement par manivelle sur piédestal, le « moulin à café », permettant toutes les combinaisons possibles. Compte tenu de la disposition bien meilleure des manivelles et du fait qu'elles peuvent être actionnées par deux équipiers simultanément, il est possible d'utiliser des tambours de plus grand diamètre que les poupées et des rapports de démultiplication moins élevés d'où une plus grande rapidité de manœuvre.

Pour des voiliers de croisière, cette solution peut être envisagée à partir d'une quinzaine de mètres. Si la disposition du pont le permet, il sera souvent plus efficace de disposer d'un seul winch à piédestal manœuvré dans de bonnes conditions que de deux winches simples mais mal placés.

La caractéristique mécanique principale d'un winch est le rapport de démultiplication de l'effort à exercer. Cette démultiplication peut être obtenue directement par le simple rapport entre les rayons de la manivelle et de la poupée R/r. Ainsi un winch direct avec une poupée de 60 mm de diamètre et une manivelle de 250 mm aura un rapport de démultiplication de 250/30 = 8,33/1.

Pour obtenir des démultiplications plus élevées on devra faire intervenir des trains d'engrenages dont les rapports viendront multiplier d'autant le rapport direct. Par exemple si, dans le même winch, nous introduisons un train d'engrenages dont le rapport est de 2/1, le rapport global deviendra 250 × 2/30 = 16,66/1. On peut ainsi réaliser des winches à deux ou trois vitesses pouvant atteindre des rapports allant jusqu'à 65/1 par le jeu de différents trains d'engrenages s'embrayant par encliquetage selon le sens de rotation de la manivelle ou par d'autres moyens.

Mais le winch n'entraîne le cordage que par friction de celui-ci sur la poupée ; la traction qu'il pourra exercer sera donc fonction de cet entraînement. Deux facteurs interviendront sur celui-ci : le coefficient de frottement entre cordage et poupée et la longueur de cordage en contact avec celle-ci, laquelle sera égale au nombre de tours du cordage multiplié par la circonférence de la poupée.

De ce dernier point, et toutes choses étant égales par ailleurs, il résulte que pour un rapport de démultiplication donné, plus le diamètre de la poupée sera grand et plus la traction potentielle sera élevée.

L'augmentation du rapport de démultiplication a un corollaire plus désagréable qui est la perte de vitesse. En effet la vitesse circonférentielle (au niveau de la poignée de la manivelle) est inversement proportionnelle au rapport de démultiplication. C'est-à-dire que si le rapport est de 65/1, pour enrouler 1 cm d'écoute il faudra décrire 65 cm de circonférence soit 0,4 tour d'une manivelle de 0,25 cm. Comme, à effort sur la manivelle égal, on fera plus facilement le tour avec une manivelle courte il sera souvent préférable, surtout en croisière, de choisir le rapport de réduction avec celle-ci (attention, le rapport indiqué par le fabricant est presque toujours pour

la grande manivelle). Ceci aura l'avantage supplémentaire de disposer, s'il en est besoin, d'une réserve de puissance, simplement en utilisant la manivelle longue.

Les fabricants donnent dans leur documentation des tableaux indiquant la taille du winch à utiliser selon la taille du voilier et la manœuvre. Ces tableaux sont établis en général pour des voiliers de course mais il serait faux de croire qu'un voilier de croisière peut se contenter d'un calibre inférieur. Tout au contraire, en course les équipiers sont plus musclés, mieux entraînés et l'on recherche avant tout la vitesse de manœuvre, les rapports de démultiplication sont donc calculés au plus juste et, pour un croiseur, il ne sera pas mauvais de prévoir le modèle au-dessus surtout pour les winches d'écoute de génois.

Dans les tableaux des fabricants il ne faudra pas tenir compte des surfaces de voiles, un voilier de course étant toujours plus voilé qu'un croiseur, mais du déplacement ou à la rigueur de la longueur. Le tableau IX-II en est une synthèse.

Dans le doute, pour le winch principal, on pourra toujours considérer que la traction maximum que l'on aura à exercer sera de 30 daN par m² de génois maxi, ce qui correspond environ à l'effort par un vent de force 6 pour un voilier de croisière de déplacement moyen. Sachant que l'effort maximum que peut exercer sur un winch un adulte bien musclé est d'environ 25 daN on pourra en déduire le rapport de démultiplication maximum nécessaire.

Dans le voilier que nous avons choisi comme exemple pour le calcul du gréement, le génois est de 42 m². Avec une grand-voile à deux ris on pourra se trouver encore avec un génois lourd de cette surface par force 6. La traction sur l'écoute sera alors de 42 × 30 = 1 260 daN. Le rapport maximum du winch devra être au moins égal à 1 260/25 = 50,4 ce qui correspondra, par exemple, au Lewmar 48, au Barlow 32 ou au Barbarossa 51 qui sont les modèles conseillés par les fabricants si l'on tient compte d'un déplacement correspondant au type de voilier de course indiqué (1 ton minimum).

Pour les écoutes du spinnaker, il est généralement prévu des winches de rapport inférieur, l'effort à fournir étant plus faible. En croisière, où le spinnaker n'est utilisé que par beau temps – quand on ne lui préfère pas des trinquettes jumelles – cette différence peut être maintenue, voire accrue. Néanmoins il peut être intéressant, lorsque l'on n'est pas tenu par le prix et le poids,

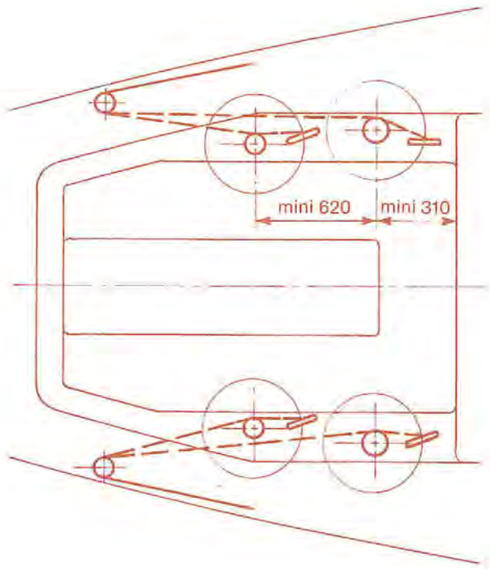


Fig. IX-8. L'emplacement relatif des différents winches et de leurs taquets dépend de la garde qu'il faut laisser par rapport aux obstacles que l'on peut rencontrer sur le trajet de la manivelle et du circuit des écoutes qui ne doit venir en conflit avec aucune autre pièce d'accastillage. Ceci est particulièrement délicat à tribord.

de monter des modèles identiques afin de disposer toujours en cas de panne de la puissance maximum et de simplifier les problèmes de maintenance et de pièces détachées.

IX–III–4.1. INSTALLATION DES WINCHES

L'emplacement des winches sur le pont doit être étudié pour réaliser les circuits des cordages les plus courts et les plus directs, tout en les plaçant à meilleure portée possible des équipiers. Il faut éviter également tout croisement de ces circuits et toute obstruction, rouf, hiloires, autre winch ... Ceci est surtout critique à tribord où, compte tenu du sens d'enroulement (sens des aiguilles d'une montre), l'écoute de foc passe très près du winch de spinnaker placé plus en arrière (fig. IX–8).

TABLEAU IX-II
RAPPORT DE RÉDUCTION AVEC GRANDE MANIVELLE DES WINCHES POUR VOILIERS DE COURSE ET DE CROISIÈRE (Caractéristiques en grisé)

	¼ ton		½ ton		1 ton					
Longueur H.T. m	7	8	9	10	11	12	13	14	16	18
Déplacement en charge t	2	3,5	5	6,5	8	10	12	14	20	28
Surface génois maxi m²	20	28	35	45	55	65	80	100	135	180
	16	24	32	40	50	60	75	90	120	150
Surface grand-voile m²	12	14	17	21	25	30	35	45	65	100
	10	14	17	20	25	30	35	40	55	70
Écoutes de génois	7/8	16/24	30/40	40/46	43/48	46/55	48/65	55/70	65/90	70/100
Écoute de grand-voile	—	6	6/8	7/16	16/24	24/40	30/40	40/46	43/46	46/48
Écoutes de spinnaker et drisse de génois	6	7/8	16/24	24/40	30/43	40/46	46/48	48/55	55/65	65/70
Drisse de grande-voile	—	6/7	7/8	16/24	24/40	30/40	30/40	40/43	43/46	46/48
Drisse de spinnaker et de trinquette	6	7/8	8/16	24/30	30/40	30/40	40/43	43/46	46/48	48/55
Hale-bas de bôme	—	—	6	7	8	16	24	30	40	43
Bordure de G.V.	—	—	—	6	7	7	8	8	8	16
Bosses de ris	—	—	7	8	16	24	30	40	43	46
Balancine de tangon	—	—	—	6	7	8	16	24/30	30/40	40/43
Hale-bas de tangon	—	—	6	7/8	8/16	16/24	24/30	30/40	40/43	43/46
Bastaques	7/8	8/16	16/24	24/30	30/40	40/43	43/46	46	48	55

Nota : Pour les bastaques, le chiffre le plus élevé est applicable aux gréements fractionnés.

D'après des mesures effectuées par un grand fabricant britannique, l'effort maximum est obtenu lorsque la manivelle se situe à une hauteur au-dessus du sol égale à 0,39 de la hauteur de l'individu. Pour un homme de 1,80 m cela donne 0,70 m. À cette hauteur, le poids du buste en porte à faux vient accroître l'effort exercé par les bras. Malheureusement cette hauteur idéale est difficile à obtenir pour les winches montés sur les hiloires et pour la manoeuvre desquels on est obligé de poser au moins un genou sur le banc.

Dans le cas d'un winch dont l'axe est horizontal (winch de drisse par exemple) l'axe de celui-ci sera placé entre 0,65 et 0,75 m au-dessus du pont.

Aucun obstacle ne doit se présenter sur la trajectoire d'une manivelle de winch dans un rayon supérieur d'au moins 50 mm à la longueur de celle-ci (attention aux filières). Si deux winches

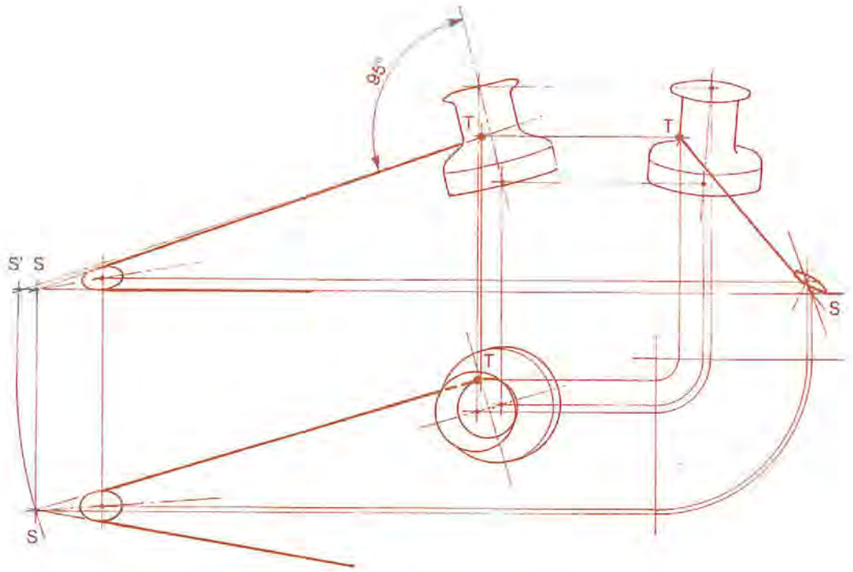


Fig. IX-9. Les inclinaisons du winch et de la poulie de retour sont définies à partir du sommet S des deux directions de l'écoute et du point de tangence T de celle-ci avec la poupée du winch. L'angle de l'axe de celui-ci avec l'écoute en vraie grandeur (point S') doit être compris entre 90 et 100°.

placés côte à côte peuvent être manœuvrés en même temps leur distance ne sera pas inférieure à la somme des longueurs de leur manivelle plus 120 mm soit 620 mm.

Le cordage qui vient s'enrouler sur la poupée doit faire avec l'axe vertical de celle-ci un angle légèrement supérieur à 90° pour éviter les chevauchements mais néanmoins pas supérieur à 100° pour éviter des frottements néfastes sur la base. Les inclinaisons transversales et longitudinales des winches et des réas de renvoi devront être déterminées en tenant compte de cet angle et c'est pourquoi aussi, pour respecter en permanence cette condition, les écoutes de focs et de spinnakers doivent impérativement passer par une poulie de retour fixe (fig. IX–9).

La poulie de renvoi devra être placée aussi près que possible du winch mais en laissant néanmoins une distance suffisante (de 0,75 m à 1 m) pour pouvoir y frapper une bosse en cas de chevauchement bloqué sur la poupée.

Il va de soi que les taquets servant à amarrer les écoutes seront placés du côté opposé à celui d'où celles-ci arrivent.

Bien sûr, les parties du pont sur lesquelles sont fixés les winches et surtout les poulies de renvoi (qui supportent un effort double) seront spécialement renforcées.

IX-IV- APPAREILS À GOUVERNER

Rien ne remplacera la sensibilité d'une barre franche et ce n'est pas sans raison qu'on la retrouve parfois sur des 12 m J.I. de la Coupe de l'America. Cependant, à partir d'une certaine taille de safran, l'effort nécessaire devient tel qu'il nécessiterait une barre de longueur démesurée, il est alors nécessaire d'introduire une démultiplication mécanique facilement réalisable avec une barre à roue. Celle-ci a de plus l'avantage de tenir peu de place en longueur, de libérer l'arrière du cockpit et de pouvoir être couplée soit avec une autre barre à roue, soit avec un pilote automatique. Elle peut s'installer normalement à partir d'une dizaine de mètres.

Les systèmes à engrenages et arbre de transmission ou à leviers et bielles sont peu répandus, de même que ceux utilisant des câbles coulissant sous gaine.

On s'intéressera donc essentiellement aux appareils à drosses entraînant un secteur à partir d'une chaîne à rouleaux s'enroulant sur un pignon monté sur l'axe de la roue. C'est le système le plus simple, le plus facile à surveiller et qui, s'il est bien monté, offre le moins de frottements. Il doit être conforme à la norme 1S0 8847.

Le rapport de réduction entre l'effort exercé sur la jante de la roue et la traction dans la drosse dépend du rapport entre le diamètre de celle-ci et celui du pignon. Les dimensions les plus courantes de roues et de pignons varient entre 50 cm et 1 m et 45 mm et 70 mm, la plage de rapports s'étend donc entre 7 et 20 environ, soit, pour un effort sur la roue de 45 daN, une traction sur la drosse de 315 à 900 daN auxquels il est bon d'ajouter 10 % pour tenir compte des frottements. Le diamètre du câble correspondant devra être déterminé en prenant ces valeurs comme limite élastique avec un coefficient de sécurité au moins égal à 2. Rappelons que pour le câble souple inoxydable la limite élastique se situe à environ 70 % de la résistance à la rupture.

Quant au moment exercé sur la mèche du safran il sera proportionnel à la traction de la drosse et au rayon du secteur. Celui-ci variant entre 20 cm et 45 cm, le moment exercé, toujours pour un effort de 45 daN sur la roue, variera de 63 à 405 mdaN. Mais attention, ce n'est pas de ce moment que l'on doit tenir compte pour le calcul de la liaison mèche secteur. En effet la course de ce dernier est limitée par des butées et lorsque celles-ci entrent en jeu sous l'effet des efforts hydrodynamiques extrêmes auxquels le safran peut être soumis, le moment de torsion atteint des valeurs bien plus élevées (voir § IV-II-1-13).

Le corollaire du rapport de démultiplication sera le nombre de tours de la roue qui, entre ces extrêmes, passera de moins de 1,5 à 4 tours pour une rotation du safran de 90° (± 45° de chaque bord).

En moyenne on pourra se baser sur les rapports d'angle de rotation entre roue et secteur suivants :

Longueur H.T.	< 10 m	10 à 12,5	12,5 à 16	16 à 18	18 à 25
Rapport	7	9 à 11	12 à 14	14 à 18	18 à 22

Quelle que soit la taille du voilier on aura toujours intérêt, pour un nombre de tours donné, à prendre le secteur, le diamètre du pignon et celui de la roue aussi grands que possible afin de réduire la traction sur la drosse ce qui permettra l'utilisation d'un câble de diamètre plus faible, donc plus souple, s'usant moins (à diamètre de réas égal) et donnant une barre plus douce.

Les formules suivantes permettent de calculer directement le moment sur la mèche et le rapport des angles de rotation roue/quadrant

M = F . D . r/d
R = 2r/d avec :
F = force exercée sur le roue, ~ 45 daN
D = diamètre de la roue
d = diamètre du pignon
r = rayon du quadrant.

Deux types de secteurs sont montés. Le premier couvre un angle de plus de 180° et peut être attaqué directement par les drosses provenant des réas de renvoi situés à la base du piédestal. C'est le plus direct puisqu'il ne nécessite aucun autre réa de renvoi ; il a l'inconvénient d'exercer sur le palier supérieur de jaumière un effort dirigé toujours dans le même sens d'où des risques d'ovalisation plus rapide. Par ailleurs il ne peut se monter que si le plan dans lequel se situe le secteur peut tangenter les réas de sortie, donc si la mèche n'est pas trop inclinée et (ou) trop loin du piédestal.

Pour maintenir la tension des câbles, il peut être bon de prévoir une entretoise reliant un palier situé au-dessus du secteur à la base du piédestal. La butée limitant la course est un doigt venant au contact de taquets fixés à la coque. Inutile d'insister sur la solidité de ceux-ci quand on voit, par le calcul de la mèche, l'effort qu'ils peuvent avoir à encaisser.

Le second type de secteur ne couvre qu'un angle limité à un peu plus de 90°. Les drosses, renvoyées par des réas l'attaquent donc de chaque bord. L'effort est ainsi réparti alternativement sur les côtés opposés du palier. L'ensemble palier de jaumière et supports des poulies de renvoi doit constituer une structure extrêmement rigide pour équilibrer les compressions qui s'exercent entre eux ainsi que les efforts des taquets de butée. Il n'est pas interdit de prévoir de plus une triangulation avec l'embase du piédestal.

Selon le type de secteur et l'emplacement relatif du piédestal, de la mèche et du secteur, il peut être nécessaire de croiser les câbles pour respecter

les sens de rotation. Rappelons que lorsque la roue est tournée dans le sens des aiguilles d'une montre en regardant vers l'avant, le safran s'oriente vers tribord.

On évitera autant que possible ces croisements de drosses sources d'usure et de parasites radioélectriques, à moins qu'il soit possible d'orienter les poulies de sortie pour éviter tout risque de frottement.

Le calage des réas de renvoi doit être rigoureusement dans le plan contenant les parties amont et aval des drosses afin qu'il n'y ait aucun frottement parasite qui pourrait entraîner une usure des câbles, des réas ou du secteur.

Le diamètre intérieur des réas devra être d'au moins 20 fois celui du câble*, et ils doivent être équipés d'une garde l'empêchant d'échapper.

Leur résistance devra être au moins égale à 2 fois celle du câble.

Les drosses sont attachées sur le secteur par des tendeurs à vis. L'écrou de ces tendeurs doit être bloqué par un contre-écrou et, de plus, une goupille doit être montée en bout de vis pour que, si l'écrou venait à se desserrer, il ne puisse s'échapper et libérer la drosse.

Un test, enfin, que Rod Stephens applique sur tous les voiliers qu'il met au point : le bateau étant au mouillage, un moment d'un pied . livre (0,14 mdaN) doit entraîner la roue sur toute sa course.

Un frein de roue est utile pour bloquer le safran au mouillage ou, en marche, pour exécuter une manœuvre.

Pour l'installation d'un pilote automatique, on remplacera un des réas par le pignon de commande de celui-ci en intercalant un élément de chaîne à rouleau dans la drosse. Pour un entraînement correct la chaîne doit faire au moins 1/4 de tour sur le pignon.

IX–IV–1. APPAREILS HYDRAULIQUES

Un appareil à gouverner hydraulique comporte essentiellement deux parties : une pompe actionnée par la roue et un vérin à double effet entraînant la mèche par l'intermédiaire d'une biellette. L'intérêt de ce type d'appareil réside principalement dans sa flexibilité d'installation, les deux éléments, totalement indépendants n'étant réunis que par deux canalisations souples ou partiellement rigides. D'autre part, il est plus facile qu'avec un système mécanique de multiplier les postes de commande et d'intégrer un pilote automatique. Pour un voilier, on choisira toujours un appareil réversible c'est-à-dire dont la roue retransmet à la main du barreur les efforts du safran afin de conserver la sensibilité de barre. Mais celle-ci sera toujours moins bonne qu'avec un système mécanique bien conçu et bien réglé. Enfin un indicateur d'angle de barre est indispensable, la roue ayant une position par rapport au safran qui n'est pas fixe.

IX–IV–2. LA BARRE DE SECOURS

Élément extrêmement important pour la sécurité, la barre de secours est presque toujours sacrifiée et nombre d'architectes et de constructeurs mériteraient d'être condamnés à des heures de barre de secours par mauvais temps.

Elle doit tout d'abord être obligatoirement extérieure. Il existe en effet des voiliers à cabine arrière dont la barre de secours passe par le capot de descente ! En dehors du fait que l'angle de débattement est réduit, on imagine l'insécurité que représente une telle ouverture par mer formée. Dans un cas comme celui-ci il eut été très simple de prévoir dans le toit du rouf un palier obturé par un nable pour y passer une rallonge de la mèche normale.

Ce dispositif de liaison doit être capable de supporter un moment au moins égal à celui exercé sur la mèche par la barre normale. Cette liaison doit être immédiate et ne nécessiter aucun outil ou démontage spécial. Il est souhaitable cependant qu'une fois en place la liaison puisse être verrouillée par un moyen positif.

Très souvent cet organe de liaison se trouve décalé en hauteur, parfois d'une distance importante. S'il n'est pas possible de prévoir un palier intermédiaire, elle doit être capable de supporter le moment de flexion latérale qui en résulte.

Enfin, la barre elle-même doit être de longueur en rapport avec la taille du bateau et placer le barreur dans une position normale et aussi confortable que possible car ce genre d'accident ne se produit généralement pas à proximité d'un port et par beau temps. Un œil en bout de barre permettra de gréer un palan allégeant l'effort du barreur.

* La norme indique 16 fois, mais j'estime qu'il faut prévoir plus pour accroître la longévité des câbles.

IX–IV–3. LE PRESSE-ÉTOUPE DE JAUMIÈRE

La présence d'un secteur sur la mèche, intérieur à la coque, implique un système d'étanchéité au sommet de la jaumière. Ce peut être un classique presse-étoupe comme celui de l'arbre d'hélice, mais on utilise aussi souvent aujourd'hui des joints à lèvres. Ils demandent moins de surveillance qu'un presse-étoupe, assurent une meilleure étanchétié avec un frottement réduit, mais ils sont sensibles à l'abrasion du sable toujours en suspension dans l'eau et surtout ils nécessitent un démontage complet du secteur de barre lorsqu'il faut les changer. On choisira autant que possible des modèles utilisés sur des camions ou des moteurs de marques mondiales afin de pouvoir les trouver partout.

Dans le cas d'un presse-étoupe classique il faudra laisser un espace suffisant entre le secteur et le dessus de la bague pour pouvoir changer la tresse sans démonter celui-ci.

IX-V ACCASTILLAGES DIVERS

IX–V–1. RÉGLAGE DE PATARAS

Sur les voiliers de course on utilise de plus en plus de systèmes de commande hydrauliques : pataras, hale-bas de bôme, étarquage de grand-voile, pied de mât, etc.

En croisière ces systèmes n'offrent guère d'intérêt que pour le pataras et le hale-bas de bôme, bien que, dans le cas du premier il soit toujours nécessaire de doubler le vérin d'un système de tenue mécanique en cas d'accident.

Dans la majorité des cas on utilisera un ridoir à volant, à poignée ou à manivelle selon la taille du voilier et la course à absorber. Mais il est toujours nécessaire de prévoir un moyen de réglage rapide et de grande course pour régler convenablement l'équilibre sous voiles.

IX–V–2. ENROULEURS DE FOC

Comme la langue d'Esope, l'enrouleur peut être la meilleure ou la pire des choses.

Dans *Voiles et gréements* (EMOM) j'ai exposé les avantages et les inconvénients du système, décrit les différents types existants et donné les bases de calcul de la bosse de commande et de son winch de manœuvre. Le lecteur intéressé voudra bien s'y reporter.

J'ajouterai simplement que les systèmes de bosse de commande sans fin utilisant comme tambour une poulie à gorge crantée ne sont utilisables qu'avec des focs ne dépassant pas une dizaine de mètres carrés.

IX–V–3. PANNEAUX DE PONT

Pour l'éclairage, pour l'aération, on fait de plus en plus appel à des panneaux de pont métalliques avec vitre en résine acrylique.

Le choix de ceux-ci doit répondre à un certain nombre de critères : respect des épaisseurs de glaces prévues par la réglementation, rigidité du cadre, absence de protubérances accrochant vêtements ou sacs à voiles, dispositif de blocage en position intermédiaire, fermetures de sécurité ... et bien sûr étanchéité.

L'ouverture correspondante dans le pont doit être pourvue d'un cadre rigide et parfaitement dressé si l'on veut conserver une bonne étanchéité.

La dimension minimum d'un panneau servant d'accès à une cabine est de 350 × 450 mm ; il doit pouvoir être ouvert de l'intérieur comme de l'extérieur.

Enfin, sur un voilier de croisière il est bon de prévoir sur chaque ouverture une moustiquaire et la possibilité d'installer une manche à vent ou « fantôme ».

IX–V–4 HUBLOTS

La réglementation reconnaît pour les hublots deux types de montages pour lesquels des épaisseurs différentes sont demandées : appuyés ou encastrés, correspondant respectivement aux types a-b et d de la figure IX–10. Le type c, dans lequel le serrage est réparti sur tout le pourtour est à mon avis supérieur aux deux autres puisqu'il combine les avantages des deux, il devrait donc être reconnu, pour ce qui concerne les épaisseurs, comme montage encastré.

Les matériaux admis sont la feuille de métacrylate de méthyle (Plexiglass, Altuglass, etc.) et le verre feuilleté (Triplex). Ce dernier ne peut convenir bien sûr qu'au montage encastré type d. C'est cependant la famille de résine acrylique qui

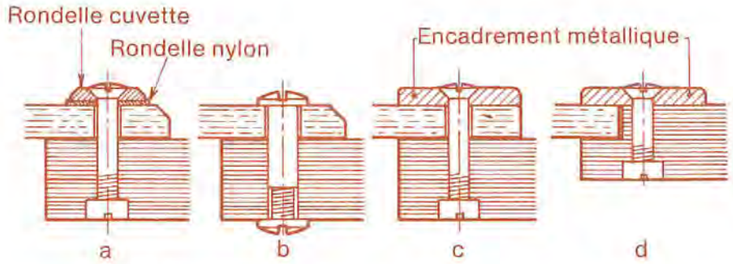


Fig. IX-10. Différents montages de hublots en acrylique.

est le plus couramment utilisée, en particulier pour son aptitude à supporter un certain galbe soit à froid si celui-ci est peu important, soit à chaud.

L'étanchéité des hublots est assurée par une couche de joint incolore au silicone (Rubson, Syligutt, Scotch-seal 5313, etc.)

L'acrylique étant peu tolérant aux contraintes de cisaillement, le montage des vis doit s'opérer avec des précautions particulières. Le trou sera situé à une distance du bord au moins égale à deux fois son diamètre. Celui-ci sera supérieur de 1 à 2 mm à celui de la vis et l'espace ainsi ménagé rempli de joint d'étanchéité. Un meilleur montage consiste à placer dans le trou une entretoise en nylon d'une longueur supérieure de 0,5 mm à l'épaisseur de la glace, le même jeu étant maintenu entre les diamètres du trou et l'extérieur de l'entretoise. Nécessitant des vis à tête très large, il s'adapte particulièrement bien aux montages types a et c.

On n'utilisera bien sûr jamais de vis à tête fraisée sinon avec une rondelle cuvette décolletée (montage type a) et encore moins des vis autotaraudeuses vissées de l'intérieur directement dans le hublot comme je l'ai vu une fois.

Les vis de reliure (type b) sont constituées d'une vis à tête plate bombée et large et d'un écrou en forme de canon allongé avec une tête identique ; elles existent en laiton, en alliage léger et en acier inoxydable.

Dans une construction en bois, on utilisera des écrous ronds noyés dans l'épaisseur de l'hiloire. Quel que soit le matériau il faut éviter en effet tout écrou proéminent (même borgne) qui risque de provoquer des accidents graves lors de chocs à la tête. Si cela n'est pas possible, les écrous ou têtes de vis seront cachés sous une moulure ou un profilé.

L'encastrement des hublots peut être assuré soit par un profil métallique rapporté, soit directement dans l'épaisseur de l'hiloire. Un jeu de 1 à 2 mm doit être laissé sur le pourtour du panneau et rempli d'un mastic d'étanchéité.

Sur un bateau de croisière hauturière, ne pas oublier de prévoir des tapes de hublots à fixer en cas de très mauvais temps.

X
MOTORISATION

La quasi totalité des voiliers d'aujourd'hui, même ceux dont la vocation est orientée vers la course et en dehors de toute considération de jauge, sont équipés d'un moteur. Pour la majorité, ce moteur est fixe et du type Diesel, essentiellement pour des raisons de sécurité, d'adéquation au milieu marin et de prix de carburant. Le hors-bord, dont la vitesse de rotation et le diamètre de l'hélice sont adaptés à une propulsion en vitesse plutôt qu'en poussée, n'est utilisé que sur des coques ne dépassant guère les 7 mètres.

Pour l'architecte, trois étapes interviendront dans l'étude de la motorisation : le choix de la puissance, celui de l'hélice, l'installation.

X-I
DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE

Toutes contingences extérieures telles qu'encombrement, emplacement du moteur et de l'hélice, etc., étant exclues, la détermination de la puissance dépendra de deux éléments : les caractéristiques du voilier, d'une part, les conditions de navigation au moteur, d'autre part. Le premier élément étant déjà connu, il restera à définir le second.

Le moteur sera-t-il destiné seulement à assurer les manœuvres de port ou bien sera-t-il un véritable auxiliaire, relayant la voile lorsque le vent sera absent ou la soutenant s'il faut remonter au vent dans du mauvais temps ? Quelle sera la durée des parcours au moteur et quelle vitesse voudra-t-on soutenir dans quelle force de mer ? Quelle perte de vitesse due à la traînée de l'hélice sera admise, lors de la marche sous voile ? Enfin le moteur devra-t-il assurer, en plus de la propulsion, l'entraînement d'un groupe frigorifique ou d'un alternateur supplémentaire ou d'une puissance supérieure à celle prévue d'origine ?

Ce dernier paramètre permettra de déterminer la différence entre la puissance brute (y compris celle nécessaire aux auxiliaires) et la puissance nette utilisable pour la propulsion seule.

Cette puissance sera absorbée par la résistance qu'oppose la coque à son déplacement dans l'eau et l'air. Or nous savons que pour des coques à déplacement cette résistance s'accroît rapidement avec la vitesse pour atteindre une valeur maximum correspondant à une « vitesse limite »* liée à la longueur de flottaison de la coque. La relation entre la vitesse et la longueur est définie par le degré de vitesse $R = V/\sqrt{L_f}$. Si l'on prend V en nœuds et L_f en mètres, la vitesse limite d'une coque à déplacement sera atteinte pour $R = 2{,}4$ environ. Pour un voilier de course léger aux lignes tendues R pourra atteindre 2,8.

La résistance à l'avancement totale (résistance de vague, de frottement et de sillage) correspondante varie entre 30 et 40 daN par tonne de déplacement **, la valeur la plus faible correspondant à un voilier de course aux lignes tendues et à faible surface mouillée, le maximum à un voilier lourd à quille longue. Le graphique de la figure X-1 permet de déterminer la valeur approchée de cette résistance à partir du degré de vitesse et du rapport déplacement/longueur $D/(L/100)^3$.

Ainsi un voilier de croisière de 9 m de flottaison et déplaçant 7 tonnes aura un rapport $D/(L/100)^3 = 7/0{,}09^3 = 9\,600$, et pour $R = 2{,}4$, sa résistance à l'avancement sera de 32 daN/tonne environ soit au total : $32 \times 7 = 224$ daN à une vitesse de $2{,}4\sqrt{9} = 7{,}2$ nœuds.

En plus de la résistance de l'eau, le fardage de la coque et du grément dans un vent relatif de 7,2 nœuds représentera un supplément assez

* Voir Tome I – ch. 5.

** Pour une carène propre.

modeste de l'ordre de 5 daN soit un total de 230 daN environ. Mais supposons maintenant que l'on veuille pouvoir remonter dans du mauvais temps contre un coup de vent de face de 35 nœuds. Rien que l'augmentation de résistance due au vent réel s'élèvera à 120 daN, quant à celle due aux vagues, en comptant une longueur entre crêtes égale à 1,5 à 2 fois celle de la coque, elle doublera la résistance à l'avancement de la carène. On atteindra alors un total de 570 daN environ soit 2,5 fois la résistance par temps calme. Il est bien évident qu'il ne sera pas possible dans ces conditions de maintenir la vitesse maximum si l'on ne veut pas trop fatiguer le bateau ... et son équipage et qu'aucune hélice fixe ne pourra conserver un rendement convenable sur une aussi large plage de poussée. Il faudra donc calculer une poussée correspondant aux conditions que l'on aura choisies comme étant les plus couramment rencontrées.

Ainsi, pour notre exemple, en choisissant une marge de 25 % de réserve de poussée cela nous donnera 230 × 1,25 = 287,5 daN soit 41,1 daN/t pour une vitesse maximum de 7,2 nœuds.

Il est bien évident que dans des conditions plus clémentes on maintiendra une vitesse de croisière plus économique correspondant à un degré de vitesse R = 2,2. Dans ce cas la poussée nécessaire serait de 24 × 7 = 168 daN plus le fardage estimé à 2 % soit 171 daN.

Ayant défini la poussée maximum, il est possible de connaître la puissance correspondante par la formule P = Rés . V . 0,005, soit, pour notre exemple : 287,5 × 7,2 × 0,005 = 10,35 kW ou 14,1 ch*.

Cette puissance est celle qui sera effectivement transformée en poussée par l'hélice. Pour connaître celle qui sera réellement absorbée par celle-ci il faut tenir compte de son rendement. Pour une hélice de grand navire dont tous les paramètres sont parfaitement définis, le rendement maximum pourra atteindre 75 %. Il n'en est malheureusement pas ainsi pour le voilier dont le rendement de l'hélice dépassera rarement 50 % et tombera plus souvent au voisinage de 35 %. Avec un rendement estimé à 45 %, la puissance sur l'arbre d'hélice devra être, pour notre exemple, de 10,35 × 100/45 = 23 kW.

* Rappelons que 1 ch = 0,735 kW et 1 kW = 1,36 ch.

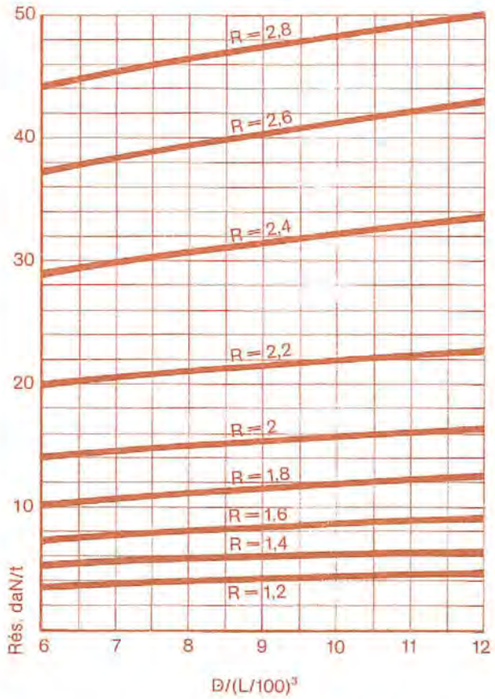


Fig. X-1. Résistance à l'avancement en daN/t en fonction du rapport déplacement/longueur pour les degrés de vitesse de 1,2 à 2,8 (en m et nœuds).

Mais les pertes enregistrées sur le rendement de l'hélice ne sont pas les seules dont aura à souffrir le système de propulsion. En remontant vers le moteur, la suivante sera due aux paliers de la ligne d'arbre. Pour une ligne d'arbre classique sans dispositif de graissage particulier autre que la circulation d'eau par le palier d'étambot, la perte est de 2 % environ. Mais attention un presse-étoupe trop serré ou un défaut d'alignement peuvent doubler cette perte.

La dernière avant le moteur, viendra de l'organe de liaison entre l'arbre d'hélice et le moteur : l'inverseur-réducteur. Elle dépendra du principe de celui-ci. Un modèle purement mécanique avec embrayage par crabots et réduction au rapport 2/1 entraînera une perte de 4 à 5 % alors qu'un multidisques à commande hydraulique genre Paragon atteindra 8 % et un système entièrement hydraulique genre Borg-Warner 15 %.

Dans notre cas, avec une ligne d'arbre classique et un inverseur-réducteur mécanique, la perte dans la transmission sera de 2 + 4 = 6 % et la puissance nette en sortie du moteur devra atteindre 23 × 100/94 = 24,5 kW. Il faudra y ajouter éventuellement la puissance absorbée par les auxiliaires non prévus dans l'équipement standard du moteur. Pour un alternateur supplémentaire, par exemple, la puissance à prévoir est 2,2 fois celle fournie par celui-ci. Ainsi, un alternateur de 160 A sous 14 V soit 2 240 W demandera une puissance de 2 240 × 2,2 = 4 928 W = 4,93 kW = 6,6 ch.

Mais cette puissance n'est pas encore celle sur laquelle nous devrons établir les calculs, car, dans la réalité, les conditions de fonctionnement du moteur sont loin de l'idéal selon lequel les mesures sont effectuées par le fabricant. Le confinement du compartiment moteur entraînant un moins bon refroidissement, un échappement long avec un pot à barbottage et un col de cygne à la sortie avec

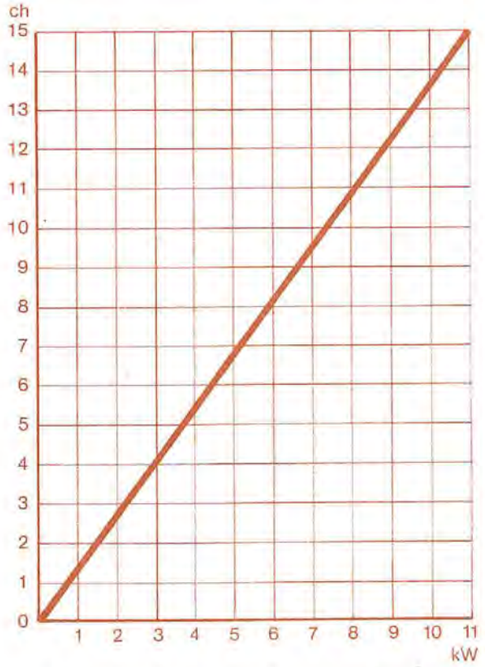


Fig. X-2. Conversion chevaux-kilowatts.

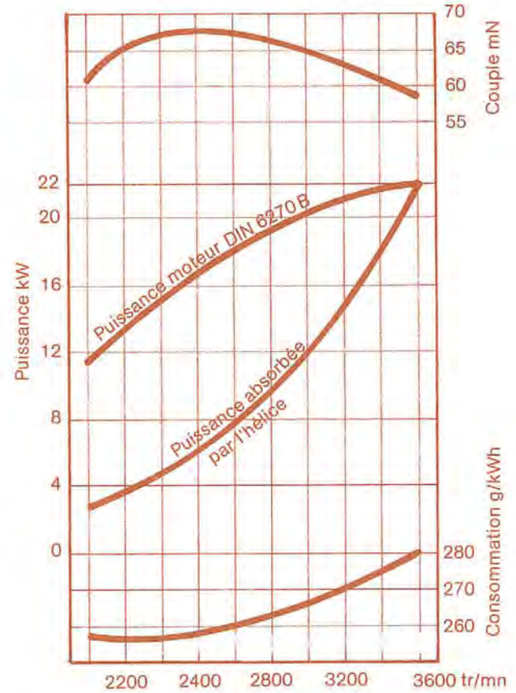


Fig. X-3. Exemple de courbes caractéristiques d'un moteur diesel marin Nannidiesel 4.110 HE : couple, puissance disponible, puissance absorbée par l'hélice, consommation.

une hauteur importante entre les deux, un réglage plus ou moins précis, autant de raisons qui entraîneront une perte de puissance de 10 à 15 % environ et une valeur finale de la puissance qui s'élèvera à 24,5 × 100/85 = 28,8 kW soit près du triple de la puissance réellement nécessaire à vaincre la résistance à l'avancement.

À la vitesse de croisière correspondant à R = 2,2 soit 6,6 nœuds, et en eau plate et sans vent, la puissance nécessaire serait :

- puissance absorbée par l'hélice :
  171 × 6,6 × 0,005 = 5,7 kW
- puissance sur l'arbre :
  5,7 × 100/45 = 12,6 kW
- puissance moteur :
  13,4 × 100/85 = 15,7 kW

Voyons maintenant le graphique de puissance d'un moteur tel qu'il apparaît généralement sur les documentations des fabricants (fig. X-3).

Plusieurs courbes de puissance peuvent y être portées correspondant à différentes conditions de mesure ou cas d'utilisation. Ainsi la puissance peut être mesurée selon la norme SAE (américaine) dans laquelle le moteur est nu, dépouillé de tous ses équipements, ou la norme DIN 6270 B (allemande, mais utilisée dans toute l'Europe) qui correspond sensiblement à la puissance réelle à la sortie du vilebrequin. On peut estimer, dans les types de moteurs concernés ici, que la puissance DIN est égale à environ 80 % de la puissance SAE. Une norme ISO 8665 en cours de publication devrait très bientôt régler ces différences. Enfin on peut considérer aussi différents réglages du moteur ou différents régimes de marche, par exemple : intermittent (sur 1 heure) ou continu (sur 24 heures). Dans le cas d'un voilier de croisière c'est cette dernière valeur que nous devrons prendre en considération, malheureusement les documentations commerciales des fabricants sont la plupart du temps très discrètes sur ces points.

La puissance indiquée qui correspond à l'appellation du moteur, 25 kW, 31 kW ... est celle fournie au régime maximum réglé par le fabricant pour des conditions de marche définies, elle correspond au point maximum de la courbe.

De ce point part une courbe dénommée puissance absorbée par l'hélice. Il s'agit d'une parabole cubique (ou d'indice proche de 3) qui correspond à la valeur théorique de la puissance absorbée par l'hélice en fonction du nombre de tours. L'écart entre les deux courbes représente la réserve de puissance du moteur.

Si la documentation du moteur ne donne pas cette courbe on peut la tracer à partir de la formule $P_x = P_{max}/(n_{max}/n_x)^3$
P_{max} et n_{max} étant la puissance et le régime maxi et P_x la puissance pour un régime n_x donné.

Nous disposons maintenant des éléments qui vont nous permettre de choisir le moteur convenable. Prenons par exemple, dans la gamme Nanni-diesel, les modèles 4.110 HE et 4.180 de 22 et 31 kW de puissance nominale. Nous avons calculé que la puissance brute absorbée par l'hélice serait de 28,8 kW en régime maximum et de 15,7 kW en vitesse de croisière. Avec le 4.110 HE il n'est pas possible d'obtenir la puissance maxi, et la puissance de croisière serait atteinte à 2 900 t/mn. Il faudra donc adopter le 4.180 qui nous donnera 28,8 kW à 3 200 t/mn et 15,7 kW à 2 600 t/mn, une gamme de vitesses tout à fait convenable pour un confort et une usure du moteur raisonnable (fig. X-4).

Si des considérations de poids, d'encombrement et surtout de prix ne permettaient pas d'adopter la puissance ainsi déterminée, il faudrait refaire le calcul à partir de vitesses et donc de poussées moins élevées, ou tout au moins admettre une réduction de la vitesse maximum.

Accompagnant le graphique de puissance, on trouve généralement une courbe du couple moteur et de la consommation. Cette dernière est exprimée en grammes/kW/h ou en litres/h (la densité du gazole est d'environ 0,83 et celle de l'essence super de 0,79). On voit ainsi qu'avec le moteur 4.180 la consommation au régime de croisière sera de 5,3 l/h et de 11,1 l/h au régime maximum, alors qu'avec le 4.110 HE on aurait consommé 5 l/h au régime de croisière. La différence est faible mais peut jouer en faveur du moteur le moins puissant. Lorsque le régime du moteur le moins puissant se trouve plus proche du maximum, il faut savoir que la tendance s'inverse et que si l'on compare deux moteurs de même régime maximum (ce qui n'est pas le cas de notre exemple) le plus puissant – qui tournera donc le moins vite pour la même puissance absorbée – consommera le moins. Ces valeurs sont importantes à connaître pour déterminer la capacité des réservoirs et l'autonomie au moteur.

Ayant choisi le moteur, il nous reste à calculer les caractéristiques de l'hélice qu'il va entraîner.

X-II- CALCUL D'HÉLICE

Le rendement optimum d'une hélice ne peut être obtenu que pour un seul ensemble des trois caractéristiques suivantes : puissance sur l'arbre, vitesse du bateau, vitesse de rotation de l'hélice. Les deux premières dépendront du choix que l'on fera du régime auquel on voudra que le rendement de l'hélice soit optimum ; ce pourra être par exemple, le régime de croisière ou le régime maximum, ou un régime intermédiaire de façon à équilibrer les pertes du rendement entre les deux extrêmes. Prenons par exemple le régime de croisière. Avec le 4.180 nous avons vu que la puissance moteur serait de 15,7 kW, ce qui, compte tenu des pertes au niveau de l'installation, du réducteur et de la ligne d'arbre, donnerait

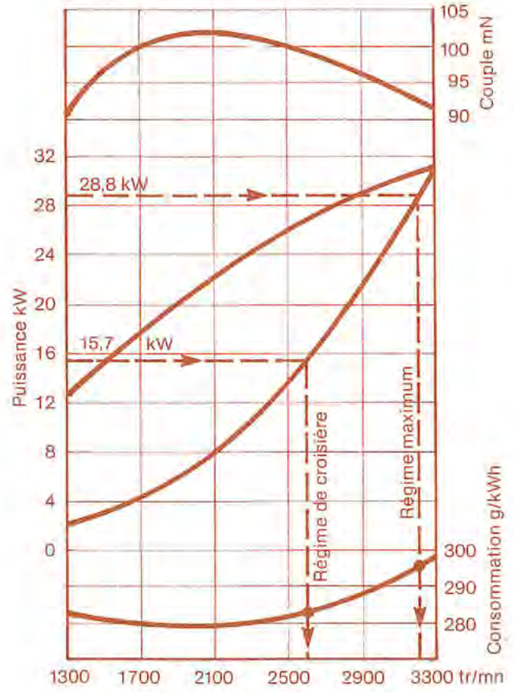


Fig. X-4. Courbes du moteur diesel Nannidiesel 4.180 et situation des deux régimes auxquels il doit satisfaire dans notre exemple.

12,6 kW sur l'arbre. Ceci pour une vitesse du bateau correspondant à un degré de vitesse R = 2,2 soit 6,6 nœuds.

Une première correction doit être apportée à cette vitesse. En effet, nous savons qu'il existe autour de la coque une couche limite dans laquelle la vitesse passe progressivement de 0 à la vitesse de la carène. À l'arrière, l'épaisseur de cette couche limite est importante et l'hélice va donc travailler dans une eau partiellement entraînée par la carène. Le pourcentage de réduction de vitesse dépend de l'emplacement de l'hélice et du type de voilier.

On pourra l'estimer aux valeurs suivantes :
- Voilier léger avec hélice dégagée mais dans l'axe 10 % ;
- Voilier léger avec hélice décalée sur le côté 6 % ;
- Voilier mixte avec hélice en cage dans l'axe 20 % ;
- Voilier mixte avec hélice décalée ou deux hélices 10 %.

Dans notre exemple nous supposerons que l'hélice est en cage et dans l'axe. La réduction sera donc de 20 %, faisant tomber la vitesse à V_L = 5,3 nœuds.

Pour comprendre comment déterminer la vitesse de rotation de l'hélice il nous faut savoir maintenant comment celle-ci fonctionne.

La pale d'une hélice travaille dans l'eau comme une aile dans l'air. Elle développe sa poussée en présentant, par rapport à sa trajectoire dans l'eau un angle d'incidence (fig. X-5). Il en résulte que sa face avant est l'objet d'une baisse de pression alors que la face arrière subit une augmentation. Si la différence entre les deux faces est trop élevée – on dit que l'hélice est surchargée – l'eau se transforme en bulles de vapeur et se produit le phénomène que l'on appelle cavitation. Celle-ci limitera la puissance qu'il est possible de transmettre par l'hélice en fonction de la surface totale de ses pales.

Par ailleurs, l'angle d'incidence défini une autre caractéristique de l'hélice que l'on appelle improprement le recul.

Si la pale se déplaçait dans l'eau sans incidence, donc sans exercer de poussée, elle avancerait en un tour d'une distance égale à son pas et à une vitesse théorique $V_t = p \times n/30,8$ (en nœuds) égale à la vitesse dans la couche limite V_L. Du

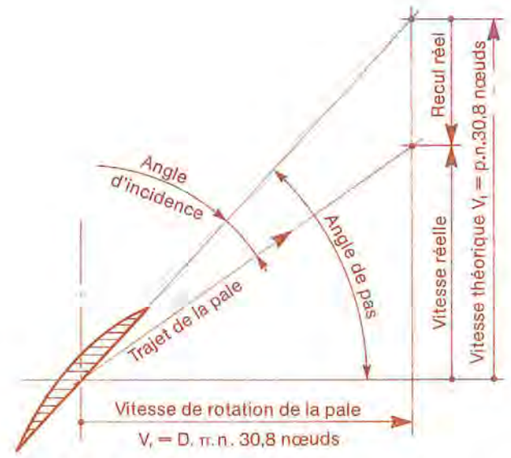


Fig. X-5. Représentation des vitesses de la trajectoire d'une pale d'hélice et du recul réel dû à l'angle d'incidence.

fait de son incidence, la pale ne va pas décrire dans l'eau une hélicoïde de pas égal au sien mais de pas inférieur, la différence d'avance sur un tour étant le recul réel. Mais comme l'eau dans la couche limite se déplace elle-même d'une certaine proportion de la vitesse du bateau, le recul apparent par rapport à celle-ci sera réduit d'autant.

Prenons un exemple. La vitesse de notre bateau est de 6,6 nœuds, soit 5,3 nœuds dans la couche limite. Si le pas de l'hélice est de 0,35 m et sa vitesse de rotation 1 000 t/mn sa vitesse d'avance théorique serait de 11,36 nœuds. Son recul réel serait :

$r_r = (11{,}36 - 5{,}3) \times 100/11{,}36 = 53$ % et son recul apparent :

$r_a = (11{,}36 - 6{,}6) \times 100/11{,}36 = 42$ %.

Contrairement à une idée parfois répandue, le recul représente une caractéristique physique du fonctionnement de l'hélice et n'est en aucun cas un élément d'appréciation du rendement de celle-ci. Par contre sa mesure peut servir à déterminer la plus ou moins bonne adaptation de l'hélice comme nous le verrons plus loin.

Les caractéristiques d'une hélice sont définies à partir d'un coefficient de charge

$C_c = \sqrt{P} \,.\, n/10{,}2 \,.\, V_L{}^{2,5}$ avec :

P : puissance en kW ;

n : vitesse de rotation de l'hélice en t/mn ;

V_L ; vitesse dans la couche limite en nœuds.

La figure X-6 représente un graphique de synthèse établi par Juan Baader [1] pour des hélices modernes à 3 pales ayant les caractéristiques :

surface projetée/surface inscrite = 50 %

épaisseur de pale/diamètre = 4 %.

Un tel graphique permet de déterminer immédiatement les dimensions de notre hélice sachant que pour un voilier on évitera de dépasser 5 pour le coefficient de charge.

Si nous prenons $C_c = 5$ nous pourrons déterminer $n = C_c \,.\, 10{,}2 \,.\, V_L{}^{2,5}/\sqrt{P}$ soit :

$5 \times 10{,}2 \times 5{,}3^{2,5}/\sqrt{15{,}7} = 831$ t/mn.

Ceci nécessiterait un réducteur de 2 600/831 = 3,13

Le graphique nous donne un rendement η = 48 %, un coefficient de diamètre $\delta = 0{,}37$ et un rapport de pas $R_p = 0{,}65$ soit une hélice de diamètre D = 30,8.

$V_L/\delta \,.\, n = 30{,}8 \times 5{,}3/0{,}37 \times 831 = 0{,}53$ m avec un pas $p = 0{,}53 \times 0{,}65 = 0{,}345$ m.

Refaisons maintenant le calcul avec la puissance maximum du moteur : 31 kW. À l'hélice, la puissance sera :

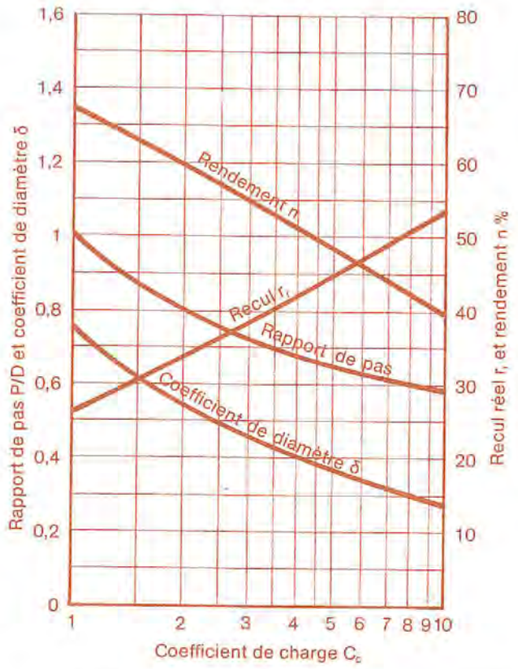


Fig. X-6. Courbes donnant les caractéristiques d'une hélice trois pales en fonction du coefficient de charge $C_c = \sqrt{P} \times n/10{,}2 \times V_L{}^{2,5}$.

– avec perte sur le moteur : $31 \times 85/100 = 26{,}35$ kW,

– avec perte sur le réducteur et la transmission : $26{,}35 \times 85/100 = 24{,}8$ kW.

La vitesse maximum prévue était de 7,2 nœuds soit avec la perte dans la couche limite $V_L = 5{,}76$ nœuds.

La puissance maximum étant atteinte au régime de 3 300 t/mn, le régime à l'hélice sera de 1 054 t/mn donnant un coefficient de charge $C_c = \sqrt{24{,}8} \times 1\,054/10{,}2 \times 5{,}76^{2,5} = 6{,}46$ d'où risque de cavitation. Le graphique de la figure X-6 nous donne alors :

rendement η = 45 % ;

coefficient de diamètre $\delta = 0{,}33$;

rapport pas/diamètre $R_p = 0{,}62$.

Ce qui donnera une hélice de diamètre $D = 30{,}8 \times 5{,}76/0{,}33 \times 1\,054 = 0{,}51$ m avec un pas de 0,32 m. On constate que ces dimensions sont assez proches des précédentes pour qu'il n'y ait

pas de trop grosse perte de rendement selon que l'on choisira l'une ou l'autre des hélices. Dans notre cas nous choisirons celle correspondant au régime de croisière.

À partir des dimensions optimums que l'on vient de définir il est possible de faire varier les caractéristiques mais il est certain que ce sera toujours au détriment du rendement.

– Vitesse de rotation

Il n'est pas toujours possible d'adapter un réducteur de rapport élevé. Néanmoins sur un voilier, on évitera de dépasser une vitesse de rotation de 1 500 t/mn. Ainsi le modèle fourni normalement avec le 4.180 est un Hurth de rapport 2,7/1. Au régime de croisière la vitesse sur l'arbre sera donc de 2 600/2,7 = 963 t/mn.

Le coefficient de charge passera à 5,8, le rendement tombera à 46 % et les dimensions de l'hélice seront, avec $\delta = 0{,}35$ et $R_p = 0{,}63$: diamètre 0,48 m et pas 0,31 m.

– Diamètre de l'hélice

Pour réduire la traînée lors de la marche sous voile, on peut désirer diminuer le diamètre de l'hélice. Celui-ci devra être compensé par une augmentation du pas. Le graphique de la figure X-7 indique quelle doit être cette variation et la perte de rendement correspondante.

On voit que jusqu'à une réduction de 10 % du diamètre la perte est tout à fait acceptable mais qu'elle commence à être importante au-delà de 15 %.

La perte de rendement se traduira bien sûr par une perte équivalente de vitesse que l'on peut chiffrer à $\sqrt[2,5]{\eta - \eta_r}$. À titre d'exemple, une réduction de 15 % sur notre hélice de base ayant D = 0,48 m et p = 0,31 m nous amènera aux caractéristiques suivantes :

$D = 0{,}48 \times 85/100 = 0{,}41$ m

$p = 0{,}31 \times 120/100 = 0{,}37$ m

perte sur le rendement : 6 % d'où $\eta_r = 46 - 6 = 40$ %

perte de vitesse : $\sqrt[2,5]{46 - 40} = 2{,}05$ %

soit $6{,}6 \times 98/100 = 6{,}5$ nœuds.

Cette réduction est donc tout à fait acceptable.

– Nombre de pales

La diminution de la traînée de l'hélice lors de la marche à la voile peut également être obtenue par la réduction du nombre de pales. Le gain sera particulièrement sensible lorsque l'hélice est placée dans une cage car, en la bloquant en position verticale, elle sera en grande partie cachée par

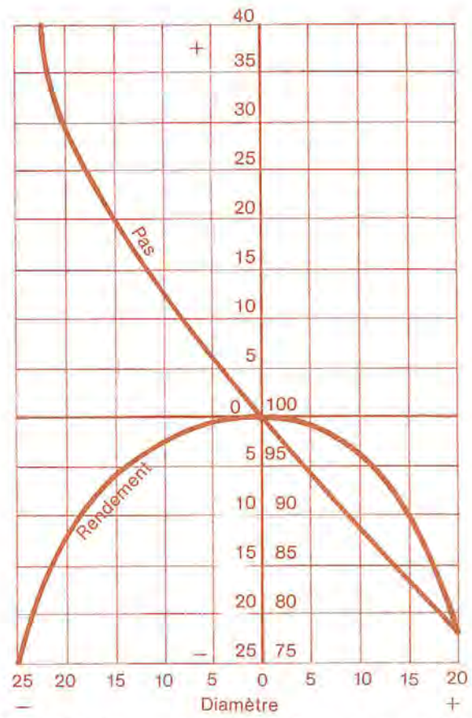


Fig. X-7. Diminution du rendement et modification du pas lorsque l'on fait varier le diamètre de l'hélice autour de sa valeur optimale.

l'aileron qui la précède. Néanmoins, du fait de la plus faible surface des pales et donc d'une différence de pression plus élevée entre ses faces, l'hélice bipale présentera plus de risques de cavitation, c'est pourquoi son diamètre devra être supérieur de 2,5 à 3 %, sans changer le pas. On peut admettre dans les cas qui nous intéressent ici une surface minimum de 25 cm² par kilowatt (puissance maxi en sortie moteur) ce qui donnerait, pour notre hélice de 0,48 m de diamètre et 24,8 kW, une surface minimum de 620 cm² soit un rapport surface de pale/surface du cercle inscrit de 620/1 810 = 0,34 ce qui correspond à ce que l'on trouve pour ce genre d'hélice et qui oscille entre 0,3 pour une bipale et 0,5 pour une tripale.

Il sera cependant possible comme nous l'avons vu plus haut de ne pas procéder à une augmentation de diamètre et même de réduire celui-ci, en augmentant le pas, si l'on accepte une perte de

rendement et de vitesse, à condition de rester dans des limites raisonnables.

Ainsi nous pourrons adopter en définitive une hélice bipale ayant un diamètre D = 0,41 × 1,03 = 0,42 m et un pas p = 0,37 m*. La réduction de la vitesse de croisière de 0,1 nœud pourra facilement être compensée par une augmentation de la vitesse de rotation au prix, il est vrai, d'un léger accroissement de la consommation.

Le choix entre hélice tripale et bipale ne dépend pas seulement de considérations concernant la traînée. Dans le cas où elle est en cage, l'hélice bipale se trouvant à chaque demi-tour cachée par l'aileron, il pourra en résulter des vibrations toujours gênantes ; on pourra cependant les réduire largement en donnant aux bords de la cage les sections que nous avons indiquées dans le Tome I, fig. 7-34. Celles-ci conduiront également à une amélioration importante du rendement de l'hélice par un meilleur écoulement de la veine d'eau.

En revanche, l'hélice bipale sera beaucoup moins perturbante pour le safran qu'une tripale.

À ce sujet on pose souvent la question de savoir si l'hélice doit être ou non bloquée lorsqu'on marche à la voile pour bénéficier du minimum de traînée. La réponse est définitivement : oui, l'hélice doit être bloquée.

Les mesures effectuées (fig. X-8) [2] montrent en effet que seule une hélice tournant absolument librement, sans aucun frottement, présenterait une traînée inférieure à une hélice bloquée**. Dès qu'une résistance s'oppose à la rotation, la vitesse se réduit et la traînée augmente, le pire étant atteint pour un régime de 100 à 200 t/mn où la traînée est trois fois plus élevée.

Si l'on considère les autres inconvénients qu'apporte une hélice laissée libre : bruit, parasites radio, usure des paliers et de l'inverseur-réducteur, parfois destruction rapide de celui-ci par mauvaise lubrification, tout voilier à moteur auxiliaire doit être équipé d'un dispositif de blocage de l'arbre. Bien entendu celui-ci doit être muni d'un système de sécurité empêchant tout embrayage intempestif.

Le système devra assurer le blocage de l'hélice dans la position la plus favorable, c'est-à-dire verticalement pour une hélice bipale et avec une pale vers le bas pour une tripale.

Ceci montre également qu'il est tout à fait illusoire d'espérer un rendement intéressant d'un dispositif de recharge de batterie par un alternateur branché sur la ligne d'arbre. En effet l'hélice travaille alors à l'envers, la poussée de l'eau s'exerçant sur la face opposée à celle de la marche normale, donc dans de très mauvaises conditions. Le couple nécessaire pour entraîner l'ensemble réduit considérablement le régime et la traînée devient maximum pour une production de courant très faible. Ceci bien sûr ne concerne pas les systèmes autonomes dont l'hélice est d'un dessin

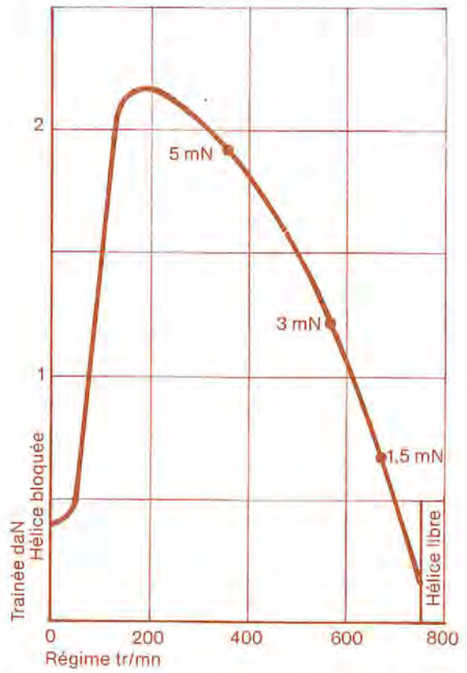


Fig. X-8. Courbe montrant la traînée d'une hélice de voilier dans un courant de 6 nœuds. Comme on le voit, il faudrait que la transmission soit à peu près exempte de tout frottement pour que la traînée soit inférieure à celle de l'hélice bloquée.

* Encore faudra-t-il que ces dimensions figurent au catalogue. Si l'on dispose de la place nécessaire dans la cage, on choisira toujours le diamètre immédiatement au-dessus et on corrigera le pas en conséquence, en prenant dans le catalogue la valeur immédiatement inférieure. À noter que diamètres et pas sont généralement donnés en pouces et, de ce fait, les dimensions métriques ne tombent pas sur des chiffres ronds.

** Les documents apportant des conclusions différentes reposent vraisemblablement sur des mesures effectuées sur des hélices tournant librement.

totalement différent d'une hélice de propulsion.

Pour les voiliers de course, où l'on cherche avant tout une traînée aussi réduite que possible on utilisera une hélice à pales repliables ou à mise en drapeau. Il faut cependant admettre que, la forme des pales et leur surface étant le résultat d'un compromis, le rendement d'une telle hélice ne pourra être aussi élevé.

Dans tous les cas on choisira une hélice dont les deux pales sont reliées mécaniquement.

X-III
LA TRANSMISSION

Celle-ci se compose de l'inverseur-réducteur et de la ligne d'arbre.

Sur les voiliers, le réducteur et l'inverseur sont généralement réunis en un ensemble unique assurant les deux fonctions. Les différents modèles se distinguent essentiellement par le dispositif de changement de marche qui, selon la puissance à transmettre sera simplement mécanique, l'embrayage étant assuré par des crabots ou des cônes, mécanique assistée, qui demande peu d'efforts et une course faible, ou hydraulique.

La sortie du réducteur est généralement en-dessous de l'axe du moteur ce qui a pour inconvénient de remonter celui-ci, mais peut avoir *a contrario* pour avantage de descendre l'arbre et de réduire ainsi l'inclinaison.

Dans des cas extrêmes on peut utiliser un réducteur à sortie inclinée qui permet de ramener le moteur à l'horizontale, ou un accouplement style GKN Aquadrive, analogue à ce qui est utilisé sur les automobiles à traction avant. Le plus petit modèle convient aux puissances jusqu'à 30 ch. La ligne d'arbre doit être du type rigide avec un palier à butée proche de l'accouplement pour transmettre la poussée de l'hélice. L'angle entre arbre et moteur peut atteindre 16°.

Une autre possibilité d'inscrire l'encombrement de l'installation dans les emménagements est fournie par la transmission en V qui renvoie le moteur vers l'arrière, mais ce type de transmission, comme les réducteurs à sortie inclinée, n'existe généralement que pour des puissances assez élevées.

Le diamètre de l'arbre de transmission est calculé en fonction du couple maximum à transmettre. Il sera donné par la formule
$d \geqslant \sqrt[3]{6 \,.\, 10^4 \,.\, C/R}$ avec :

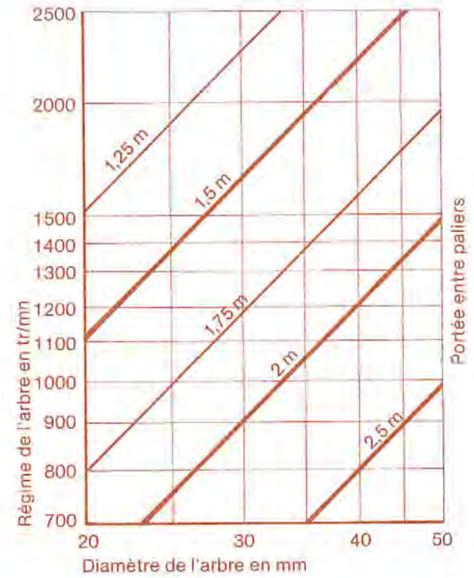


Fig. X-9. Portée maximum entre paliers en fonction du diamètre et du régime de rotation de l'arbre (D'après doc. Nannidiesel).

C = couple maxi en mdaN ;
R = résistance à la traction du métal en daN/mm².

On prendra dans les catalogues des fournisseurs le diamètre le plus proche de celui calculé.

Dans notre exemple, le moteur Nannidiesel 4.180 donne un couple maximum de 10,2 mdaN à 2 100 t/mn soit en sortie d'inverseur 2,7/1, un couple de 10,2 × 2,7 = 27,5 mdaN. Pour un arbre en bronze d'aluminium ayant R = 65 daN/mm² le diamètre $d = \sqrt[3]{6 \times 10^4 \times 27{,}5/65} = 29{,}4$ mm. On prendra un arbre de 30 mm.

Il est rare que sur un voilier la distance entre les points de soutien de l'arbre (paliers fixes, accouplements rigides) soit telle qu'il soit nécessaire de prévoir des paliers intermédiaires pour éviter qu'il ne « fouette ».

On pourra le vérifier à l'aide du graphique de la figure X-9.

Les métaux utilisés pour la réalisation des arbres d'hélice sont le plus souvent et par ordre décroissant : le bronze d'aluminium, l'acier inoxydable, le Monel.

Cet ordre correspond aussi à celui, croissant, des prix. Par contre les caractéristiques mécaniques sont voisines, de 60 à 70 daN/mm² pour les bronzes d'aluminium au manganèse type B-21230, 60 daN/mm² pour l'acier inoxydable type Z 8 CNDT 17 12 et le Monel 400.

Ce dernier par contre est le métal qui des trois résiste le mieux à la corrosion et l'acier inoxydable le moins bien au niveau des paliers du fait que le frottement de ceux-ci empêche la formation de la couche d'oxyde protectrice.

Afin de réduire les effets de la corrosion galvanique, l'arbre ou (et) l'hélice seront munis d'anodes sacrificielles et on veillera particulièrement à la cohérence des matériaux de ces deux parties mais aussi de leurs accessoires, écrous, clavettes, rondelles...

L'extrémité des lignes d'arbres et le moyeu de l'hélice font l'objet d'une norme ISO 4566.

Pour l'accouplement avec le tourteau il est intéressant d'adopter exactement la même extrémité que pour l'hélice. Ainsi il est possible, lorsque l'arbre présente des signes d'usure au niveau des paliers, de le retourner.

Dans tous les cas cette fixation doit être assurée par un moyen positif et non par simple serrage pour éviter tout risque de recul (ou de perte !) de l'arbre en cas de desserrage.

La longueur de l'arbre doit être calculée de façon à laisser un jeu longitudinal entre moyeu d'hélice et palier de l'ordre de 1/2 diamètre pour tenir compte de la tolérance dans la position du moteur et des déplacements dus au plateau d'accouplement ou aux silent-blocs du moteur.

À l'autre extrémité un jeu d'au moins 80 mm sera prévu entre le moyeu du tourteau et le presse-étoupe de façon à permettre le dégagement de celui-ci pour en changer la mèche.

X-IV L'INSTALLATION MOTRICE

Une fois déterminées les caractéristiques du moteur et de l'hélice il nous reste à étudier leur montage afin d'obtenir une installation permettant d'assurer le meilleur rendement possible, facile à entretenir, silencieuse...

Rappelons que de nombreuses spécifications concernant l'installation motrice sont définies dans le règlement annexe de l'arrêté du 27 décembre 1984 auquel il est indispensable de se reporter.

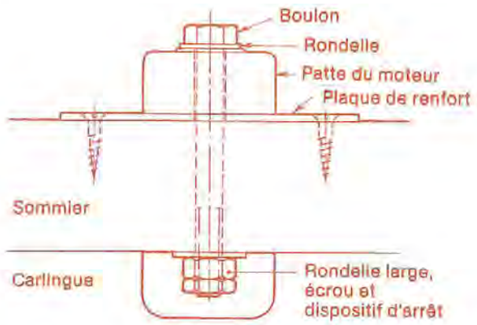


Fig. X-10. Montage des pattes de moteur sur le sommier dans le cas d'un moteur fixe.

X-IV-1. MONTAGE DU MOTEUR

Celui-ci dépend avant tout du type de ligne d'arbre utilisé. On rencontre trois types principaux :
- ligne d'arbre rigide avec moteur fixe ;
- ligne d'arbre rigide avec moteur « flottant » ;
- ligne d'arbre souple avec moteur « flottant ».

Le premier type est utilisable avec des puissances jusqu'à une dizaine de kilowatts.

La ligne d'arbre est portée par deux paliers, l'un à l'extérieur de l'étambot, l'autre à l'intérieur portant le presse-étoupe assurant l'étanchéité. Les deux paliers sont reliés par un tube vissé et leur lubrification est assurée par l'eau de mer pénétrant par des ouïes de chaque côté du palier extérieur ou par une prise d'eau aboutissant au palier intérieur.

La liaison entre l'arbre et la sortie de l'inverseur se fait par l'intermédiaire d'un plateau d'accouplement flexible pour absorber les petites erreurs d'alignement et éviter de transmettre les vibrations du moteur à la ligne d'arbre.

Les pattes du moteur sont fixées sur les carlingues des bateaux en bois ou en stratifié par boulons avec écrous et contre-écrous (ou dispositif d'arrêt) logés en chapelle. On interpose en général entre les pattes et les carlingues une cale de néoprène dur de 2 ou 3 mm (fig. X-10).

Les vibrations étant intégralement (ou presque) transmises au bateau, ce type de montage doit être abandonné au bénéfice du deuxième dès que la puissance dépasse 10 kW, surtout avec un diesel monocylindre.

Le montage de la ligne d'arbre reste identique si ce n'est que la lubrification par prise d'eau sur le palier intérieur devient indispensable. Le passe-coque sur lequel sera branchée cette prise d'eau (commun à la prise d'eau de refroidissement par exemple) sera placé suffisamment loin en avant pour ne pas être dans la zone d'aspiraton de l'hélice.

Le presse-étoupe est souvent pourvu d'un graisseur qu'il ne faudra pas oublier de garnir.

Il est préférable que l'accessibilité du presse-étoupe soit aisée pour pouvoir en contrôler facilement le bon fonctionnement, néanmoins il peut être commode de monter un graisseur à distance.

Si la longueur libre est trop importante, le mieux est de monter un arbre intermédiaire porté par deux paliers et relié à l'arbre d'un côté et au moteur de l'autre par deux plateaux d'accouplement souple.

Les pattes du moteur seront fixées sur des silent-blocs permettant un réglage dans toutes les directions. Il faut s'assurer que ceux-ci sont conçus pour supporter les efforts transmis par le moteur dans toutes les directions, y compris la position tête en bas. Ces efforts peuvent en effet être très élevés.

La fixation des silent-blocs se fera par boulonnage sur une plaque métallique comme dans le montage précédent.

Le plateau d'accouplement devra également pouvoir encaisser tous les mouvements du moteur.

Sur les voiliers avec chaise extérieure le montage d'une ligne d'arbre souple n'implique qu'un seul palier, celui porté par la chaise. Mais on peut également monter une ligne d'arbre souple dans un étambot. Le tube d'étambot y est alors scellé et porte à l'extérieur un palier et à l'intérieur le presse-étoupe flottant. Il doit être d'un diamètre suffisant pour permettre les débattements dus aux mouvements du moteur.

Le presse-étoupe flottant est directement fixé sur ce tube ou sur une embase par l'intermédiaire d'un manchon de néoprène armé qui doit être tenu de chaque côté par deux colliers de serrage.

Avec ce type de ligne d'arbre la liaison entre l'arbre et la sortie du moteur se fait par un plateau d'accouplement rigide.

La fixation du moteur se fait comme dans le cas précédent.

Il est extrêmement important, non seulement pour des raisons de transmission des vibrations, mais aussi pour maintenir un alignement correct de l'arbre et du moteur (même si la tolérance est plus grande avec une ligne d'arbre souple) que le couple carlingage et étambot ou chaise constitue un ensemble le plus rigide possible. En particulier, les carlingues et la pièce recevant le palier intérieur de l'arbre d'hélice devront constituer un ensemble monobloc.

L'inclinaison de l'ensemble propulsif dans le plan vertical doit être aussi réduite que possible et en aucun cas supérieure à 15° sauf spécification particulière du fabricant. En effet les mouvements de tangage augmentent encore cet angle et il risque d'y avoir des difficultés de lubrification, même si les moteurs marins sont étudiés en tenant compte de cette préoccupation.

X-IV-2. COMPARTIMENT MOTEUR

On peut difficilement fixer une règle pour déterminer les dimensions minimums du compartiment moteur et aucune réglementation ne s'y est aventurée, en laissant la responsabilité aux fabricants de moteurs. Il est certain que malgré son système de refroidissement intégré un moteur échauffe l'air qui l'environne et que cet échauffement est néfaste à son rendement. Mais, plus que le volume du compartiment, c'est le renouvellement de cet air qui assurera l'évacuation des calories. Si une ventilation correcte du compartiment est assurée, ce sont donc les conditions d'accessibilité aux différents organes qui dicteront les dimensions du compartiment et surtout les moyens d'assurer cette accessibilité. Il est impératif que celle-ci ne soit pas limitée à la seule face avant comme on le voit trop souvent mais aussi aux faces latérales afin de pouvoir vérifier et régler les connexions électriques, les commandes à distance, la pompe d'injection, l'inverseur, le presse-étoupe et permettre les vidanges sans difficulté. Sauf sur les très grands voiliers disposant d'une véritable chambre des machines cela peut impliquer de prévoir des panneaux mobiles judicieusement placés.

On admet que la consommation d'air frais est de 0,15 à 0,20 m³ par kW et par minute dont les 2/5 sont utilisés pour le mélange air-carburant.

Il faudra donc prévoir une ventilation naturelle en rapport avec ce débit. C'est un problème souvent difficile à résoudre compte tenu de l'écoulement aérodynamique qui se produit autour d'un voilier en marche.

Dans tous les cas on devra avoir une arrivée d'air frais à la partie basse et une évacuation à la partie haute en deux points opposés du compartiment.

Sur un voilier il est bon de prévoir deux systèmes symétriques de chaque bord. On utilisera des systèmes de boîte Dorade placés sur l'arrière du rouf et/ou dans les hiloires du cockpit.

La section des sorties doit être supérieure à celle des entrées. On peut prendre *a priori* comme surface minimum totale des entrées 0,3 dm², mais ici encore on devra se conformer aux spécifications du fabricant de moteurs. Le volume en m³ du compartiment moteur est le volume net, déduction faite de celui du moteur.

Pour les moteurs à essence il faut de plus, pour des raisons faciles à comprendre, prévoir une ventilation électrique d'un type approuvé, fonctionnant à l'aspiration, donc placée sur les sorties. Dans ce cas le ventilateur sera choisi en fonction du volume net du compartiment moteur et les sections des conduits sont indiquées par le fabricant. À titre indicatif, le débit des ventilateurs doit être d'environ 1,5 m³/mn par m³ de volume net du compartiment moteur pour assurer un renouvellement en 5 minutes.

Ne pas oublier que cette ventilation forcée, qui n'est obligatoire qu'avant le démarrage, pour assurer le renouvellement de l'air et éliminer toutes les vapeurs qui pourraient provenir de fuites de carburant, ne supprime pas la ventilation naturelle. Si les conduites d'évacuation sont communes, il faudra veiller à ce que le ventilateur arrêté ne constitue pas un obstacle à la libre circulation de l'air.

Le fond du compartiment moteur doit être équipé d'une gatte destinée à recevoir les écoulements accidentels d'huile ou de carburant. Sa hauteur devra donc être suffisante pour tenir compte d'une certaine gîte. Sur les coques métalliques ou en stratifié cette gatte peut être partie intégrante de l'ensemble constitué par le fond, les carlingues et les varangues afin que les épanchements ne puissent se répandre hors du compartiment.

L'isolation phonique du compartiment moteur doit être particulièrement soignée sur un voilier. Sachant que les bruits sont transmis par les parois et par l'air on doit assurer la rigidité des premières et l'étanchéité du second. Tous les panneaux amovibles devront donc être munis d'un joint ininterrompu sur tout leur pourtour et d'un système de fermeture assurant la pression de ce joint. Aucune entrée d'air par les emménagements ne doit être admise et l'on devra assurer l'étanchéité des passages des canalisations, de l'échappement, des commandes et des conducteurs électriques par des passe-fils ou des traversées de parois en néoprène.

L'isolation des parois s'effectue sur deux plans, réduction de leurs vibrations d'une part, absorption des bruits eux-mêmes d'autre part.

La première est obtenue d'abord par un échantillonnage suffisant des parois – on ne pourra que très difficilement isoler un panneau en contre-plaqué de 6 mm – et par un revêtement de peinture ou de matériau à haute densité, généralement du caoutchouc chargé de plomb, collé avec une colle néoprène ou des complexes à base de feutre bitumeux autocollant (Blackisol).

L'absorption du bruit est obtenue par un second revêtement en mousse de polyester gaufrée ou alvéolée de 4 à 6 cm d'épaisseur, collée sur le premier revêtement. Toutes les parois, sauf le fond bien sûr, doivent subir ce traitement, y compris les conduits de ventilation. Ceux-ci devront de plus comporter un système de chicane sans restriction de section (fig. X-11).

Bien sûr les matériaux utilisés doivent résister aux hydrocarbures et ne pas propager la flamme.

Le fond du compartiment sera traité uniquement pour la réduction des vibrations par l'application du revêtement haute densité afin d'éviter la transmission de celles-ci à la coque elle-même. Une isolation semblable peut être prévue au-dessus de l'hélice pour la même raison.

Lorsqu'il n'y a pas d'installation fixe d'extinction, ce qui est généralement le cas pour les diesels sauf dans les puissances élevées, il faudra prévoir un orifice sur la paroi la plus facilement accessible par lequel on pourra passer la buse d'un extincteur. Cet orifice sera normalement obturé par un volet ou un diaphragme perforable.

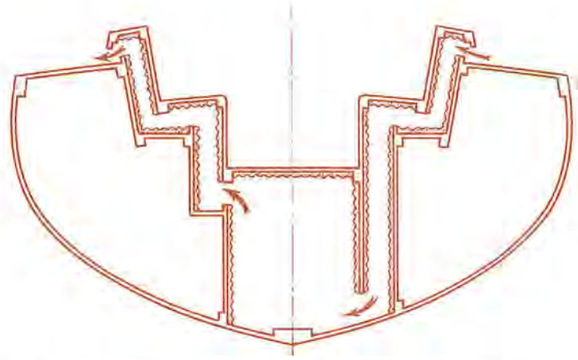


Fig. X-11. Aération de compartiment moteur par chicanes insonorisées ; à droite, arrivée d'air frais ; à gauche, sortie d'air vicié ; le système est symétrique avec les entrées en avant du compartiment et les sorties en arrière ; les aérateurs sont conçus comme des boîtes Dorade.

X–IV–3. COMMANDES DU MOTEUR

Les commandes du moteur se présentent sous forme de deux éléments : le tableau de bord avec le contact de démarrage, les voyants et cadrans de contrôle d'une part, le boîtier de commande d'accélérateur et d'inverseur d'autre part.

Le tableau de bord comportant essentiellement des accessoires électriques est de ce fait très sensible à l'atmosphère marine, c'est pourquoi on le place souvent à l'intérieur de la cabine. Si cette solution est excellente pour sa protection, elle est en revanche très dangereuse sur le plan de la sécurité car le barreur ne peut pas surveiller directement les indicateurs ni intervenir sur la clé de contact sans lâcher la barre. En revanche, il est tout aussi mauvais de placer le tableau dans le baquet du cockpit où il peut être noyé par la première vague qui l'envahit et où il n'est pas à l'abri d'un coup de pied. Une bonne solution est de le monter dans un logement ménagé dans l'hiloire arrière du cockpit et fermé par un volet d'Altuglass, les contrôles peuvent s'effectuer volet fermé, la clé est immédiatement accessible et le tableau est protégé.

La plupart des commandes du moteur, gaz et inverseur, s'effectuent par des commandes par câble tire-pousse (*push-pull*) type Morse, Ultraflex, Flexatrol ou autres. On trouve une multitude de boîtiers de commande à leviers séparés ou monolevier combinant gaz et inverseur.

Quelques précautions sont à prendre pour leur installation. En premier les rayons de courbure doivent être aussi grands que possible, prendre au moins le double du minimum conseillé par le fabricant pour avoir un fonctionnement « en souplesse ». Il est généralement prévu sur le moteur lui-même un point d'ancrage pour la gaine, vérifier sa rigidité. Éviter enfin que la gaine vienne à proximité d'une source de chaleur, collecteur d'échappement par exemple. Elle sera tenue en des points suffisamment rapprochés, en particulier aux traversées des parois où l'on devra éviter tout risque d'usure par frottement.

Le boîtier de commande sera placé à portée de main (ou de pied) du barreur. Il est important que celui-ci puisse le commander debout lors des manœuvres de mouillage.

Sur un grand voilier il est possible de réunir le tableau et le boîtier de commande sur la console portant la barre à roue, mais attention ! Ils ne font pas souvent bon ménage avec le compas.

X–IV–4. ALIMENTATION EN CARBURANT

Celle-ci se divise en trois éléments, le circuit de remplissage du moteur, le réservoir, le circuit d'alimentation proprement dit.

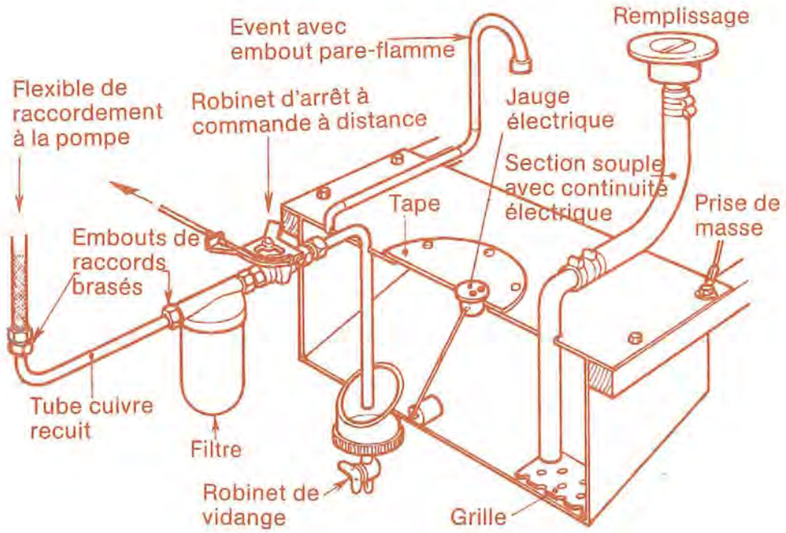


Fig. X-12. Ensemble du circuit d'alimentation et de remplissage du réservoir.

Quel que soit le type de carburant, essence ou gazole, ces éléments comportent des points communs. Tout d'abord, il est préférable que toutes les parties métalliques soient réalisées dans le même métal pour éviter tout risque de corrosion. Les matériaux à utiliser ne doivent pas présenter d'effet catalytique provoquant l'oxydation du carburant. Pour le gazole, on peut donc utiliser l'acier, l'acier plombé, l'acier inoxydable, l'alliage léger, le stratifié verre-résine, le polyéthylène, mais en aucun cas le cuivre et l'acier galvanisé. La galvanisation peut bien sûr être conservée pour l'extérieur.

Pour l'essence, les matériaux possibles sont l'acier plombé ou galvanisé, l'acier inoxydable, l'alliage léger, le cuivre étamé, les alliages de cupro-nickel, le stratifié verre-résine.

Les assemblages doivent toujours être soudés ou brasés. Les soudures à bas point de fusion (étain) sont interdites.

Dans tous les cas, même lorsqu'il y a des sections souples, la continuité électrique doit être assurée depuis le bouchon de remplissage jusqu'au moteur et l'ensemble doit être mis à la masse (fig. X-12).

Le nouvel arrêté prévoit un essai de mise en pression pour vérifier l'étanchéité de l'ensemble du circuit (Art. 27). Il est indispensable de faire subir cet essai au réservoir lors de sa réception chez le fabricant pour s'assurer de sa parfaite étanchéité.

Il ne doit y avoir aucune contre-pente dans les circuits de remplissage, d'alimentation ou de dégagement d'air.

Toutes les sectoins souples doivent être faites d'un matériau résistant aux hydrocarbures répondant à la norme ISO 7840 et fixées convenablement avec des raccords à vis ou deux colliers et des emmanchements suffisamment longs sur les parties rigides. Elles doivent être toujours accessibles pour contrôle.

L'étanchéité des orifices de remplissage au niveau du pont doit être assurée. Le diamètre des orifices et conduits ne doit pas être inférieur à 38 mm.

Le tuyau d'arrivée de carburant descendra jusqu'à 5 ou 6 cm du fond et celui-ci sera renforcé à cet endroit par une grille ou une plaque soudée.

Il doit y avoir au départ une section rectiligne d'au moins 15 cm pour recevoir l'embout du tuyau de la pompe.

Les réservoirs doivent toujours être placés dans un compartiment permettant une large circulation d'air autour des parois et un contrôle de leur

étanchéité (démontage facile indispensable). Dans une coque métallique, néanmoins, ils peuvent être intégrés à la structure.

Un réservoir d'essence doit toujours être placé dans un compartiment isolé de celui du moteur.

Un bon réservoir doit présenter certaines caractéristiques. Il doit bien sûr être solide et pourvu de cloisons antiroulis mais surtout sa fixation doit être de préférence intégrée à la construction sous forme de brides qui seront boulonnées avec interposition de rondelles isolantes sur un chassis solidaire de la coque. Il ne faut pas oublier en effet que la masse du carburant est souvent assez grande et surtout que sa mobilité lui permet d'être soumise à des accélérations qui augmentent considérablement les contraintes sur les fixations.

Un réservoir sans bride de fixation peut être tenu sur un chantier découpé en forme avec des brides serrées par des tirants ; interposer une bande de plastique isolant entre le métal du réservoir et le bois des supports (fig. X-13).

Quel que soit son mode de fixation, le dessous du réservoir doit être supporté car son fond ne présente généralement pas une résistance suffisante. Les réservoirs cylindriques possèdent sur ce point un net avantage.

Le graphique X-14 donne les épaisseurs d'acier inoxydable en fonction de la capacité.

Le réservoir doit toujours être muni sur le dessus d'une tape solide et étanche, suffisamment grande pour permettre d'en effectuer aisément l'inspection et le nettoyage.

Certains préconisent la fixation sur cette tape de toutes les prises. C'est bien sûr une facilité pour

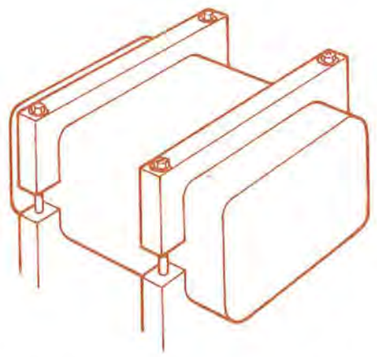


Fig. X-13. Fixation d'un réservoir sur bâti.

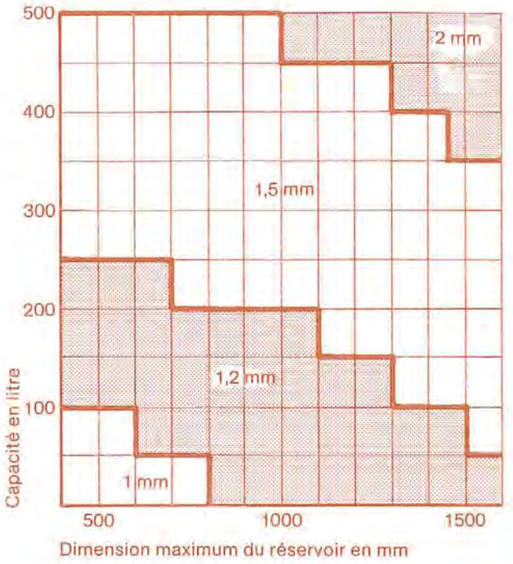


Fig. X-14. Épaisseur de tôle de réservoirs en acier inoxydable.

la fabrication et le contrôle de leur soudure, mais cela ne permet pas de les disposer aux emplacements les plus favorables et représente une gêne considérable lorsqu'on désire ouvrir cette tape. Seule la jauge électrique doit être montée sur celle-ci.

L'évent du réservoir doit avoir un diamètre de 14 mm minimum, on a tout intérêt à mettre plus car la grille de protection pare-flamme placée sur l'orifice réduit considérablement le débit d'air et, avec une pompe à carburant normale, on a toujours des refoulements. Un petit col de cygne placé plus haut que l'orifice de remplissage, empêchera les entrées d'eau. Ne pas oublier que la sortie de ce dégagement d'air doit être placée à proximité de l'orifice de remplissage pour pouvoir être surveillée par la personne effectuant cette opération. La prise d'air sur le réservoir doit être située au point le plus haut de celui-ci et en tout cas sur le bord opposé à celui de l'orifice extérieur pour qu'en cas de coup de gîte brutal le carburant ne puisse se déverser par l'évent. Ceci est particulièrement important sur les voiliers équipés de réservoirs placés en abord, les conduits de dégagement d'air doivent alors être croisés (fig. X-15).

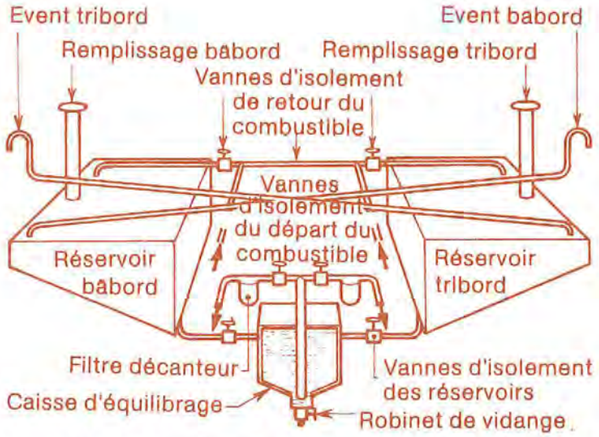


Fig. X-15. Schéma, vu côté moteur, d'une alimentation de deux moteurs Diesel à partir de deux réservoirs ; le montage serait identique avec un seul moteur. La prise de carburant se fait sur une petite caisse d'équilibrage placée plus bas que les réservoirs. Seules les vannes d'isolement des réservoirs doivent obligatoirement être immédiatement accessibles ; les autres restent normalement ouvertes et ne sont utilisées que pour isoler un moteur ou un réservoir. Tous les raccords sur le dessus des réservoirs (remplissage, évent, retour) doivent être placés le plus en abord possible, les évents sont croisés et les sorties de réservoirs sont à l'arrière alors que les retours sont à l'avant.

Peu de moteurs sont encore alimentés par gravité sans pompe d'alimentation. La prise de carburant s'effectuera donc par le dessus ce qui est plus pratique pour la surveillance et permet théoriquement de se passer du robinet d'arrêt.

Dans tous les cas il faudra s'assurer cependant qu'il n'y a pas de risque de siphonnage, c'est-à-dire qu'aucun raccord (section souple, pompe, etc.) où pourrait se produire une fuite ne devra être situé plus bas que l'extrémité inférieure du tube de piquage. Malgré ces précautions la présence d'un robinet d'arrêt reste une bonne sécurité et les systèmes de commande à distance sont assez nombreux pour que sa manœuvre ne présente pas de difficulté.

Le tuyau de piquage du carburant descendra dans une petite cuvette placée au point le plus bas du réservoir afin de ne pas perdre de la hauteur disponible. Pour le gazole cependant il est préférable que ce tuyau ne descende pas à moins de 5 % de la hauteur minimum de carburant admise dans le réservoir pour être sûr de ne pas aspirer la part de carburant qui peut être contaminée par de l'eau (condensation). Le fond de cette cuvette sera amovible pour pouvoir éliminer les boues qui ne manqueront pas de s'y déposer. Il sera pourvu d'un robinet de vidange. L'accès au-dessous du réservoir est indispensable.

De courtes sections souples seront placées sur toutes les prises ou arrivées au réservoir pour éviter des contraintes anormales sur leurs soudures par suite des vibrations ou des déformations de la coque, ainsi que sur tous les raccords avec le moteur. Ces sections souples doivent être d'un type conforme à la norme ISO 7840.

Un pré-filtre est généralement fourni avec le moteur mais, pour le gazole surtout, il sera bon de prévoir un filtre avec séparateur d'eau immédiatement à la sortie du réservoir. Il est bon que la cuve de décantation soit transparente pour permettre un contrôle, mais elle doit être incassable et munie d'un système de by-pass pour pouvoir être démontée en marche. Il faudra prévoir une gatte en dessous pour recueillir les égouttures lors du démontage.

Le circuit de retour du gazole venant de la pompe d'injection aboutira sur un tuyau plongeant dans le réservoir 1 ou 2 cm plus bas que la prise d'alimentation et suffisamment loin pour que le carburant de retour chaud ait le temps de se refroidir avant d'être aspiré à nouveau. Au bout de quelques temps de marche, ce gazole de retour réchauffe le carburant du réservoir qui se dilate et risque de refouler par l'évent s'il est trop plein.

Tous les raccords sur le circuit d'alimentation doivent être vissés avec un joint adéquat capable de résister à une pression de 7 bars.

Sauf sur les coques en alliage léger, les canalisations fixes seront en cuivre rouge recuit ce qui permet de réaliser facilement des raccords avec collets battus. Elles seront supportées tous les 50 cm environ par un collier.

La capacité des réservoirs dépend du rayon d'action que l'on désire atteindre. Pour cela il faudra tracer une courbe de consommation en fonction de la vitesse et des graphiques de la figure X-3 et du moteur.

Pour la gamme des degrés de vitesse du graphique X-3 on calcule les vitesses, les poussées correspondantes et les puissances aux différents niveaux de la transmission.

Pour notre exemple cela donnera le tableau ci-dessous.

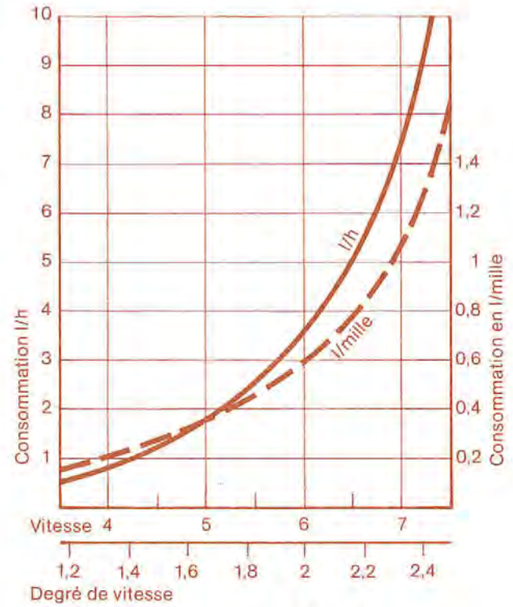


Fig. X-16. Exemple de graphique de consommation en l/heure et en l/mille en fonction de la vitesse ou du degré de vitesse.

En divisant la consommation en l/h par la vitesse on obtient la consommation en l/mille que l'on peut représenter sur un graphique comme celui de la fig. X-16.

Dans cet exemple les courbes de consommation baissent régulièrement avec la vitesse. Nous choisirons donc le régime économique en fonction

R	$V = R\sqrt{L_f}$	Rés/t fig. X-1	Rés. tot. + fardage 2 % daN	P/hél. kW	P/arb. $\eta = 40\,\%$	P/mot. $\eta = 75\,\%$	η	Cons. g/kW/h	Cons. l/h
1,2	3,6	4,3	30,7	0,6	1,4	1,7	1 250	284	0,6
1,4	4,2	6,2	44,3	0,9	2,3	2,9	1 500	282	1
1,6	4,8	8,5	61,4	1,5	3,7	4,6	1 750	280	1,6
1,8	5,4	11,7	83,5	2,3	5,6	7	2 000	279	2,4
2	6	15,8	112,8	3,4	8,5	10,6	2 300	279	3,6
2,2	6,6	21,8	155,7	5,1	12,8	16,1	2 650	282	5,5
2,4	7,2	32	228,5	8,2	20,6	25,7	3 100	295	9,1

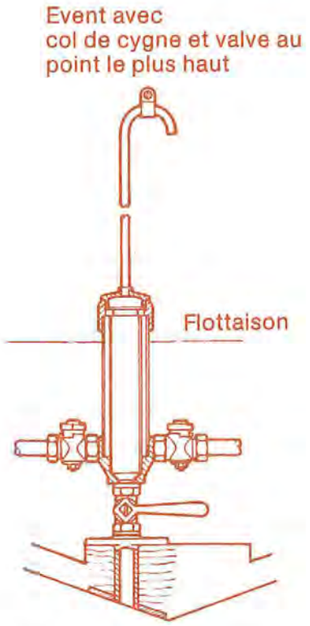


Fig. X-17. Centrale à eau de mer combinant, sur une seule prise d'eau, un filtre et plusieurs sorties, chacune munie d'une vanne. Le bouchon supérieur doit être au-dessus de la flottaison pour pouvoir changer le filtre en marche sans être obligé de fermer la vanne. Faire attention que l'évent ne débouche pas au-dessus de pièces mécaniques ou électriques ; on peut aussi prévoir une cuvette de récupération pour les gouttes d'eau qui viendraient à s'échapper. L'évent étant destiné à évacuer les poches d'air qui pourraient se former dans le filtre, la valve empêche le retour d'air.

du degré de vitesse R = 1,6 où la courbe de résistance à l'avancement présente un creux et qui correspond à deux vagues dans la longueur*.

Ce degré est doublement favorable pour une marche au moteur car la présence d'une vague à l'arrière accroît le rendement de l'hélice en augmentant la pression hydrostatique et le pourcentage de réduction de vitesse dans la couche limite.

À ce degré de vitesse, notre exemple donnera 1,6 l pour 4,8 milles soit 1 l pour 3 milles. Avec un réservoir de 30 l et en tenant compte d'une réserve de 15 %, on pourrait parcourir 76,5 milles en un plus plus de 24 heures.

La courbe de consommation de certains moteurs, en particulier les moteurs à essence, présente parfois un rebroussement entre R = 1,2 et 1,6. Pour obtenir le maximum d'autonomie il faudra se tenir au degré de vitesse correspondant à ce rebroussement.

X–IV–5. CIRCUITS DE REFROIDISSEMENT

La plupart des moteurs ont un refroidissement direct ou indirect par eau de mer, les refroidissements par eau douce en circuit fermé avec radiateur sous la coque sont en effet fort rares, surtout sur les voiliers.

La prise d'eau de mer s'effectue en général par un passe-coque avec crépine équipé d'une vanne d'arrêt. Cette vanne, comme toutes celles utilisées sur le bateau pour les vidanges du cockpit, des w.-c. et toutes les prises d'eau, sera du type à boisseau quart de tour avec manœuvre par levier ; les vannes à opercule sont en effet trop longues à manœuvrer. Un filtre sera placé après la vanne pour éviter toute obstruction du circuit

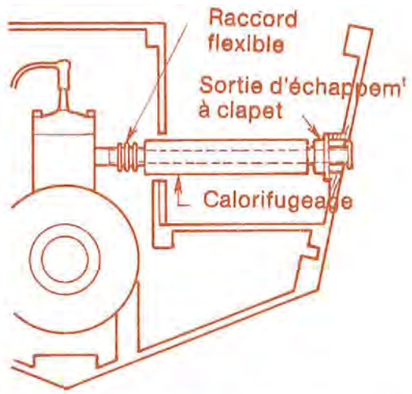


Fig. X-18. Échappement sec direct pour petit canot. On peut placer un col de cygne en sortie d'échappement, mais celui-ci doit être également calorifugé et muni d'un purgeur au point bas.

* Voir Tome I, figure 5-7.

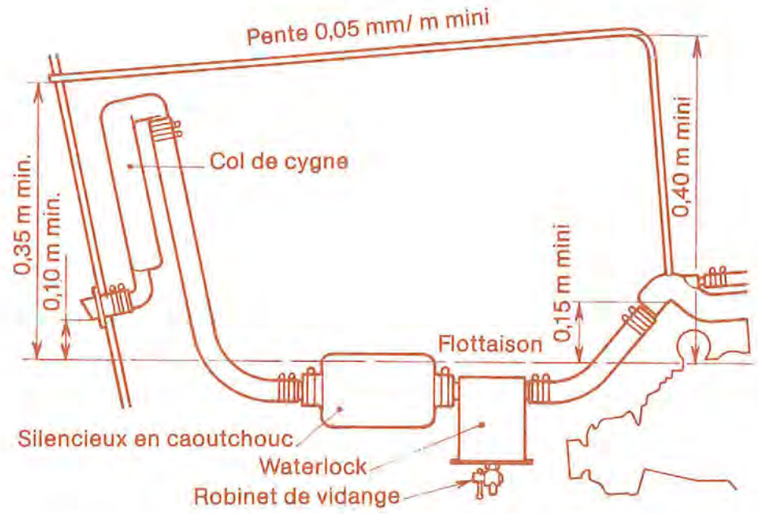


Fig. X-19. Échappement humide avec waterlock pour moteur au-dessous de la flottaison. Le pot d'échappement sur le moteur est généralement équipé d'un évent au point haut pour éviter tout risque de siphonnage ; cet évent doit être amené jusqu'au tableau.

par les saletés qui auraient traversé la crépine.

Sur un bateau de croisière, les prises d'eau, et par conséquent les passe-coque et les vannes sont nombreux, avec tous les risques que cela comporte. C'est pourquoi il est préférable dans ce cas de prévoir une véritable centrale à eau de mer. Il s'agit d'un filtre, de dimension généreuse, comportant une entrée et plusieurs sorties. La section de l'entrée doit être en rapport avec le débit maximum à assurer, elle est munie d'une vanne quart de tour placée le plus bas et le plus au centre possible de la carène pour éviter toute émersion à la gîte ou au tangage. Les sorties sont également pourvues d'une vanne permettant d'isoler chacun des circuits, par exemple : refroidissement moteur, évier, w.-c., etc. (fig. X-17).

Le filtre, dont le couvercle sera placé au-dessus de la flottaison, sera pourvu d'un évent montant le plus haut possible, muni d'une valve empêchant l'entrée de l'air et débouchant à l'extérieur, pour éviter tout blocage par une poche d'air.

Les tuyautages souples en plastique doivent être d'un type renforcé, de préférence annelés, pour résister à tout écrasement soit dans un coude, soit sous l'effet de la dépression de la pompe.

X–IV–6. ÉCHAPPEMENT

Les échappements sont de type « sec » ou « humide ». Le type sec n'est guère utilisé que sur de petits canots de pêche-promenade. Dans ce cas le conduit sera aussi court et direct que possible. Il sera réalisé en matériau incorrodable (acier inoxydable) avec une section souple métallique à la sortie du collecteur et revêtu d'un isolant ignifuge. Il ne doit jamais venir au contact direct avec un élément quelconque des emménagements ou de la coque, sa sortie en particulier doit être isolée du bordé (fig. X-18).

Ce type de montage n'est bien sûr valable que si le collecteur est largement au-dessus de la flottaison.

L'échappement humide reçoit en totalité ou en partie l'eau de refroidissement. Le point d'injection de celle-ci devra se trouver aussi près que possible de la sortie du collecteur, mais au moins à 10 cm en dessous de celui-ci s'il n'est pas prévu d'origine sur le moteur.

Sur les voiliers, le moteur étant presque toujours situé trop bas pour pouvoir installer un échappement direct, le conduit d'échappement devra être pourvu en son point haut d'une valve ou d'une prise d'air, pour éviter que la vanne de prise d'eau étant restée ouverte, une fuite dans le rotor de la pompe permette à l'eau de refroidissement de siphonner et de remonter dans le collecteur et les cylindres (fig. X-19).

Les bruits d'échappement étant responsables d'une grande part des nuisances du moteur, l'ensemble de la ligne d'échappement doit être conçu pour réduire ceux-ci au minimum. Pour cela on utilisera de préférence des éléments en plastique ou en néoprène d'une qualité compatible avec le mélange gaz-eau salée.

Les tuyaux en néoprène n'acceptant cependant pas les coudes de faible rayon, ceux-ci sont constitués d'éléments rapportés, eux-mêmes en néoprène, en plastique moulé ou en acier inoxydable, le tout assemblé par double collier de serrage.

Le diamètre intérieur de tous les éléments constituant la ligne d'échappement sera au moins égal à celui du collecteur d'échappement, et supérieur si la longueur excède celle prévue par le fabricant, ou s'il y a des coudes nombreux.

Dans le cas où le collecteur se trouve à moins de 25 cm au-dessus de la flottaison, aussitôt après le point d'injection d'eau, mais au moins à 30 cm de celui-ci et le plus bas possible dans la coque, on placera un pot à barbotage ou « waterlock ». Si sur les puissances moyennes ce pot peut être en plastique, il sera en acier inoxydable sur les puissances élevées.

Dans ce cas on veillera à ce que la base du pot ne se trouve pas placée dans une eau stagnante et on pourra envisager de l'insonoriser en le recouvrant d'une peinture et d'un matériau absorbant. Son volume doit être supérieur à celui des canalisations afin qu'à l'arrêt l'eau se trouvant dans celles-ci puisse s'y rassembler. Étant placé au point le plus bas de la ligne, le pot devra être muni d'un robinet pour permettre la vidange du circuit pendant l'hivernage ou s'il vient à se remplir lors d'ennuis de démarrage.

On peut encore atténuer le bruit en plaçant à la sortie un silencieux en néoprène.

La sortie d'échappement se fera par un col de cygne pour empêcher les entrées d'eau lorsque l'orifice est submergé. La hauteur maximum entre le waterlock et le haut du col de cygne est limitée par la contre-pression que peut admettre l'échappement sans trop de perte de puissance. Cette valeur est indiquée par le fabricant du moteur. Le col de cygne peut être remplacé par un autre waterlock en métal ou en plastique.

On peut bien sûr prévoir une vanne sur la sortie d'échappement, ceci est même à conseiller pour les voiliers devant effectuer de grandes traversées à la voile par mer de l'arrière, mais attention de ne pas oublier de l'ouvrir avant de faire démarrer le moteur.

Tous les éléments métalliques de la ligne d'échappement qui doivent être fixés à la coque, le seront par l'intermédiaire de petits silent-blocks ou de passe-fils en néoprène pour éviter la transmission des vibrations. De même on utilisera une sortie d'échappement en néoprène.

La ligne d'échappement devra toujours être aussi courte que possible mais, si des points de fixation intermédiaires sont nécessaires, on utilisera pour cela les sections de raccordement ou les coudes en acier inoxydable assurant les liaisons entre les pots et les canalisations. Ils seront fixés par des colliers avec interposition d'une bande de néoprène souple. Pour les passages de cloison on utilisera des brides en néoprène analogues à celles des sorties d'échappement.

Il est difficile de trouver un emplacement correct pour la sortie d'échappement. Sur le côté, elle risque d'être trop facilement noyée à la gîte sur un voilier. Sous la voûte, des contre-pressions élevées peuvent se développer au tangage. Il ne reste donc guère que la sortie dans le tableau où malheureusement il y a toujours une zone d'air mort dans laquelle stagnent les gaz ; on la placera le plus bas et le plus au centre du tableau. Elle devra se trouver à 15 cm au moins au-dessus de la flottaison.

X–IV–7. LIGNE D'ARBRE

Comme nous l'avons vu plus haut la ligne d'arbre pourra être du type rigide ou souple.

Dans le premier cas elle sera généralement associée à une hélice en cage. Les dimensions minimums de celle-ci sont définies par le diamètre de l'hélice et ses possibilités de démontage (fig. X-20). À l'arrière, une place suffisante doit être prévue pour le passage d'un arrache-moyeu.

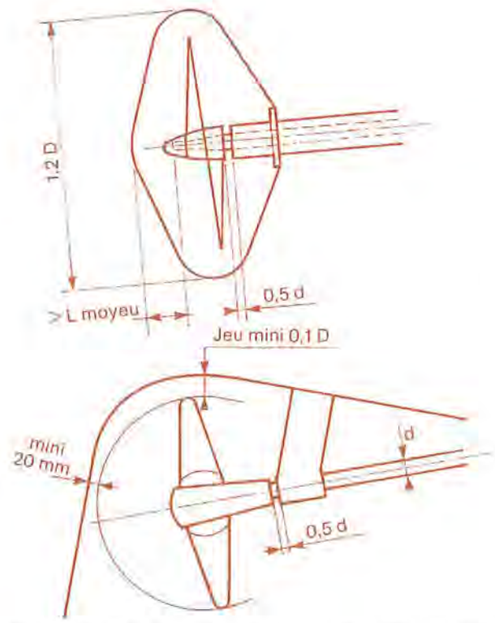


Fig. X-20. Jeu à prévoir autour des hélices dans le cas d'une cage fermée (en haut) ou d'une hélice à pales repliables sur chaise (en bas).

La cage peut être totalement intégrée à l'aileron, tangenter la mèche ou être partiellement découpée dans le safran. Ce dernier montage a l'avantage de permettre, en orientant celui-ci, de dégager le moyeu de l'hélice et le passage de l'arbre qui peut alors être démonté sans avoir à enlever le safran.

Cette disposition a par contre l'inconvénient de réduire l'efficacité du safran dans les manœuvres latérales par à-coups avant-arrière. Une autre solution consiste à décentrer l'axe du moteur ou à lui donner en plan un angle par rapport à l'axe de la carène. L'arbre peut ainsi passer sur le côté de la mèche et, de plus, il est possible de compenser l'effet giratoire de l'hélice. Pour cela le moteur sera décalé sur tribord si elle tourne à gauche en regardant vers l'avant et inversement si elle tourne à droite.

Avec une ligne d'arbre souple, l'hélice peut être en cage mais le plus souvent elle sera libre et soutenue par une chaise. La fixation de celle-ci doit être extrêmement rigide pour réduire les vibrations, elle devra être reprise à l'intérieur de la coque sur une varangue ou tout autre élément de structure transversale. Elle peut en effet subir des efforts importants lorsqu'un bout se prend dans l'hélice et la bloque.

Comme pour l'hélice en cage, il faudra penser au démontage de l'hélice et de l'arbre qui devra obligatoirement être décalé dans le cas où le gouvernail comporte un aileron fixe.

Le jeu de l'hélice avec le fond de la coque dépendra de la forme des sections à son niveau. De 10 % du diamètre pour un fond relativement en V, il atteindra 15 % pour un fond plat.

On évitera les bossages porte-étambot que l'on voit souvent sur les voiliers en stratifié à la place des chaises. S'ils ont l'avantage de la solidité, ils ont par contre deux graves inconvénients : leur largeur, nécessaire au moulage, qui perturbe considérablement le passage de la veine d'eau, et leur dissymétrie verticale entraînant des vibrations importantes. Si l'hélice ne peut être placée dans une cage fermée et que la puissance est importante, il est préférable de monter une chaise à deux branches.

Le presse-étoupe est un élément très important de la ligne d'arbre ; il doit être constamment lubrifié soit par l'eau provenant de l'étambot ou d'un circuit annexe, soit par graissage. Sa fixation à la coque doit être suffisamment robuste pour résister à un blocage de l'arbre par grippage, et l'on ne reviendra pas sur son accessibilité.

On trouve également des systèmes d'étanchéité par joint tournant. Ceux-ci fonctionnent correctement et ont l'avantage de demander théoriquement moins de surveillance qu'un presse-étoupe classique... tant qu'une petite saleté ne se glisse pas sur la portée ou que des vibrations importantes ne provoquent un décollement du joint.

X–V– ESSAIS DE MARCHE AU MOTEUR

Trop rarement, l'architecte peut procéder à une vérification de ses calculs par des essais systématiques. Ils sont pourtant indispensables pour affiner les réglages du moteur et le choix de l'hélice, et établir avec précision la courbe de consommation. Car il ne faut pas se faire d'illusions, les caractéristiques des voiliers sont trop variables et les évaluations des pertes aux différents niveaux

de l'installation trop imprécises, sans parler des données du moteur, pour assurer un résultat absolu des calculs.

Pour réaliser ces essais il faut disposer d'un minimum de matériel :
– un compte-tours sur le tableau de bord que l'on aura fait étalonner par le motoriste ;
– une éprouvette graduée en plastique de 1 litre environ à la base de laquelle on fixera une vanne à 3 voies, le tout monté sur une planchette permettant de le fixer à une paroi ; plus réduit sera le diamètre de l'éprouvette, plus précise sera la mesure (fig. X-21) ;
– un chronomètre.

Le plus difficile est de définir une base de vitesse, l'idéal étant de pouvoir utiliser deux marques fixes, balises ou amers à terre (pas des bouées à cause du courant qui les déplace) dont on connaît la distance exacte et le relèvement de leur alignement. Ce dernier peut être mesuré sur la carte ou mieux relevé sur le compas du bateau s'il est possible de se placer sur cet alignement, cela permet d'éviter toute correction. Bien sûr il faudra choisir un lieu, estuaire ou rivière par exemple, où le courant sera toujours parallèle à la route.

Pendant les essais on suivra une route parallèle aux amers retenus. Si la route ne peut être parallèle, il suffira de considérer la distance comme égale à D sin e, e étant l'écart en degrés par rapport à la route parallèle.

Pour repérer exactement le passage des amers on prendra sur le pont un alignement perpendiculaire à l'axe tel que deux haubans ou deux winches par exemple.

Avant de procéder aux essais on intercalera la vanne de l'éprouvette au niveau d'un raccord de l'alimentation. Si le retour de gazole se fait directement vers le réservoir, le débrancher et le ramener sur un raccord en aval de la vanne de l'éprouvette. Attention à ne pas se tromper dans le branchement ! Purger le circuit et faire tourner le moteur en charge pour l'amener à sa température normale.

On choisira par ailleurs un jour sans vent et une eau calme afin de ne pas fausser les essais par des éléments extérieurs et on notera les conditions de charge du voilier (remplissage des réservoirs, nombre de personnes à bord, etc.).

On prendra le cap à une distance suffisante de la première marque afin que le régime du moteur, la vitesse et le cap soient parfaitement stabilisés. À l'instant du passage de la première marque on déclenche le chronomètre et on tourne la vanne de l'éprouvette pour faire passer l'alimentation sur celle-ci. Au passage de la deuxième marque on arrête le chronomètre et on repasse l'alimentation sur le réservoir. On note le temps, la consommation et le régime du moteur. Pendant ce temps le barreur, sans changer le régime du moteur, décrit une large boucle pour revenir sur la route opposée, toujours à distance suffisante, et l'on renouvelle les mesures. Il est bon de faire au moins deux aller-retour pour obtenir un résultat valable, toujours sans changer le réglage du moteur.

La vitesse du bateau pour chaque aller-retour est donnée par la formule

$$V = \frac{D\ (t_a + t_r)}{2\ t_a \cdot t_r}$$ avec :

V : vitesse en nœuds ;
D : distance en milles ;
t_a : temps mis à l'aller en heures décimales ;
t_r : temps mis au retour en heures décimales.

On moyenne ensuite les vitesses calculées pour chaque aller-retour.

Fig. X-21. Éprouvette graduée avec vanne trois voies pour mesures de consommation.

La consommation horaire sera donnée par : $C_{l/h} = \frac{C \cdot t_a + C \cdot t_r}{t_a + t_r}$, c'est-à-dire le quotient du total des consommations aller + retour par la somme des temps aller + retour.

Les mesures seront effectuées pour tous les régimes depuis le ralenti, jusqu'au maximum avec des écarts de 100 ou 200 t/mn.

X–V–1. ÉTUDE DES RÉSULTATS

Avant toute chose on sera amené à faire une constatation : le moteur atteint ou n'atteint pas son régime maximum. Dans le second cas on peut conclure tout de suite que le pas de l'hélice est trop fort et l'on devra refaire les essais avec une hélice de pas plus faible.

C'est par l'étude du recul de l'hélice que l'on pourra connaître le nouveau pas. Connaissant le pas de l'hélice actuelle, son régime (nombre de tours mesuré sur le moteur divisé par le rapport du réducteur) et la vitesse du voilier, on peut calculer le recul apparent (voir page 366). Normalement, celui-ci sera supérieur au recul apparent calculé et le nouveau pas de l'hélice devra être dans le rapport du recul théorique et du recul réel.

Pour l'hélice que nous avons calculée, le pas est de 0,37 m, au régime maximum de 3 300 t/mn soit 3 300/2,7 = 1 222 t/mn à l'hélice, la vitesse théorique de l'hélice sera $V_t = 0{,}37 \times 1\,222/30{,}8 = 14{,}68$ nœuds et pour une vitesse de 7,2 nœuds le recul apparent théorique sera $(14{,}68 - 7{,}2) \times 100/14{,}68 = 51\ \%$.

Si le voilier n'a atteint que 7 nœuds parce que le moteur n'a pas pu atteindre son régime, le recul apparent mesuré sera $(14{,}68 - 7) \times 100/14{,}68 = 52{,}3\ \%$. Le pas de l'hélice devra donc être réduit à $0{,}37 \times 51/52{,}3 = 0{,}36$ m.

Si le moteur atteint bien son régime maxi mais que la vitesse est inférieure à celle calculée, on verra s'il est possible d'augmenter le diamètre, sinon au augmentera le pas dans la proportion inverse du cas précédent. Le même calcul peut être effectué pour la vitesse de croisière choisie si c'est à celle-ci que le rendement optimum doit être atteint. Il est toujours préférable que le pas soit un peu trop faible car on évite ainsi de fatiguer le moteur plutôt que le contraire.

Les mesures de consommation permettront de tracer une courbe qui ne sera pas aussi régulière que celle, théorique, indiquée par le fabricant et dans laquelle les caractéristiques propres de résistance de la coque n'intervenaient pas, mais qui sera vraie et permettra de connaître la vitesse la plus économique et le rayon d'action maximum.

BIBLIOGRAPHIE – CHAPITRE X

1. J. BAADER : *Cruceros y lanchas veloces.* Nautica Baader. Buenos Aires (Il existe une édition italienne chez Mursia).
2. N. WARREN : Should we free-whell ? *Practical boat owner* N° 147 – mars 1979.

XI

L'ARCHITECTE NAVAL ORGANISATION DE LA PROFESSION ET RÉGLEMENTATION

XI-I- LE RÔLE DE L'ARCHITECTE

Pendant fort longtemps la double fonction de concepteur et de réalisateur de navires fut confondue, et ce n'est qu'au XVIII[e] siècle, avec le début des études théoriques de Bouguer, Euler, Duhamel du Monceau, Chapman, et la complexité accrue des navires, que la nécessité se fit sentir d'une spécialisation de plus en plus poussée dans deux domaines distincts : la conception, de plus en plus spécifique, du navire et sa construction.

Si cette dissociation des fonctions fut irrémédiable dans le domaine de la grande construction navale, il n'en fut pas de même pour la petite construction et la plaisance. Ainsi par exemple, dans le livre de Philippe Daryl, *le Yacht*, daté de 1890, le terme d'architecte naval n'est même pas employé lorsque l'on aborde la construction et c'est avec « l'entrepreneur » que l'aspirant propriétaire passe contrat.

Il semble que ce soit la compétition, à l'origine particulièrement active dans les pays anglo-saxons, et le renom qui s'attache au bateau vainqueur qui, progressivement, ont personnalisé l'architecte naval même si celui-ci conservait conjointement la fonction de construction. C'est alors à l'architecte lui-même que s'attache le succès en course et, le vedettariat aidant, le nombre de commandes s'accroissant, il n'eut plus la possibilité de partager un temps qu'il ne pouvait plus consacrer qu'à la conception.

D'abord indépendant, bien que souvent encore attaché à un chantier, la complexité des bateaux, les problèmes liés aux jauges de courses, puis l'apparition de matériaux nouveaux, ont nécessité la création de véritables bureaux d'études capables d'appréhender la multiplicité des techniques concernées.

Dans leur *Dictionnaire de la marine à voile* de 1856, Bonnefoux et Paris donnent de l'architecture navale la définition suivante : *« l'architecture navale est à la fois l'art de tracer le plan de toutes sortes de navires ainsi que de leurs parties diverses, et celui d'assembler toutes ces parties et de construire ces navires. Déterminer ces plans, fixer la dimension des éléments composants, indiquer les moyens de liaison les plus solides, distribuer les emménagements, pourvoir aux nécessités variées de la navigation, de la guerre, du commerce, sont autant de questions qui ont demandé des siècles de recherches, et que, même de nos jours, on cherche à résoudre en s'appuyant plus encore sur l'expérience que sur la théorie. »*

Cette définition représente toujours le rôle essentiel de l'architecte naval. Celui-ci doit en effet avant tout concevoir une embarcation répondant aux critères d'utilisation définis et pouvant être réalisée selon les techniques de fabrication et de mise en œuvre dont dispose le constructeur.

De nos jours cette profession peut se présenter sous des formes différentes selon que l'architecte naval sera amené à concevoir soit un bateau destiné à être réalisé à un seul exemplaire pour un client particulier selon les désirs de celui-ci, soit un modèle commercial destiné à une plus large diffusion selon les désirs, non plus de l'utilisateur du bateau lui-même, mais du constructeur voulant commercialiser ce modèle.

Si certains éléments de l'intervention de l'architecte sont semblables dans les deux cas d'autres leurs sont spécifiques.

Dans les deux cas, les premiers éléments à définir seront le type et l'usage du bateau, voile ou moteur, compétition, croisière pure, côtière ou hauturière, etc., les caractéristiques dimensionnelles de base, longueur, déplacement, voilure ou puissance du ou des moteurs, nombre de passagers et emménagements correspondants, matériaux de construction, fourchette de prix.

Dans les deux cas, l'architecte devra souvent jouer déjà un rôle de conseil, on pourrait même dire de médiateur pour obtenir de son client qu'il accepte les compromis qui permettront d'aboutir à un ensemble de caractéristiques cohérentes, compatibles avec la réalisation d'une embarcation ayant des qualités nautiques convenables. C'est souvent, compte tenu de la personnalité du client (et on ne peut faire ici aucune différence entre le particulier ou le professionnel), que l'architecte naval devra faire preuve du maximum d'imagination mais aussi de diplomatie (et parfois de fermeté) pour la définition d'un avant-projet.

C'est ensuite que les choses vont aller différemment selon les deux cas envisagés.

S'il a affaire à un client particulier ayant accepté l'avant-projet présenté, l'architecte naval approfondira son étude afin d'établir un projet permettant au client d'obtenir d'un chantier choisi par lui-même un devis de prix. À ce stade l'architecte aura été amené à pousser assez loin son étude afin d'avoir une idée suffisamment précise des formes et des devis de poids qui conditionnent les caractéristiques précises du bateau. L'architecte naval pourra, bien sûr, si son client lui en fait la demande, le conseiller dans le choix du chantier en fonction de sa spécialisation dans le matériau de construction choisi, de sa situation géographique, d'une collaboration antérieure. Il le conseillera également dans l'établissement des appels d'offre et des contrats.

Il faut noter à ce sujet que ce n'est jamais l'architecte naval qui est le maître d'œuvre mais le constructeur, différence fondamentale avec l'architecte en bâtiment ; le maître de l'ouvrage (le client) et le maître d'œuvre pouvant être une seule et même personne dans le cas, en particulier, d'une construction amateur.

L'accord étant réalisé entre le client et le constructeur sur les délais, les prix et la fourniture précise du bateau, l'architecte naval entreprendra alors la réalisation complète du dossier des plans nécessaires à la construction, plan des formes définitif, plans de construction généraux et de détails, d'emménagements, de voilure ou d'installation motrice, de circuits divers sanitaires, électriques, etc.

Si l'élément conceptuel, celui qui fait le plus appel au talent, à la « patte » de l'architecte naval a été le plus important au niveau du projet, c'est maintenant que son expérience et ses connaissances techniques vont être essentielles.

Il est en effet souvent difficile pour le profane d'imaginer tous les aspects que doivent revêtir ces connaissances. Depuis les calculs fort complexes nécessités pour un voilier de compétition par une jauge de course comme l'actuelle jauge IOR, jusqu'à la plomberie de l'installation sanitaire, la menuiserie ou l'évaluation de la consommation électrique en passant par l'hydraulique appliquée ou la résistance et la technologie des matériaux, l'architecte naval doit réunir des connaissances suffisantes dans des domaines où pour chacun l'on pourrait trouver un ingénieur spécialisé. Les connaissances générales de chacun de ses domaines devant de plus être adaptées aux conditions particulières du bateau, du milieu marin, des mouvements qui y sont liés. En effet, on ne construit pas un tiroir de bateau comme celui d'une commode d'appartement.

Pour pouvoir décider de la façon dont chaque chose devra être exécutée, il faut qu'il sache comment on peut la réaliser.

Le dossier des plans d'exécution terminé sera soumis si nécessaire par le constructeur (ou l'architecte lui-même s'il s'agit d'un dossier destiné à la construction amateur) à la Commission de sécurité de la navigation de plaisance pour approbation.

Tout au long de son étude, l'architecte naval aura dû tenir compte des règlements régissant la construction des embarcations de plaisance et fournir au constructeur les éléments techniques et les plans nécessaires aux formalités administratives.

Mais le rôle de l'architecte naval ne sera pas terminé. Lorsque débutera la construction, il devra fournir au constructeur les conseils et l'assistance technique nécessaires à la bonne réalisation de l'ouvrage et à assurer le respect des dispositions prévues par son étude. Cependant ceci ne peut constituer une véritable mission de surveillance, ni dégager le constructeur de ses obligations contractuelles, ni de ses responsabilités d'étude technique complémentaire, de mise en œuvre, de surveillance et de sécurité.

La surveillance de la construction proprement dite peut être, selon convention spéciale, assurée également par l'architecte naval, mais, nécessitant une vérification pièce par pièce qui entraîne une présence presque constante sur le chantier, elle est le plus souvent assurée par des organismes spécialisés comme le Lloyd ou le Bureau Veritas. Elle ne dégage cependant en aucun cas la responsabilité du constructeur.

Dans le second cas (étude pour un constructeur destinée à une production à plusieurs exemplaires) la succession des étapes de l'intervention de l'architecte peut revêtir des aspects quelque peu différents.

Tout d'abord la collaboration entre le constructeur et l'architecte naval interviendra d'entrée de jeu et ce dernier devra connaître le plus précisément possible les méthodes et les techniques particulières du constructeur. Il doit alors avoir une très bonne expérience des méthodes industrielles, de l'organisation de la production, etc. En revanche, l'architecte naval peut être soulagé par le bureau d'études du chantier des tâches relatives à la simple exécution des plans de détails.

Si, depuis le début du projet, l'aspect esthétique du dessin n'a jamais été négligé, il prend ici un relief nouveau et devra souvent s'accompagner d'une étude de la décoration et de l'environnement intérieurs car il ne s'agit pas seulement de créer un engin capable de transporter en sécurité des personnes mais aussi un habitat dans lequel on vivra dans des conditions d'autant plus difficiles que l'espace est forcément exigu et qui offrira un confort sécurisant contrebalançant les effets agressifs des éléments extérieurs.

Dans tous les cas, l'architecte naval doit faire preuve de grandes facultés d'adaptation aux conditions particulières de chaque constructeur, en même temps que son expérience et le rôle de conseil qui en résulte peuvent être déterminants dans le résultat de l'entreprise.

La mise à l'eau du bateau n'inscrira pas cependant le mot FIN au terme de la collaboration entre l'architecte naval et son client. Il peut en effet continuer à le conseiller pour l'entretien de son bateau ou le renouvellement de son matériel, pour toutes modifications ou travaux qu'il désirerait effectuer, expertises, etc.

XI-II ORGANISATION DE LA PROFESSION

Nous avons vu dans l'introduction de cet ouvrage qu'aucun diplôme ne consacrait la formation de l'architecte naval de plaisance. C'est là un critère de liberté séduisant mais qui *a contrario* n'offre aucune garantie de compétence pour le client éventuel. C'est, entre autres, une des raisons qui ont conduit à la création en 1974 de l'IFAN (Institut Français des Architectes Navals) dont les statuts précisent les buts qui sont :

– d'établir et d'entretenir des relations suivies entre ses membres, architectes navals spécialisés dans l'étude de bateaux de plaisance ou de service ;
– de consolider la position psychologique et juridique des architectes navals ;
– de faire connaître les membres de l'Institut d'une compétence reconnue dans le domaine des études précitées ;
– de régler les rapports des membres de l'Institut entre eux et avec les armateurs, les constructeurs, les administrations et tous les organismes français ou étrangers ;
– de veiller aux intérêts généraux des membres de l'Institut, de les représenter auprès des Pouvoirs Publics et des Administrations ou Groupements publics ou privés ;
– de favoriser le progrès de l'architecture navale en encourageant les recherches techniques et scientifiques, en diffusant leurs résultats et en réunissant la documentation nécessaire à l'étude fructueuse de ces questions ;
– de poursuivre les études susceptibles de développer la sécurité de la vie en mer.

En dehors des membres fondateurs, des membres d'honneur et des membres honoraires (anciens membres titulaires ayant cessé leur activité) il réunit des membres titulaires (architectes en activité) et associés (personnalités ou organismes

n'exerçant pas la profession mais en rapport avec ses activités).

L'admission en son sein implique l'acceptation de certaines règles déontologiques et est essentiellement basée sur l'expérience, puisque le candidat doit justifier de cinq années d'activité professionnelle continue individuelle ou dans le cadre d'un bureau d'études, et présenter les dossiers de plusieurs unités effectivement réalisées qui seront examinés par deux parrains choisis par le candidat parmi les membres fondateurs ou titulaires depuis au moins deux ans, lesquels devront se porter garants des qualités professionnelles et morales du postulant.

L'IFAN ne représente cependant pas un « ordre » fermé tendant à monopoliser la profession au profit de quelques-uns ; il est ouvert à tous ceux qui en acceptent les règles et font la preuve de leur talent.

L'IFAN a établi des projets de contrat et des barèmes d'honoraires qui servent de base aux relations entre l'architecte et ses clients.

Le statut juridique et fiscal de l'architecte naval est soumis au droit commun : salarié dans un bureau d'études, profession libérale ou société, toutes les situations sont possibles.

Les créations d'un architecte bénéficient de la protection des lois sur la propriété artistique, en particulier les lois du 11/3/1957, 19/7/1957, 8/7/1964 et les décrets et arrêtés y afférant. En toute hypothèse et nonobstant le paiement de ses honoraires ou redevances, il conserve l'entière propriété intellectuelle et artistique de ses plans et dérivés ainsi que l'exclusivité de ses droits de reproduction et de représentation. Il en résulte que dans le cas du client particulier et sauf accord spécial, l'ensemble de l'étude n'est utilisable que pour la construction d'une seule unité tandis que dans les mêmes conditions l'architecte naval se réserve le droit de faire reproduire la même unité pour un autre client ou par un autre constructeur.

XI-III RÉGLEMENTATION

Depuis 1969, la construction des navires de plaisance est soumise à une réglementation dont la dernière version est la loi n° 83-581 du 5 juillet 1983, le décret n° 84-810 du 30 août 1984, l'arrêté du 27 décembre 1984 et son règlement annexe.

Cette réglementation sur la sauvegarde de la vie humaine en mer, l'habitabilité à bord des navires et la prévention de la pollution, couvre l'ensemble de la construction navale non militaire et représente trois volumes qui sont édités au BCEOM, 15, quai Max Hymans 75741 PARIS CEDEX 15.

Cependant, une partie seulement de ces textes ne concernant que la plaisance, il sera préférable de se procurer le recueil des textes réunis par la Fédération des Industries Nautiques, Port de la Bourdonnais, 75007 PARIS.

Aux termes de cette réglementation la Commission nationale de sécurité de la navigation de plaisance examine en vue de leur approbation les plans et documents des navires de plaisance d'une longueur inférieure à 25 mètres et supérieure ou égale à 5 mètres destinés à être commercialisés en France par un constructeur ou un importateur ainsi que les plans et documents commercialisés par des architectes navals pour les constructeurs amateurs.

Toutefois ces plans et documents ne sont pas soumis à la procédure d'approbation lorsqu'ils sont établis par des amateurs pour la construction d'une unité destinée à leur propre usage.

Il est important, pour éviter tout retard et toute difficulté au moment de l'examen des plans par la commission, que ceux-ci soient complets et fassent clairement apparaître tous les points visés par la réglementation.

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION 5

I– LE DESSIN 9

I–I– LE MATÉRIEL 9
I–I–1. Les supports 9
I–I–2. La planche à dessin 10
I–I–3. Les instruments de tracé 11
I–I–4. Les outils de tracé 15
I–I–5. Les instruments de mesure 16
I–I–6. Les calculatrices 19

I–II– LA PRÉSENTATION DES PLANS 20
I–II–1. Les formats 20
I–II–2. Composition du dossier des plans 21
I–II–3. L'échelle des plans 22
I–II–4. La disposition des vues 22

II– TRACÉ DU PLAN DES FORMES 25

II-I– COQUE EN FORME 25
II–I–1. Principe de représentation 25
II–I–2. Choix des plans d'intersection 25
II–I–3. Chronologie du tracé 27
II–I–4. Balancement des formes 29
II–I–5. Lissage des courbes 30
II–I–6. Quelques particularités du dessin 32
II–I–6.1. Tableau incliné 32
II–I–6.2. Tableau courbe 32
II–I–6.3. Ligne de livet 35
II–I–6.4. Tracé du bouge 35
II–I–6.5. Bouge du tableau 36
II–I–6.6. Cas types 37

II–II– TRACÉ DES CARÈNES DÉVELOPPABLES 37
II–II–1. Caractéristiques des surfaces développables 37
II–II–2. Pratique du tracé 38
II–II–3. Méthode de Kilgore 41

III– LES CALCULS 45

III–I– LES MÉTHODES DE CALCUL 45
III–I–1. Surfaces 45
III–I–1.1. Le quadrillage 45
III–I–1.2. La division 45
III–I–1.3. Méthode des trapèzes 46
III–I–1.4. Méthodes de Simpson 46
III–I–1.5. Méthode de Tchebychev 47
III–I–2. Centre de gravité d'une surface 48
III–I–3. Moment d'inertie transversal 48
III–I–4. Moment d'inertie longitudinal 49

III–II– APPLICATIONS AUX CALCULS À LA GÎTE 0 49
III–II–1. Surface des sections 49
III–II–2. Surface des lignes d'eau 50
III–II–3. Volume de carène 50
III–II–4. Centre de carène 50
III–II–5. Appendices 51
III–II–6. Coefficient prismatique et de finesse 53
III–II–7. Échelle des déplacements 54
III–II–8. Échelles de Bonjean 54
III–II–9. Surface, centre de gravité et moments d'inertie de la flottaison 54
III–II–10. Modifications d'enfoncement et d'assiette 55
III–II–11. Épreuve de stabilité 56
III–II–12. Surface mouillée 58
III–II–13. Surface et centre de dérive 58
III–II–14. Surface et centre de voilure 59
III–II–15. Coefficients de performances 60

III–III– CALCUL DES CARÈNES INCLINÉES 61
III–III–1. Détermination de la flottaison isocarène 61
III–III–2. Mesure des sections inclinées et position du centre de carène 62
III–III–3. Calculs des sections inclinées et positions latérale et longitudinale du centre de carène 63
III–III–4. Calcul du moment d'inertie de la flottaison inclinée 65
III–III–5. Tracé de la courbe de stabilité 66

III-IV– UTILISATION D'UNE CALCULATRICE PROGRAMMABLE 66
III–IV–1. Méthode de Simpson 67
III–IV–2. Nouvelle méthode de calcul 67
III–IV–2.1. Principe 67
III–IV–2.2. Application au calcul d'une section inclinée 71
III–IV–2.3. Volume, centre de carène et moment du couple de redressement 72
III–IV–2.4. Surface, centre de gravité et moment d'inertie transversal du plan de flottaison. Rayon métacentrique. Épreuve de stabilité et position du centre de gravité par rapport à la flottaison 72
III–IV–2.5. Moment d'inertie longitudinal de la surface de flottaison par rapport à son centre de gravité. Grand rayon métacentrique 88

III–V– DEVIS DE POIDS, CENTRE DE GRAVITÉ 93

IV– CONTRAINTES ET ÉCHANTILLONNAGES 101

IV–I– LE TRAVAIL D'UN VOILIER 102
IV–I–1. Contraintes dues aux pressions de l'eau 103
IV–I–2. Contraintes de fonctionnement 106
IV–I–2.1. Contraintes d'action transversale 107
IV–I–2.2. Contraintes d'action longitudinale 108
IV–I–2.3. Contraintes du gréement courant 109
IV–I–3. Contraintes dues à la répartition des poids 110
IV–I–4. Contraintes dues aux mouvements de la surface de l'eau 112
IV–I–4.1. Contraintes dues à la modification des pressions hydrostatiques 112
IV–I–4.2. Contraintes dues aux accélérations 112

IV–II– LES MOYENS DISPONIBLES POUR CALCULER OU DÉFINIR LES ÉCHANTILLONNAGES 114
IV–II–1. Les méthodes de calcul 114
IV–II–1.1. Rappel de quelques éléments de résistance des matériaux 114
IV–II–1.2. Calcul des contraintes 119
IV–II–1.3. Calcul des moments d'inertie 127
IV–II–1.4. Matériaux composites 135
IV–II–1.5. Sandwiches 138
IV–II–1.6. Vérification d'un élément de bordé de coque ou de pont à la pression 142
IV–II–1.7. Vérification d'une lisse avec son bordé associé 144
IV–II–1.8. Vérification de la coque en flexion 144
IV–II–1.9. Vérification de la coque en torsion 145
IV–II–1.10. Vérification des cadènes 145
IV–II–1.11. Varangues 147
IV–II–1.12. Fixation du lest 149
IV–II–1.13. Safran 150
IV–II–1.13.1. Safran suspendu 151
IV–II–1.13.2. *Safran sur aileron* 155
IV–II–1.14. Concentration des efforts 159
IV–II–2. Méthode par comparaison 160
IV–II–2.1. Comparaison selon la résistance en flexion 160
IV–II–2.2. Comparaison selon la rigidité 160
IV–II–3. Les règlements de construction 152
IV–II–4. Tables d'échantillonnages 166

V– LA CONSTRUCTION 169

V–I– LE BOIS 169
V–I–1. Construction traditionnelle 169
V–I–2. Contre-plaqué et bois moulé 171
V–I–2.1. Structure et construction des coques en contre-plaqué et bois moulé 172
V–I–2.2. Échantillonnages 174
V–I–3. Protection du bois 178

V–II– LE MÉTAL 179
V–II–1. L'acier 181
V–II–1.1. Structure des coques en acier 184
V–II–1.2. Échantillonnages 184
V–II–1.3. Lest et réservoirs dans l'aileron 191
V–II–2. Alliage léger 193
V–II–2.1. Structure des coques en alliage léger 195
V–II–2.2. Échantillonnages 196
V–II–2.3. Lest et réservoirs 197
V–II–3. Corrosion et protection des métaux 198
V–II–3.1. Corrosion chimique 198
V–II–3.2. Corrosion électrochimique 198
V–II–3.2.1. Corrosion galvanique 198
V–II–3.2.2. *Corrosion électrolytique* 202
V–II–3.3. Aspects de la corrosion 202
V–II–3.4. La prévention de la corrosion 203
V–II–3.5. Protection contre la corrosion 204
V–II–3.5.1. Protection cathodique 204
V–II–3.5.2. *Protection par peinture* 207
V–II–3.5.3. *Protection des pièces autres que la coque* 208
V–II–4. Isolation thermique et acoustique 209

V–III– LES PLASTIQUES ARMÉS 210
V–III–1. Le stratifié 210
V–III–1.1. La résine 211
V–III–1.1.1 Les adjuvants des résines 213
V–III–1.2. Les renforts 214
V–III–1.3. Constitution du stratifié 216
V–III–1.4. Raidisseurs et sandwiches 221
V–III–1.5. Assemblages et collages 223
V–III–1.6. Le moulage 227
V–III–1.6.1. Adaptation du dessin au moulage 228
V–III–1.7. Structure et échantillonnage des coques en plastique armé 228
V–III–2. Matériaux et techniques à haute performance 235
V–III–2.1. Les résines 235
V–III–2.2. Les renforts 237
V–III–2.3. Les techniques 238

VI– MÂTURE, GRÉEMENT ET VOILURE 243

VI–I– LA MÉCANIQUE DU GRÉEMENT 243
VI–I–1. Comportement d'un câble soumis à un effort transversal 243
VI–I–2. Répartition des efforts dans le tissu d'une voile 246
VI–I–3. Décomposition des efforts dans un foc 246
VI–I–4. Décomposition des efforts dans une grand-voile 247
VI–I–5. Les différents nœuds et panneaux d'un mât 249
VI–I–5.1. La tête et le panneau supérieur du mât 249
VI–I–5.2. Le capelage intermédiaire 250
VI–I–5.3. Le panneau inférieur et le vit de mulet 250
VI–I–5.4. Le pied de mât 251
VI–I–5.5. Le cas des mâts souples 251

VI–II– ÉTUDE DES CONTRAINTES SUR LE MÂT 254
VI–II–1. Choix du moment de redressement 255
VI–II–2. Évaluation de la force latérale 255
VI–II–3. Répartition des efforts entre les voiles 255
VI–II–4. Efforts des voiles sur la mâture 258
VI–II–4.1. Grand-voile 258
VI–II–4.2. Bôme 258
VI–II–4.3. Génois 259
VI–II–4.4. Répartition de l'effort des voiles sur la mâture 262
VI–II–5. Traction dans les haubans 263
V–II–5.1. Haubannage longitudinal 263
V–II–5.2. Haubannage transversal 264
VI–II–6. Coefficients de sécurité 265
VI–II–7. Calcul des moments d'inertie du mât 267
VI–II–7.1. Coefficient d'encastrement 267
VI–II–7.2. Charge latérale 269
VI–II–7.3. Flambage local 270

VI–III– MÉTHODE SIMPLIFIÉE 270
VI–III–1. Remarques sur la méthode simplifiée 272
VI–III–2. Application à l'exemple précédent 274
VI–III–3. Graphique Proctor 276
VI–III–4. Mât d'artimon 276
VI–III–5. Calcul de la bôme 276

VI–IV– MATÉRIAUX ET FORMES DES PROFILS DE MÂTS 278

VI–V– ACCESSOIRES ET ÉQUIPEMENTS 280
VI–V–1. Tête de mât 281
VI–V–2. Fixation des haubans 282
VI–V–3. Barres de flèche 283
VI–V–4. Pied de mât, sorties de drisses et divers 285
VI–V–5. Articulation de bôme 286
VI–V–6. Équipements de bôme 287
VI–V–7. Tangons de spinnaker 287

VI–VI– LE PLAN DE GRÉEMENT 288
VI–VI–1. Gréement transversal 288
VI–VI–2. Gréement longitudinal 290
VI–VI–3. Les artimons 292

VI–VII– LE PLAN DE VOILURE 293

VII– HABITABILITÉ 295

VII–I– COCKPIT ET PLAN DE PONT 296

VII–II– CARRÉ 300

VII–III– CUISINE 303

VII-IV– TOILETTES 306

VII–V– COIN NAVIGATION 308

VII–VI– RANGEMENTS 309

VII-VII– AÉRATION 312

VII–VIII– DÉCORATION INTÉRIEURE 312

VIII– ÉQUIPEMENT 315

VIII–I– ÉLECTRICITÉ 315
VIII–I–1. Rappel de quelques définitions 315
VIII–I–2. Choix de la tension 315
VIII–I–3. Bilan électrique 316
VIII–I–4. Conservation de l'énergie 317
VIII–I–5. Recharge des batteries 319
VIII–I–5.1. Alimentation à quai et chargeurs 320
VIII–I–5.2. Les groupes électrogènes 320
VIII–I–5.3. Alternateurs de ligne d'arbre, générateurs de traînée, éoliennes et panneaux solaires 321
VIII–I–6. Les circuits du moteur 321
VIII–I–7. Les circuits généraux 321

VIII–I–7.1. Les schémas 321
VIII–I–7.2. Les câbles 322
VIII–I–7.3. Le tableau électrique 324
VIII–I–8. Le matériel 326
VIII–I–9. Foudre, corrosion et masse 326
VIII–I–9.1. Coques métalliques 326
VIII–I–10. Antiparasitage et interférences 327

VIII–II– LE GAZ 328
VIII–II–1. Les bouteilles 328
VIII–II–2. Les canalisations 328
VIII–II–3. Les appareils 329

VIII–III– L'EAU 330
VIII–III–1. Les circuits d'eau de mer 330
VIII–III–2. Le circuit d'eau douce 331
VIII–III–2.1. Les réservoirs 332
VIII–III–2.2. La distribution 333
VIII–III–2,3. L'eau chaude 334
VIII–III–3. Épuisement – assèchement 334

VIII–IV– LE FROID 336

VIII–V– LE CHAUFFAGE 338

VIII–VI– LUTTE CONTRE L'INCENDIE 339

VIII–VII– MOUILLAGE ET AMARRAGE 340
VIII–VII–1. La ligne de mouillage 340
VIII–VII–2. Les aussières 342
VIII–VII–3. Les pare-battage 342

IX– ACCASTILLAGE 345

IX–I– SÉCURITÉ DE L'ÉQUIPAGE 345
IX–I–1. Balcons et filières 345
IX–I–2. Emplacement du radeau de sauvetage 347

IX–II– AMARRAGE ET ANCRAGE 349

IX–III– MANŒUVRES 350
IX–III–1. Manœuvres en provenance du mât 351
IX–III–2. Écoutes de focs 352
IX–III–3. Écoute de grand-voile 352
IX–III–4. Les winches 352
IX–III–4.1. Installation des winches 354

IX–IV– APPAREILS À GOUVERNER 356
IX–IV–1. Appareils hydrauliques 358
IX–IV–2. La barre de secours 358
IX–IV–3. Le presse-étoupe de jaumière 359

IX–V– ACCASTILLAGES DIVERS 359
IX–V–1. Réglage de pataras 359
IX–V–2. Enrouleurs de foc 359
IX–V–3. Panneaux de pont 359
IX–V–4. Hublots 359

X– MOTORISATION 361

X–I– DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE 361

X–II– CALCUL DE L'HÉLICE 364

X–III– LA TRANSMISSION 369

X–IV– L'INSTALLATION MOTRICE 370
X–IV–1. Montage du moteur 370
X–IV–2. Compartiment moteur 371
X–IV–3. Commandes du moteur 373
X–IV–4. Alimentation en carburant 373
X–IV–5. Circuit de refroidissement 378
X–IV–6. Échappement 379
X–IV–7. Ligne d'arbre 380

X–V– ESSAIS DE MARCHE AU MOTEUR 381
X–V–1. Étude des résultats 383

XI– L'ARCHITECTE NAVAL – ORGANISATION DE LA PROFESSION ET RÉGLEMENTATION 385

XI–I– LE RÔLE DE L'ARCHITECTE 385

XI–II– ORGANISATION DE LA PROFESSION 387

XI–III– RÉGLEMENTATION 388

Achevé d'imprimer le 28 novembre 1986
sur les presses de MAURY-IMPRIMEUR S.A. – 45330 MALESHERBES

Pierre GUTELLE

ARCHITECTURE DU VOILIER

Avec le tome I de l'Architecture du voilier, vous avez pu comprendre pourquoi et comment un voilier utilisait le vent pour se déplacer et les différents composants de la mécanique extrêmement complexe qui le régit.

Avec le tome II, l'on aborde le côté concret du métier de l'architecte naval : la conception même du voilier.

Celle-ci fait appel à de multiples disciplines : dessin, calcul, mécanique, construction, résistance et technologie des matériaux, électricité, etc. Mais pour chacune d'elles, il existe une spécificité propre à l'architecture navale.

C'est ainsi que l'on étudiera successivement les particularités du dessin d'un plan de formes, les calculs hydrostatiques et de stabilité, les calculs des contraintes dans la coque, le gréement et les différents éléments annexes (quille, gouvernail), la construction dans les différents types de matériaux utilisés en construction navale de plaisance. Sans oublier que le voilier de croisière est aussi un lieu d'habitation dont les emménagements doivent répondre à certains critères de confort et posséder des équipements électriques, hydrauliques, etc., facilitant la vie à bord. Enfin, pour se déplacer, il lui faut une mâture, un gréement, un accastillage, et même une motorisation qui lui sont propres.

L'ensemble de ces sujets, traités avec de nombreux exemples pratiques, appuyés souvent sur des méthodes de calcul nouvelles faisant appel à des programmes de calculatrices inédits, permettra à l'amateur d'acquérir les connaissances de base de l'architecture navale du voilier.

420,00 FF TTC
87.01.45.7497.6
9 782707 000897