

Académie royale
des
Sciences coloniales

CLASSE
DES SCIENCES TECHNIQUES

Mémoires in-8°. Nouvelle série.
Tome V, fasc. 1.

Koninklijke Academie
voor
Koloniale Wetenschappen

KLASSE
DER TECHNISCHE WETENSCHAPPEN

Verhandelingen in-8°. Nieuwe reeks.
Boek V, aflev. 1.

Du choix d'un propulseur pour bateau tropical

PAR

A. LEDERER

INGÉNIEUR CIVIL DES CONSTRUCTIONS NAVALES
DIRECTEUR TECHNIQUE À L'OTRACO



Avenue Marnix, 30
BRUXELLES

Marnixlaan, 30
BRUSSEL

1956

PRIX : F 175
PRIJS:



Du choix d'un propulseur pour bateau tropical

PAR

A. LEDERER

INGÉNIEUR CIVIL DES CONSTRUCTIONS NAVALES
DIRECTEUR TECHNIQUE À L'OTRACO

Mémoire présenté à la séance du 29 juin 1956.
Rapporteurs : MM. E.-J. DEVROEY et R. VANDERLINDEN.

DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

AVANT-PROPOS

Plusieurs possibilités sont offertes au constructeur de bateau tropical pour le choix d'un propulseur.

Seuls les propulseurs entraînés par moteur à vapeur ou à combustion interne seront pris en considération dans cette étude, qui se limitera aux bateaux commerciaux, excluant les hydroglisseurs et la propulsion par hélice aérienne.

Les types principaux de propulseurs applicables sont :

- 1) La roue { a) à pales fixes ;
b) à pales mobiles ;
- 2) L'hélice a) à pales fixes { a) sans tuyère Kort⁽¹⁾ ;
b) avec tuyère Kort ;
b) à pales orientables { a) sans tuyère Kort ;
b) avec tuyère Kort ;
- 3) Le propulseur Voith-Schneider⁽²⁾.

La roue peut être située à l'arrière du bateau (type *stern-wheeler*), ou bien au milieu de la coque de part et d'autre de celle-ci (type *side-wheeler*).

⁽¹⁾ KORT, L. : ingénieur allemand d'aviation. Comme directeur d'une firme de construction aéronautique, il cherchait à augmenter le rendement des hélices. Il s'est rendu compte, suite aux conversations avec un ingénieur naval, que l'avenir de son invention se trouvait dans le bateau et non dans l'avion. Actuellement, plus de 2.000 bateaux sont équipés de tuyères Kort.

⁽²⁾ VOITH-SCHNEIDER : association de deux noms :

VOITH : industriel allemand propriétaire d'une usine à Heidenheim, spécialisée en hydraulique, où l'on construit propulseurs, convertisseurs de couple hydrauliques et turbines hydrauliques.

SCHNEIDER : ingénieur viennois qui a conçu le propulseur ; primitivement, cette invention était prévue comme turbine, mais les résultats ne correspondaient pas aux espérances. Ultérieurement, on songea à l'application comme propulseur.

Dans ce dernier cas, il y a toujours deux roues ; le *stern-wheeler* peut être construit avec deux roues situées de part et d'autre d'un caisson supportant les paliers de la machine à vapeur, ou les réducteurs, si la propulsion se fait par moteur Diesel. On construit aussi des *stern-wheelers* à une roue unique dont l'arbre prend appui sur des élongis en porte à faux à l'arrière de la coque.

Les bateaux à hélice peuvent être pourvus d'une, deux, trois ou même d'un nombre plus important d'hélices. Ces hélices peuvent être ou ne pas être équipées de tuyère Kort. Enfin, si les hélices peuvent être à pales fixes ou orientables, les tuyères peuvent également être fixes ou orientables ; dans ce dernier cas, les gouvernails peuvent être supprimés.

On peut concevoir les bateaux à un ou deux propulseurs Voith-Schneider. Le ou les propulseurs peuvent se trouver à l'arrière du bateau, ou bien sous la coque, à l'avant du bateau, ce dernier type d'unité s'appelant l'hydrotracteur.

La *figure 1* donne la disposition des principaux types de bateaux qui viennent d'être énumérés.

Rien que sous l'aspect du propulseur, l'ingénieur naval se trouve devant une diversité de solutions importantes entre lesquelles il devra choisir, diversité qui devient encore beaucoup plus considérable lorsqu'il faut y associer soit une machine à vapeur, soit un moteur Diesel, soit un moteur à essence, soit une combinaison Diesel-électrique.

En fait, comme nous le verrons plus loin, pour faire un choix rationnel, il faut considérer l'association moteur-propulseur et les organes intermédiaires.

C'est un ensemble de considérations techniques et économiques qui doivent servir de guide ; les considérations techniques seules ne suffisent pas et nous verrons qu'il n'est pas toujours judicieux de prendre le propulseur qui a le rendement le plus élevé.

PROPUSEURS POUR BATEAU TROPICAL.			
PLAT	PROFIL	ARRIÈRE.	NOM.
			Side-Wheeler
			Stern-Wheeler
			Stern-Wheeler
			Babcock & Wilcox
			Lindblad
			Hydro-Tracteur

FIG. 1. — Différents types de bateaux tropicaux.

Afin de bien comprendre le fonctionnement des propulseurs, nous rappellerons, d'une façon succincte, la théorie de chacun de ceux-ci.

1. CONSIDÉRATIONS THÉORIQUES.

Considérons un bateau avec une vitesse uniforme V obtenue au moyen d'une gaffe s'appuyant sur un point fixe.

6 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

La résistance R du bateau est égale à la réaction P de la gaffe sur le point fixe. Le travail dépensé P_1 est égal au travail utile R_1 et, dans ce cas, le rendement est égal à 100 %.

Cependant, on ne peut soutenir que cette solution soit économique.

Supposons maintenant que la gaffe prenne appui sur un point mobile : par exemple, un bateau voisin se déplaçant avec une vitesse uniforme v en direction opposée. Le travail total dépensé vaudra $P(V + v)$, tandis que le travail utile pour le bateau considéré restera RV . Puisque $P = R$, il en résulte que le rendement devient

$$\frac{V}{V + v}.$$

C'est la mobilité du point d'appui qui est cause de la chute de rendement.

Un raisonnement analogue vaut pour la propulsion mécanique des bateaux.

Ainsi un propulseur exerce une poussée sur le bateau grâce à la réaction de l'eau qu'il chasse en sens inverse.

L'eau, qui était au repos, est mise en mouvement par le propulseur et sa vitesse monte de 0 à v .

La poussée P du propulseur est égale à la réaction R de l'eau. Si \mathcal{M} est la masse d'eau qui est mise en mouvement par seconde, suivant le théorème de la quantité de mouvement, on a :

$$P = \mathcal{M}v.$$

Le travail utile vaut PV , tandis que celui du propulseur est égal à PV plus la demi-force vive $\frac{\mathcal{M}v^2}{2}$ de l'eau mise en mouvement.

Le rendement théorique vaut donc :

$$\frac{PV}{PV + \frac{\mathcal{M}v^2}{2}} = \frac{\mathcal{M}v V}{\mathcal{M}v V + \frac{\mathcal{M}v^2}{2}} = \frac{V}{V + \frac{v}{2}}$$

En fait, il s'agit d'un rendement idéal qui n'est jamais atteint, car par le travail de l'hélice, la vitesse v de l'eau est oblique par rapport à la direction opposée à V ; il y a en outre des pertes dues à la résistance de frottement, à des chocs et à des tourbillons.

Seules des expériences directes peuvent servir à établir des coefficients de correction. Toutefois, faire des expériences en vraie grandeur n'est guère possible, car elles sont trop coûteuses et, partant, ne peuvent être assez nombreuses. Il faut alors recourir aux essais en bassin, sur modèles réduits.

Les essais peuvent ainsi être conduits de façon systématique en faisant varier à volonté l'un ou l'autre facteur.

Les essais d'hélice les plus célèbres sont ceux de FROUDE (1), de SCHAFFRAN (2), de TAYLOR (3) et de TROOST (4). En ce qui concerne les roues, on trouve très peu de publications. Il y a les essais de GEBERS qui se rapportent à deux roues différentes dont il a étudié les caractéristiques de fonctionnement; ces essais furent publiés en 1951 avec quelques notes qui ont pu être sauvées de la destruction du bassin de Vienne. Il ne s'agit pas d'un travail systématique sur les roues.

Pour la première fois, en 1955, un ingénieur anglais,

(1) FROUDE, W. : savant anglais qui fut le premier à réaliser un bassin d'essais pour modèles réduits. On lui doit l'établissement des lois qui ont permis de tirer parti des essais sur modèle. Ce chercheur et son fils ont publié des travaux nombreux et d'une importance capitale pour la propulsion des navires.

(2) SCHAFFRAN, Karl : ingénieur allemand. En 1907, comme directeur de la section construction navale au laboratoire d'essais hydrauliques à Berlin, SCHAFFRAN établit une série d'essais systématiques sur les hélices qui permettaient, pour la première fois, de déterminer leurs dimensions par calcul.

(3) TAYLOR, David : vice-amiral américain qui dirigea le bassin de carène de Washington. Il établit, par une série d'essais systématiques, les diagrammes qui permettent de calculer la résistance des navires à formes marines.

(4) TROOST, L. : professeur hollandais, créateur du bassin de carène de Wageningen. Il publia des diagrammes de calcul d'hélice plus pratiques que ceux de SCHAFFRAN. Actuellement, il professe la théorie du navire à l'institut de technologie du Massachussetts.

VOLPICH (¹), a fait une étude systématique des roues à pales articulées. Il s'agit d'un travail considérable, car le nombre de variables dans les roues, surtout celles à pales articulées, est bien plus grand que pour les hélices.

Lorsqu'on fait des essais sur modèle réduit, afin de passer au réel, il faut appliquer les lois de similitude. Les essais ont pour but de rechercher des coefficients sans dimensions qui peuvent être utilisés pour tous les modèles semblables, quelles que soient leurs dimensions.

Ces coefficients sont, en quelque sorte, des invariants.

Il y a cependant certaines réserves à faire à ce sujet. D'abord, les modèles ne doivent pas être trop petits, sinon le nombre de REYNOLDS est trop faible et l'on risque d'obtenir un écoulement laminaire aux essais, alors qu'en réalité on a un mouvement turbulent. Il faut donc bien s'assurer que dans les deux cas on a un mouvement turbulent.

Ensuite, la résistance de frottement ne répond pas aux lois de similitude. Pour les essais de propulseur, les surfaces étant petites, on n'en tient pas compte. Pour les essais de carène, on calcule la résistance de frottement du modèle qu'on défalque de la résistance totale ; on obtient ainsi la résistance résiduaire à laquelle on applique les lois de similitude pour passer au réel. On calcule la résistance de frottement du bateau réel et on l'ajoute à la résistance résiduaire pour obtenir la résistance totale du bateau.

Soit un bateau de longueur L et le modèle de longueur l , avec comme relation

$$L = al$$

La résistance totale du modèle vaut :

$$rt = rf + rr$$

La résistance de frottement est calculée.

(¹) VOLPICH : ingénieur écossais, directeur du bassin de carène du chantier DENNY à Dumbarton.

La résistance totale du bateau vaudra :

$$Rt = Rf + a^3 rr$$

formule dans laquelle Rf est calculé.

La résistance résiduaire du modèle est multipliée par le cube du rapport de similitude pour passer au navire réel.

En effet, en vertu des lois de similitudes on a les relations suivantes :

Pour les longueurs	:	$L = a^1$
Pour les surfaces	:	$S = a^2 s$
Pour les volumes	:	$W = a^3 w$
Pour les efforts	:	$F = a^3 f$
Pour les vitesses	:	$V = a^{1/2} v$
Pour les débits	:	$Q = a^{2 1/2} q$
Pour les puissances	:	$HP = a^{3 1/2} h \dot{p}$
Pour les vitesses de rotation :	:	$N = a^{-1/2} n$

Au moyen de ces relations, et compte tenu de la résistance de frottement, qui fait l'objet d'un calcul séparé, il est possible de faire des études sur modèle et d'en tirer des déductions pour le réel.

Cette méthode d'étude est tout à fait généralisée en ce qui concerne les bateaux et elle a permis de faire des progrès considérables et rapides dans la connaissance de la résistance à l'avancement et de la propulsion.

2. THÉORIE DE L'HÉLICE.

Le rendement d'un propulseur se déplaçant seul, c'est-à-dire travaillant loin de toute carène, est égal au rapport de la puissance utile de poussée produite à la puissance fournie pour sa rotation.

$$\eta_p = \frac{S \ ve}{2 \pi n \ M}$$

10 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

S = poussée du propulseur en kg ;

ve = vitesse d'entrée des filets liquides au propulseur en m/s ;

n = nombre de tours par seconde ;

M = couple en kgm ;

$2\pi n M$ = puissance de rotation fournie en kgm/s ;

$S \cdot ve$ = puissance utile de poussée en kgm/s.

En vertu du théorème de la quantité de mouvement on peut écrire

$$S = \mathcal{M}v \quad (1)$$

\mathcal{M} est la masse d'eau passant au travers de l'hélice pendant le temps dt ,

v est la vitesse de la masse d'eau traversant l'hélice.

On peut dès lors écrire :

$$\mathcal{M} = \frac{\gamma}{g} \times \frac{\pi D^2}{4} \times nH \quad (2)$$

$$v = nH - ve \quad (3)$$

d'où l'on déduit en introduisant les valeurs de (2) et (3) dans l'équation (1)

$$S = c \times \frac{\gamma}{g} \times \frac{\pi D^2}{4} \times nH (nH - ve) \quad (4)$$

γ = poids spécifique de l'eau = 1.000 kg/m³ ;

g = accélération de la pesanteur = 9,81 m/s² ;

H = pas mathématique de la face d'attaque de l'hélice en m ;

D = diamètre de l'hélice en m ;

c = constante à introduire dans l'équation pour tenir compte des pertes dues aux effets nuisibles et qui peut être déterminée par expérience.

Cette constante est la même à recul égal pour des hélices semblables, mais elle est fonction de la forme de l'aile, de la section de l'aile, du nombre d'ailes, du rapport du pas au diamètre et de la superficie des ailes.

Le recul nominal sn d'une hélice se déplaçant seule vaut :

$$sn = \frac{nH - ve}{nH}$$

Le pas H est la distance dont l'hélice se déplacerait pour une rotation de 360° , si elle se « vissait » dans l'eau comme un écrou sur une tige filetée. En réalité, il n'en est pas ainsi et l'hélice avance dans l'eau d'une quantité moindre.

Si elle ne « dérapait » pas en avançant, par seconde son avance serait nH , mais elle n'est que ve .

La grandeur $nH - ve$ représente la quantité dont l'hélice a « dérapé » par seconde, donc la vitesse communiquée à la masse d'eau, et le rapport $\frac{nH - ve}{nH}$ est le recul.

Celui-ci est indispensable pour obtenir une poussée, car $sn = 0$ signifie que $nH - ve = 0$. Dans ce cas, on voit qu'il y aurait une poussée nulle [équation (4)].

C'est d'ailleurs logique, car si l'on assimile, en première approximation, une section d'hélice d'épaisseur diamétrale infiniment réduite à un plan mince, on constate que pendant la rotation de l'hélice il n'y aurait pas de poussée axiale sans recul parce que ce plan mince se déplacerait tangentielle aux filets liquides. La *figure 2* est suffisamment explicite à ce sujet.

Toutefois, remarquons que le pas effectif ou pas vrai, par suite de la courbure du dos de l'aile, est plus grand que le pas nominal, ou pas mathématique de la face d'attaque.

Il en résulte que le recul effectif $se = \frac{n He - ve}{n He}$ a une valeur supérieure à celle du recul nominal.

Introduisons dans l'équation de poussée (4) la relation

$$nH - ve = sn \cdot nH$$

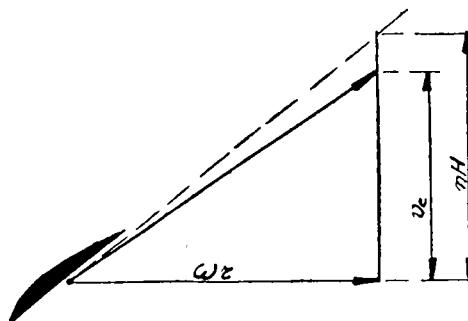


FIG. 2. — Pale d'hélice. — Diagramme des vitesses.

il vient :

$$S = c \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot sn \cdot n^2 H^2$$

d'où $\frac{S}{n^2 D^2 H^2} = \left(c \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot sn \right) = c_1 \quad (5)$

La constante de poussée ne dépend donc que du recul sn et doit être représentée sur les diagrammes comme une fonction de celui-ci.

On peut de même établir une constante de couple. En effet,

$$\frac{Sve}{2\pi n M} = \eta_p$$

et $ve = n H (1 - sn)$

d'où : $\frac{Sn H (1 - sn)}{2\pi n M} = \eta_p$

$$M = S \frac{H}{2\pi} \cdot \frac{1 - sn}{\eta_p} \quad (6)$$

Or, d'après les lois de similitude, pour un même recul, on a le même rendement η_p . Donc, dans ce cas, $\frac{1 - sn}{\eta_p}$ est une constante et il en résulte que :

$$M = c \cdot S \cdot \frac{H}{2\pi}$$

Mais on sait que (5)

$$S = c_1 n^2 D^2 H^2$$

donc : $M = \left(\frac{c_1 c^1}{2\pi}\right) n^2 D^2 H^3$ (7)

ou bien : $M = c_2 n^2 D^2 H^3$

donc : $c_2 = \left(\frac{M}{n^2 D^2 H^3}\right)$ (8)

c_2 est une constante pour un recul donné.

Le rendement du propulseur vaut :

$$\eta_p = \frac{S ve}{2\pi n M} \quad (9)$$

Or

$$S = c_1 \cdot n^2 D^2 H^2$$

$$M = c_2 n^2 D^2 H^3$$

$$ve = n H (1 - sn)$$

Introduisant ces valeurs dans (9), on trouve :

$$\eta_p = \frac{c_1}{c_2} \cdot \frac{1 - sn}{2\pi} = c_3 (1 - sn) \quad (10)$$

La constante de rendement doit donc être multipliée par $(1 - sn)$ pour donner le rendement correspondant lui-même.

Pour une hélice déterminée, grâce aux coefficients c_1 , c_2 , c_3 on peut calculer la poussée, le couple et le rendement, lorsqu'on connaît le recul, depuis que l'ingénieur allemand SCHAFFRAN a effectué ses essais systématiques d'hélice, sur lesquels nous ne nous étendrons pas davantage.

Ceux-ci ont été publiés sous la forme représentée à la *figure 3*. La présentation de ces diagrammes n'est pas des plus pratiques et actuellement on calcule le plus souvent les hélices au moyen de diagrammes établis par

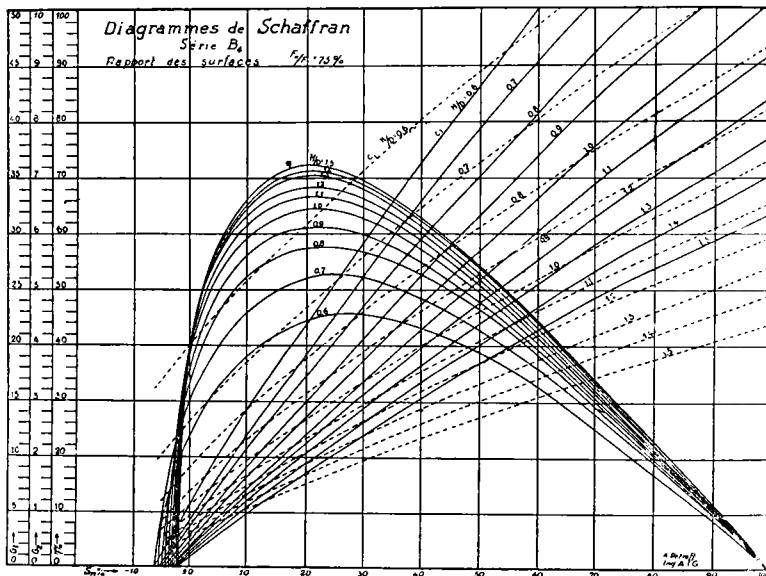


FIG. 3. — Diagramme de Schaffran.

le professeur TROOST et publiés par le bassin de carène de Wageningen (*figure 4*).

Cependant en regardant le diagramme de SCHAFFRAN de la *figure 3*, on peut déjà constater que pour des reculs élevés, le rendement est faible.

Pour que le recul ne soit pas trop élevé, il faut que $nH - ve$ soit faible. Si l'on se reporte à l'équation (4), on voit que pour conserver une même poussée en réduisant $(nH - ve)$ il faut augmenter $\frac{\pi D^2}{4}$, donc la surface du propulseur ; ainsi la masse d'eau débitée par l'hélice devient plus importante.

Nous reviendrons ultérieurement sur ces considérations.

La puissance utile de poussée est

$$UHP = \frac{Sve}{75}$$

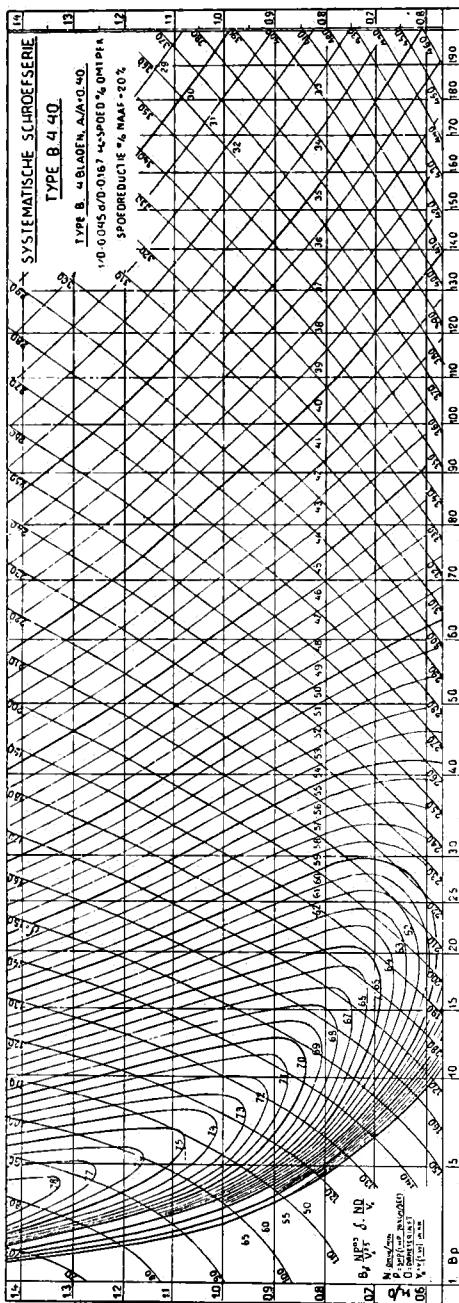


FIG. 4. — Diagramme de Troost.

La puissance à l'arbre est

$$SHP = \frac{2\pi n M}{75}$$

Le rendement propre de l'hélice est :

$$\eta_p = \frac{UHP}{SHP}$$

Jusqu'à présent, nous avons considéré une hélice travaillant seule, loin de toute carène.

Le rendement propre de l'hélice doit être distingué du rendement total de propulsion

$$\eta = \frac{EHP}{SHP}$$

lorsque l'hélice travaille derrière une coque. Ce dernier est égal à la puissance effective EHP nécessaire pour vaincre la résistance propre à l'avancement du bateau R, rapportée à la puissance développée sur l'arbre.

R = résistance du bateau sans hélice en kg à la vitesse de remorquage vm en m/s.

Pour vaincre cette résistance R, les hélices doivent exercer une poussée totale S, qui par suite de la succion est plus forte et l'on a

$$S(1-t) = R \text{ ou } S = \frac{R}{(1-t)}$$

t est le coefficient de succion.

La valeur de l'influence de la succion est caractérisée par le rapport

$$\frac{R}{S} = (1-t) = \eta_t$$

Les hélices travaillent derrière le bateau dans un courant d'eau de vitesse ve , qui par suite du sillage est plus petite que la vitesse du bateau $ve = vm(1-w)$

vm = vitesse du bateau en m/s ;

w = coefficient de sillage.

La puissance de poussée de l'hélice vaut :

$UHP = \frac{S \cdot ve}{75}$ alors que pour la même poussée, elle vaudrait $\frac{S \cdot vm}{75}$ si on ne tenait pas compte du sillage.

L'influence du sillage est caractérisée par le rapport

$$\frac{vm}{ve} = \frac{1}{1-w} = \eta_w$$

En définitive, le rendement propre du propulseur est égal à la puissance de poussée, divisée par la puissance sur l'arbre $\eta_p = \frac{UHP}{SHP}$

Le rendement de propulsion η est égal au produit de trois rendements

1) $\eta_p = \frac{UHP}{SHP}$ = rendement propre du propulseur ;

2) $\eta_t = \frac{R}{S} = (1-t)$ = influence de la succion ;

3) $\eta_w = \frac{vm}{ve} = \frac{1}{(1-w)}$ = influence du sillage.

Donc

$$\eta = \eta_p \times \eta_t \times \eta_w = \frac{UHP}{SHP} \times \frac{R}{S} \times \frac{vm}{ve} = \eta_p \cdot \frac{1-t}{1-w}$$

L'influence sur le rendement total de propulsion du sillage et de la succion est indiquée par le produit :

$$\eta_t \times \eta_w = \frac{R}{S} \cdot \frac{vm}{ve} = \frac{1-t}{1-w} = \eta_s$$

La valeur de η_s est un élément d'appréciation de la convenance des formes de coque.

3. LA TUYÈRE KORT.

La tuyère Kort est incontestablement la plus grande amélioration apportée à la propulsion des bateaux depuis

les essais de FROUDE sur les carènes et de SCHAFFRAN sur les hélices, soit depuis un demi-siècle.

Elle consiste en un appendice d'acier faisant corps avec la coque et entourant l'hélice aussi complètement que le permettent les formes du bateau.

Une section diamétrale au travers de la tuyère a la forme d'un profil aérodynamique.

Le but de la tuyère Kort est de contrôler la direction et la vitesse des filets liquides débités par le propulseur et la traversant avec, comme conséquence, l'obtention d'une poussée additionnelle due à la dépression régnant sur la face avant du profil hydrodynamique.

La *figure 5* donne la distribution des pressions sur le contour d'une tuyère Kort.

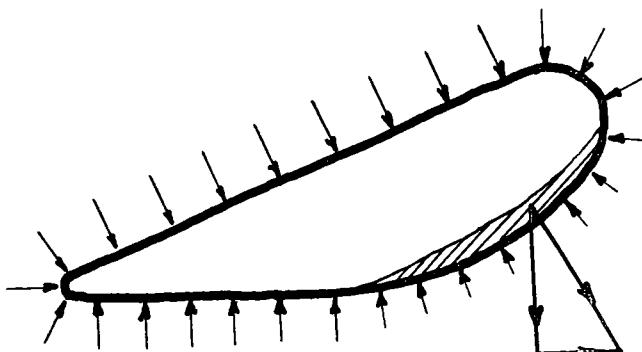


FIG. 5. — Distribution des pressions sur le contour d'une tuyère Kort.

La *figure 6* donne en regard l'un de l'autre une hélice libre et une hélice en tuyère avec leur mode de fonctionnement. La veine liquide est accélérée par son passage au travers de l'hélice. Devant celle-ci, il y a une dépression qui est plus forte lorsqu'elle se trouve en tuyère.

Au passage de l'hélice, la pression de l'eau augmente ; elle devient supérieure à la pression atmosphérique, dans le cas de l'hélice libre, ce qui provoque une intumescence de l'eau, donc une perte de puissance.

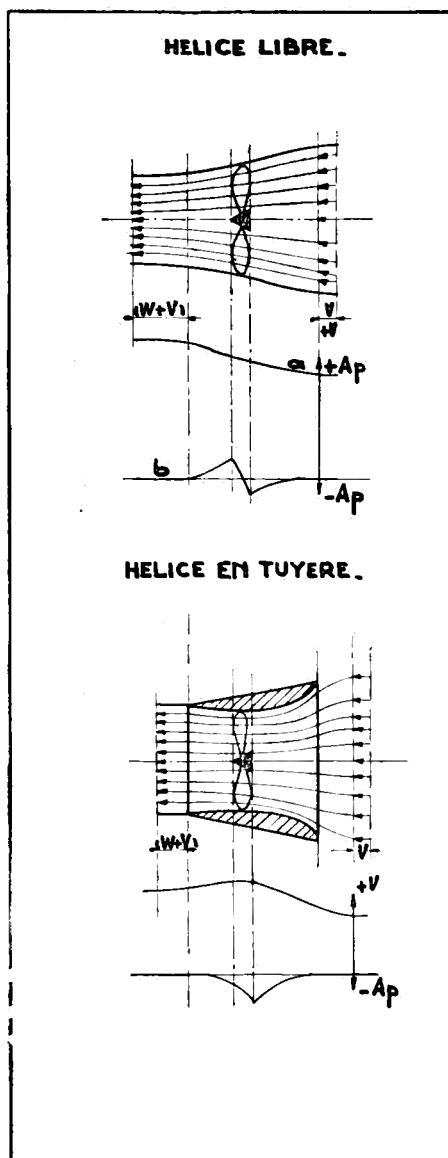


FIG. 6. — Fonctionnement d'une hélice libre et d'une hélice en tuyère Kort.

Dans le cas de la tuyère Kort, il n'y a guère de surpression, ce qui est favorable.

En outre, la tuyère Kort empêche la contraction de la veine liquide derrière l'hélice, ce qui est également favorable.

Tous ceux qui se sont occupés de propulsion de navire savent combien la succion est nuisible. En fait, la tuyère Kort a réussi à profiter de cet effet nuisible pour additionner une succion sur la tuyère à une poussée déjà accrue de l'hélice, résultant de conditions de fonctionnement améliorées.

La *figure 7* indique clairement le travail de l'hélice libre (*schéma 1*), avec l'effet nocif de la succion, le travail de l'hélice en tuyère (*schéma 2*), avec l'effet nocif de la succion sur la carène et l'effet utile sur les parois de la tuyère et (*schéma 3*) la répartition des surfaces projetées actives dans la propulsion en tuyère Kort.

Grâce à celle-ci, le coefficient de succion qui était positif devient négatif. Le diagramme de la *figure 8* donnant les coefficients de succion relevés au cours d'essais en bassin de carène avec un bateau à hélices en tunnel et l'autre équipé de tuyères Kort illustre clairement ce fait.

On peut dire, grossso modo, que le gain dû à la tuyère Kort provient pour les 2/3 de l'effet de succion sur les parois et pour 1/3 seulement de l'amélioration du rendement propre de l'hélice.

Dans le dessin de la tuyère, il s'agit de trouver le juste compromis entre la résistance de forme de la tuyère et la succion.

Dans ce domaine, seule l'expérience peut indiquer la voie à suivre, mais on peut dire que, d'une façon générale, pour les vitesses lentes on a intérêt à choisir des profils épais et pour les vitesses plus rapides, des profils plus minces.

Afin de bien illustrer l'effet de la tuyère sur le fonc-

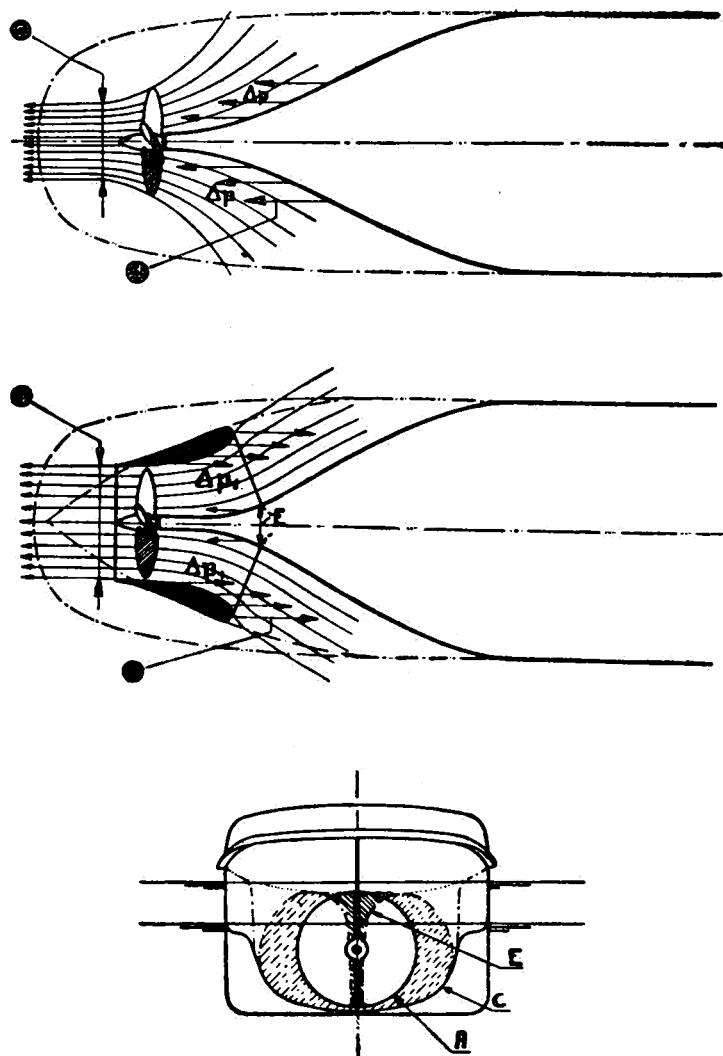


FIG. 7. — Travail d'une hélice libre et d'une hélice en tuyère Kort.

22 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

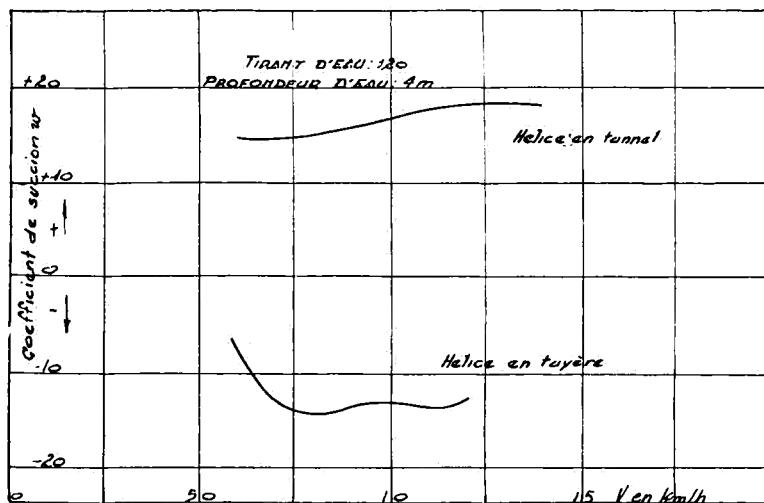


FIG. 8. — Coefficient de succion d'un bateau avec hélice libre et hélice en tuyère Kort.

tionnement d'une hélice et le rendement total de propulsion (c'est-à-dire hélice + coque), nous donnons le tableau ci-dessous dont les données résultent d'essais au bassin de Wageningen effectuées avec des remorqueurs de l'OTRACO de 1.000 ch (1) à 3 hélices et 700 ch à 2 hélices. Dans les deux cas, le diamètre d'hélice était de 1,50 m et le tirant d'eau de 1,20 m.

Malheureusement, le sillage n'a pas été mesuré pour le remorqueur de 700 ch avec tuyère.

		Remorqueur de 1000 ch		Remorqueur de 700 ch			
		sous traîne		poussant 4 barges		seul	
tuyères	oui	oui	non	oui	non	oui	
	3,50 m	2,00 m	3,50 m	3,50 m	3,50 m	3,50 m	
vitesse	10,5 km/h	9 km/h	10,5 km/h	10,5 km/h	10,5 km/h	10,5 km/h	
w (sillage)	— 0,342	— 0,494	0,451	—	0,516	—	
t (suction)	— 0,106	— 0,043	0,246	— 0,134	0,362	0,040	
$\frac{1}{1-w}$	0,745	0,669	1,823	—	2,066	—	
$\frac{1-t}{1-w}$	1,106	1,043	0,754	1,134	0,637	0,960	
η	0,824	0,698	1,378	—	1,317	—	
	0,502	0,492	0,209	0,394	0,423	0,594	

(1) ch = cheval vapeur.

Le gain qu'on peut obtenir est loin d'être négligeable et le diagramme de la *figure 9* représente ceux-ci en fonction d'un facteur de charge de l'hélice.

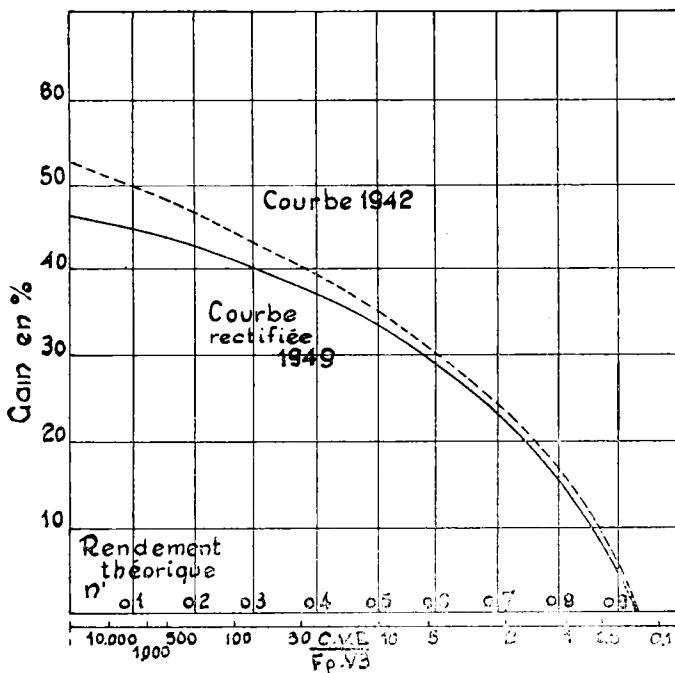


FIG. 9. — Gain obtenu avec une tuyère Kort.

Deux courbes y sont représentées ; celle de 1942 a été publiée par M. KORT dans le *Werft Reederei Haffenn*. Mais en 1949, M. P. CHARDOME⁽¹⁾, suite aux essais nombreux qu'il a effectués, publia une courbe rectifiée.

Toutefois, pour les bateaux à hélice en tunnel, cas général des bateaux tropicaux, il faut appliquer un coefficient réducteur, car la tuyère n'existe que sur une partie de la circonférence ; de plus, pour éviter une augmentation intempestive de tirant d'eau, la section du profilé

⁽¹⁾ CHARDOME, P. : ingénieur naval belge, directeur du chantier de Rupelmonde. Il a construit de nombreuses unités d'intérieur, en particulier pour le Congo.

hydrodynamique est aplatie dans la partie inférieure de la tuyère.

On remarque que plus les conditions primitives de travail de l'hélice sont mauvaises, plus grand sera le gain dû à la tuyère.

Pour des remorqueurs travaillant dans les fleuves à régime tropical, il est courant d'obtenir un gain de l'ordre de 30 %.

Tout se passe comme si l'on disposait de 30 % de ch supplémentaires, mais des ch qui ne consomment pas de combustible, qui ne coûtent pas d'entretien et qui n'augmentent pas le poids du bateau.

4. THÉORIE DE LA ROUE.

Il existe deux genres de roues ; celles à pales fixes et celles à pales mobiles.

La roue à pales fixes est le propulseur le plus simple que l'on puisse concevoir. A l'extrémité de rayons partant d'un plateau fixé sur l'arbre moteur, des pales de surface plane sont fixées rigidement. Ce propulseur n'exige guère d'entretien, mais l'entrée et la sortie de la pale de l'eau se fait avec un angle tel qu'il en résulte chaque fois un choc provoquant des remous ou des soulèvements d'eau créant une vague. L'entretien de cette vague qui suit le bateau consomme de l'énergie, d'où une diminution du rendement de propulsion.

Les roues à pales articulées ont un rendement supérieur aux roues à pales fixes, et les roues latérales ont un rendement supérieur à celui des roues arrières.

La pale des roues articulées est ordinairement à surface courbe. Les éléments de cette roue sont reproduits dans la *figure 10* sur laquelle l'aube est reproduite dans la position d'entrée *e*, la position de sortie *s*, et une position intermédiaire *m*. Les points *a* et *b*, qui sont les deux

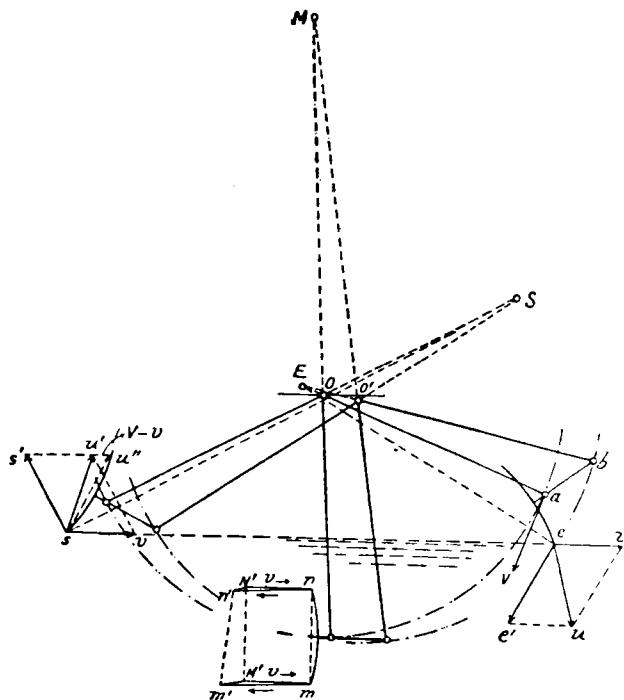


FIG. 10. — Schéma de la roue à pales articulées.

articulations du culbuteur de pale, ayant des trajectoires circulaires dont les centres sont o et o' , le centre instantané de rotation de tout point lié à ab se trouve en E , à l'intersection des rayons prolongés ; soit v la vitesse de a due à la rotation, la vitesse du point E de l'aube est normale à Ee ; elle est donnée par

$$V \frac{E_e}{E_a}$$

soit ee' cette vitesse ; la vitesse d'entraînement du navire étant v , la vitesse absolue du bord de la pale est la résultante u ; pour éviter le choc à l'entrée, il faut qu'elle

26 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

soit tangente à l'aube, condition à peu près réalisable dans le tracé.

Au point de sortie, la vitesse absolue u' s'obtient de la même manière, mais l'eau étant animée, à cause du recul, de la vitesse $V - v$ dirigée vers l'arrière, l'aube possède, par rapport à elle, la vitesse relative u'' au moment où elle se dégage, et on voit que cette direction doit être aussi rapprochée que possible de la tangente afin d'éviter le soulèvement du liquide.

Enfin, pour l'aube qui se trouve à l'aplomb de l'arbre, le centre instantané est relevé jusqu'en M ; les vitesses relatives des points m et n par rapport au navire sont mm' et nn' ; par la combinaison avec la vitesse d'entraînement v , on obtient les vitesses absolues qui diffèrent d'autant moins que le centre instantané est situé plus haut.

Pour donner le moins de fatigue au système articulé, il convient de situer $a b$ au centre de poussée de l'aube et non au milieu de celle-ci ; souvent on le situe aux 0,4 de la hauteur. Pour éviter le jeu dans les articulations des bielles $o' b$, il faut toujours les faire agir par compression en articulant les aubes plus haut que le centre de poussée.

Pour obtenir une roue idéale, il faudrait que la direction de la vitesse de l'extrémité de l'aube par rapport à l'eau, à l'entrée et à la sortie, soit tangente à son profil. Une telle roue n'est pas réalisable pour des remorqueurs, car lorsqu'on tient compte du recul, l'ensemble culbuteur-biellette prend une position trop tendue et pour peu qu'il y ait du jeu aux articulations, le culbuteur risque de se renverser dans le mauvais sens. On est obligé de faire un compromis et il faut admettre que les pales entrent et sortent de l'eau sous un certain angle.

Pour les *side-wheelers*, on détermine la vitesse de l'eau en admettant qu'à l'entrée l'eau est calme, et qu'à la sortie, on lui a imprimé une vitesse égale à la vitesse

périphérique moyenne de la roue, moins la vitesse d'avancement du bateau. On fait l'épure des vitesses pour les arêtes inférieures et supérieures de la pale en différentes positions.

Pour les *stern-wheelers*, on procède de la même façon, mais à l'entrée, l'eau est animée d'une légère vitesse dirigée dans le sens de la vitesse du navire, par suite du sillage dû à la carène qui précède la roue.

C'est seulement en 1955 que l'ingénieur anglais VOLPICH, travaillant en collaboration avec BRIDGE, a publié des diagrammes d'essai de roues comparables à ceux de SCHAFFRAN pour les hélices. En effet, précédemment, des travaux, en très petit nombre d'ailleurs, décrivaient les essais de l'une ou l'autre roue.

Le mérite de VOLPICH et de BRIDGE ⁽¹⁾, c'est de publier pour la première fois des diagrammes dans lesquels toutes les grandeurs sont indépendantes des dimensions.

En outre, VOLPICH et BRIDGE sont les seuls à avoir entrepris des investigations systématiques sur les roues.

Toutefois, ceci n'enlève rien à la valeur des essais publiés par BRAGG aux États-Unis en 1916 et par GEBERS ⁽²⁾ à Vienne en 1952. L'ingénieur KRAPPINGER a d'ailleurs fait remarquer la concordance satisfaisante entre les essais de GEBERS et ceux de VOLPICH.

VOLPICH et BRIDGE, dans une première série d'essais publiés le 8 février 1955, ont effectué des mesures sur deux roues semblables, de dimensions différentes, et qui présentaient les caractéristiques suivantes :

(1) BRIDGE : ingénieur écossais, attaché au Royal Technical College, Glasgow.

(2) GEBERS : ingénieur autrichien, ancien directeur du bassin de carène de Vienne. Il étudia longuement la navigation sur le Danube, les formes des bateaux d'intérieur, la section des canaux.

	Grande roue	Petite roue	Rapport à D
Diamètre à l'extérieur des pales D	3,4 ft	1,7 ft	1 D
Longueur des pales L	2,50 ft	1,25 ft	0,735 D
Largeur des pales W	0,667 ft	0,333 ft	0,196 D
Épaisseur des pales T (Pales planes)	1/8"	1/16"	0,003 D
Nombres de pales	9	9	
Position de l'excentricité			
vers le haut	0 et 1";	0 et 5/8"	0,0306 D
vers l'avant	0 et 2";	0 et 1";	0,0551 D
Immersion de la roue	0,51 ft	0,255 ft	0,150 D

En fait, les essais avec une excentricité nulle sont ceux des roues à pales fixes. Les autres, sont ceux de roues à pales mobiles.

Pour la présentation des résultats en diagramme, VOLPICH, tout comme GEBERS d'ailleurs, a renoncé à prendre le recul comme abscisse.

Le recul est d'ailleurs défini pour les roues de la façon suivante :

$$\frac{NP - Va}{NP}$$

et $P = 2\pi \times$ rayon du centre effectif de poussée sur les pales en m ;

N = nombre de tours par minute ;

Va = vitesse d'avancement en mètres par minute.

Une difficulté résulte du fait que le rayon effectif de poussée de la roue varie avec la vitesse d'avance, ou avec la vitesse de rotation, ou avec l'immersion. Aussi, l'auteur a-t-il préféré prendre en considération dans la présentation des diagrammes le diamètre extérieur de pales, soit D.

Les paramètres sans dimensions qui ont servi à l'établissement des diagrammes sont: $T/\rho D^3$, $Q/\rho D^{31/2}$, Va/VD et VND dans lesquels T est la poussée en livres, Q le

couple en pied x livre, V_a la vitesse d'avance en nœuds, N le nombre de tours par minute, D le diamètre extérieur de la roue en pied et ρ la masse spécifique de l'eau qui vaut 1,94 pour l'eau douce et 1,99 pour l'eau de mer (avec les mesures anglaises).

Les essais ont été conduits en faisant avancer le modèle à une série de vitesses d'avance constantes et pour chacune de celles-ci, la roue tournait à différents régimes de rotation. Cependant, pour l'analyse des résultats, les auteurs ont tracé des courbes à vitesse de rotation constante.

Pour la gamme de vitesse de rotation des essais, on obtient des courbes d'allure très différentes ; certaines sont continues et d'autres accusent un affaissement prononcé pour un recul de 40 % environ.

Ceci provient probablement d'un effet d'interférence entre les pales ou de chocs à l'entrée et à la sortie de l'eau qui sont beaucoup moins importants aux basses vitesses.

Il n'est pas possible dans cette étude de donner tout les diagrammes publiés.

Nous en donnons cependant quatre qui donnent une idée du travail de VOLPICH.

La figure 11 donne le rendement de la roue à pales fixes en fonction de V_a/\bar{D} pour des valeurs constantes de N/\bar{D} .

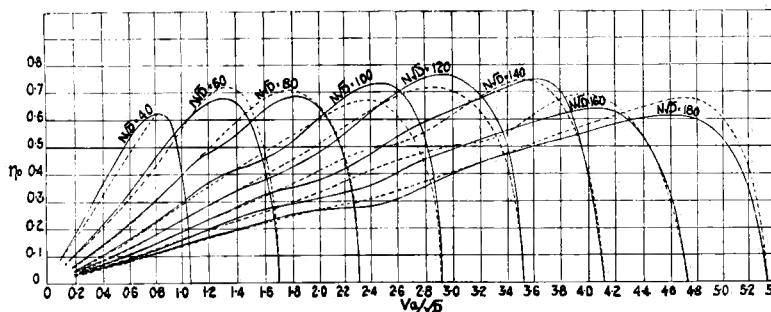


FIG. 11. — Rendement de la roue à pales fixes (traits pleins, grande roue ; pointillés, petite roue).

La *figure 12* donne le rendement de la roue à pales articulées en fonction de V_a/\sqrt{D} pour des valeurs constantes de $N\sqrt{D}$.

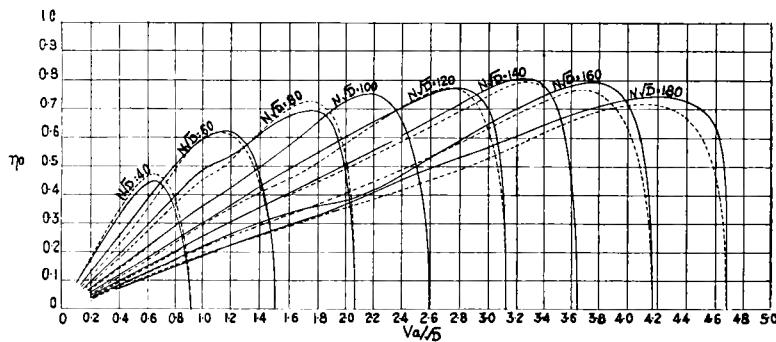


FIG. 12. — Rendement de la roue à pales articulées (traits pleins, grande roue ; pointillés, petite roue).

La *figure 13* donne le coefficient sans dimensions de la poussée pour une roue à pales fixes.

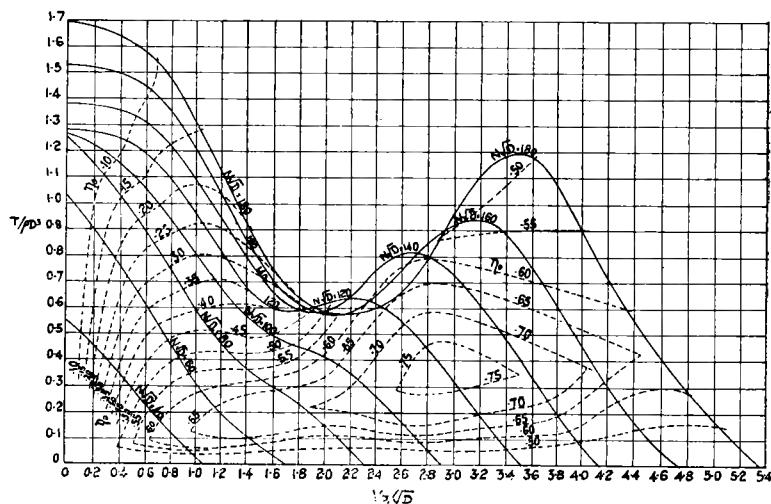


FIG. 13. — Diagramme de poussée pour une roue à pales fixes.

La *figure 14* donne le coefficient sans dimensions de puissance pour la roue à pales articulées.

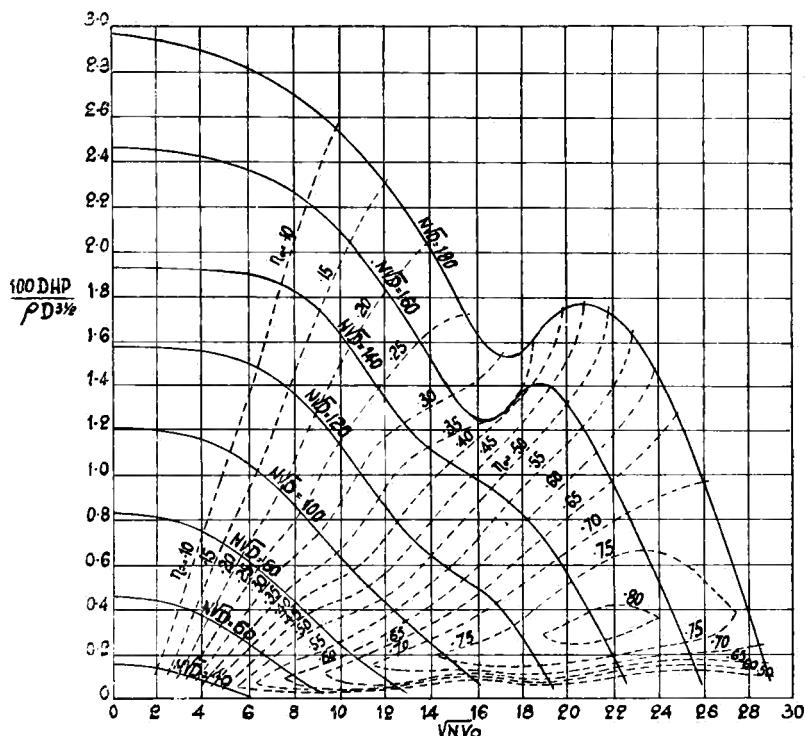


FIG. 14. — Diagramme de puissance pour une roue à pales articulées.

Dans un second travail exposé à Glasgow le 13 mars 1956, VOLPICH et BRIDGE étudient l'influence de divers facteurs sur le comportement de la roue à pales articulées. Les essais ont été exécutés uniquement avec le type de roue de grandes dimensions de la série des essais précédents.

Concernant la construction et le dessin des pales, deux renseignements extrêmement intéressants sont donnés par VOLPICH.

1) Les pales en acier donnent un supplément de rendement par rapport aux pales en bois d'épaisseur normale de 10 % environ pour une roue peu chargée et de 5 % environ pour une roue fortement chargée (remorqueur).

2) Dans la gamme des puissances usuelles pour une roue, les pales courbes donnent un gain de 12 % par rapport aux pales droites. L'adoption d'un type de pale ou l'autre n'a aucune influence sur la vitesse de rotation de la roue.

Le rayon de courbure des pales valait 0,294 D, ce qui correspond assez bien aux rayons de courbures utilisés sur les unités du Congo belge.

Parmi les autres facteurs étudiés, citons en premier lieu l'influence de l'immersion. Celle-ci est très importante.

La *figure 15* donne les courbes de variation de rendement d'une roue articulée pour trois facteurs de puissance $\frac{100 D H P}{D 3,5}$ différents, ainsi que les courbes permettant de calculer la variation de la vitesse de rotation.

Ce diagramme est établi pour le facteur de vitesse $\frac{Va}{VD} = 2,5$, ce qui est déjà une vitesse relativement élevée. Pour les remorqueurs du type « L » en usage au Congo qui ont des roues de 3,80 m de diamètre extérieur, cela correspondrait à une vitesse de 16,25 km/h, alors que la vitesse de remorque usuelle est comprise entre 9 et 10 km/h et que la vitesse en route libre de ces unités est de 20 km/h.

A partir des essais de VOLPICH, nous avons calculé les courbes de rendement en fonction de l'immersion pour le facteur de vitesse constant $Va/VD = 1,5$ et pour quatre facteurs de charge différents ainsi que les courbes relatives à la vitesse de rotation (*figure 16*).

On remarque que la courbe des immersions optimum diffère tout à fait de celle obtenue pour le facteur de vitesse $Va/VD = 2,5$.

Toutefois, l'immersion optimum croît toujours avec la charge.

Ce diagramme correspond à une vitesse de 9,75 km/h

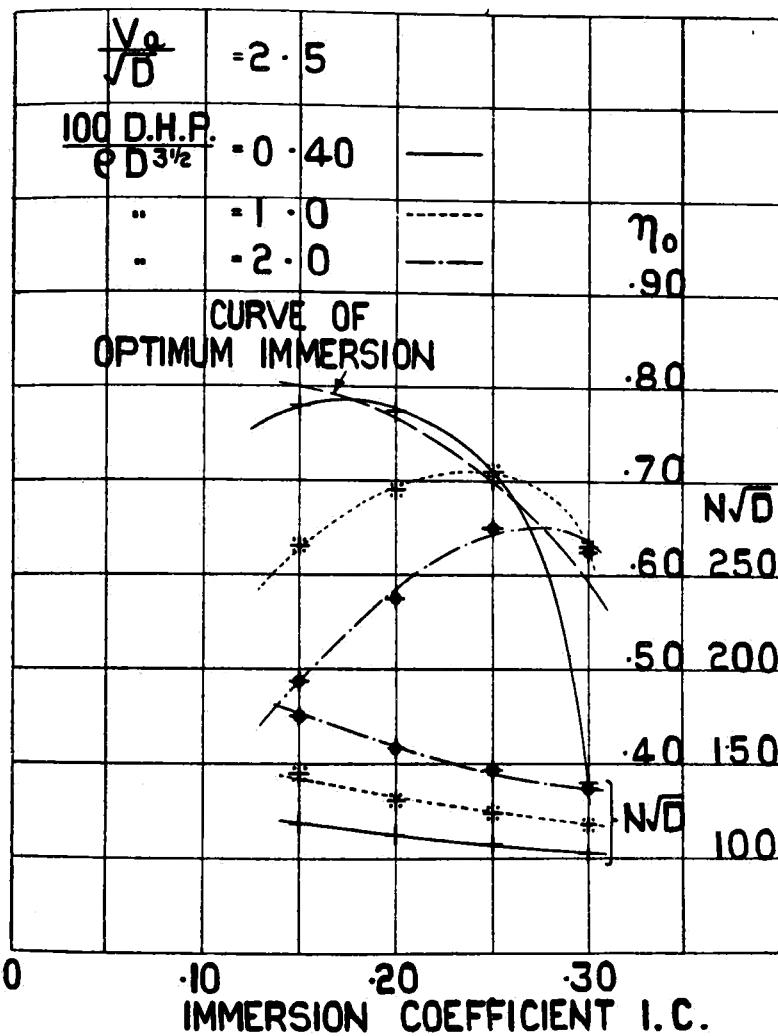


FIG. 15. — Effet de l'immersion sur le rendement et la vitesse de rotation pour une vitesse d'avance constante $\frac{V_a}{\sqrt{D}} = 2,5$.

environ pour les remorqueurs type « L » de 850 IHP, ce qui, au Congo, est à peu près la vitesse de remorquage par rapport à l'eau.

VOLPICH a aussi étudié l'influence du nombre de pales

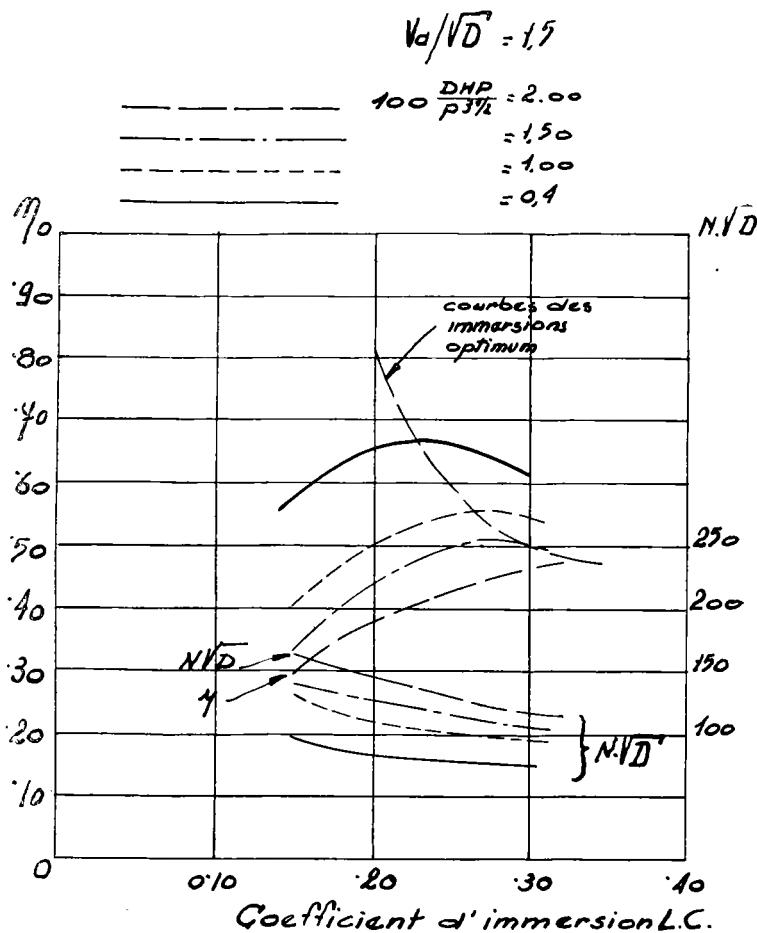


FIG. 16. — Effet de l'immersion sur le rendement et la vitesse de rotation pour une vitesse d'avance constante $\frac{Va}{V_D} = 1,5$.

d'une roue, en conservant toujours des pales identiques distribuées de façon uniforme sur la circonference.

La figure 17 représente les résultats des mesures. Ils sont assez inattendus, car ils montrent qu'avec peu de pales on peut obtenir de bons rendements surtout pour les faibles puissances. Aux puissances moyennes, le nombre de pales a peu d'importance sur le rendement.

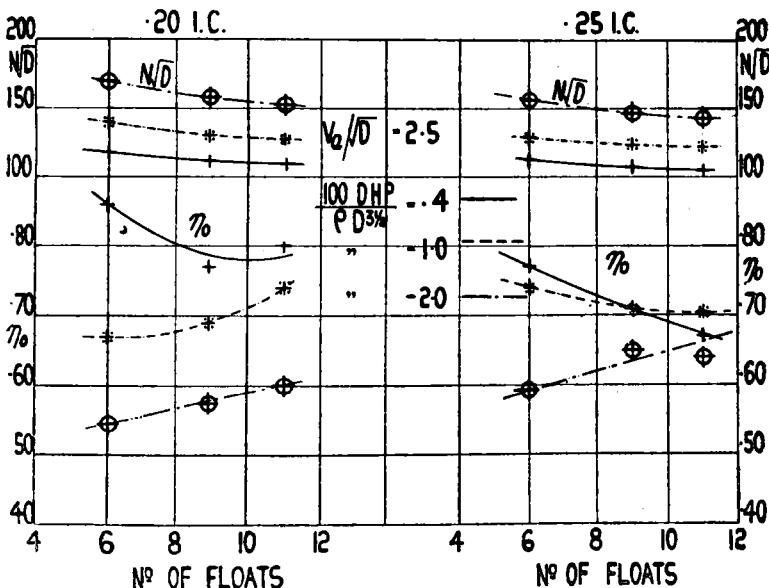


FIG. 17. — Influence du nombre de pales d'une roue.

et, aux grandes puissances, le rendement croît légèrement avec le nombre de pales.

Ces essais méritent des commentaires. Le peu d'influence du nombre de pales provient, pensons-nous, du fait qu'en diminuant leur nombre, on réduit l'effet d'interférence entre celles-ci et qu'on réduit l'effet dû au creux se produisant derrière une pale ; l'eau a plus de temps pour remplir ce creux avant l'arrivée de la pale suivante.

Cependant une réserve très grave est à faire au sujet de ces conclusions.

Les essais sont faits avec une vitesse de rotation uniforme, sans variations instantanées. Sur un navire en vraie grandeur, il en est ainsi, à peu de choses près du moins, lorsque la roue est entraînée par moteur Diesel (avec réducteur) ou par moteur électrique.

Avec une machine à vapeur *compound* ou jumelle, à l'irrégularité du couple moteur, on superpose l'irrégu-

larité du couple résistant qui doit aller en croissant avec la réduction du nombre de pales. Par suite des accélérations rotationnelles de la roue, il se crée une vague à chaque révolution de la roue et l'entretien de cette vague se fait au détriment du rendement de propulsion

Notre opinion personnelle à ce sujet est que, dans ce cas, il faut un nombre de pales suffisant et que, lorsqu'on augmente leur nombre, on a intérêt à réduire leur hauteur afin de diminuer l'effet d'interréaction entre les pales.

Nous ne pensons pas que des essais ont déjà été entrepris à ce sujet. Nous sommes d'avis qu'ils seraient extrêmement intéressants.

L'influence du rapport longueur de pale sur hauteur a également fait l'objet de recherches. Pour des roues peu et moyennement chargées, le meilleur rendement est obtenu pour des rapports longueur / hauteur compris entre 3 et 4.

Pour les roues fort chargées, ce rapport doit atteindre 5 environ. La *figure* 18 donne le résultat des essais pour le rapport Va/\sqrt{D} = 2,5 pour deux immersions, et pour trois facteurs de puissance différents.

Tous les essais de VOLPICH, dont question jusqu'ici, ont été exécutés avec l'excentricité définie pour les premiers essais de roue à pales articulées, soit :

position de l'excentrique { vers le haut 0,0306 D
en avant 0,0551 D

Nous parlerons ici des essais de VOLPICH sur l'influence des modifications apportées à la position de l'excentrique.

Cette partie des essais, ainsi que l'appendice 11 relatif à la géométrie de la roue (traitée par M. Mc NAB) me paraît beaucoup plus discutable.

En effet, si l'on se reporte à la *figure* 10 relative à la roue à pales articulées, on se rendra compte que définir l'excentricité comme une fraction du diamètre de la roue, n'a pas beaucoup de sens. Il aurait fallu, selon nous, choisir le rapport entre la distance de l'excentrique au

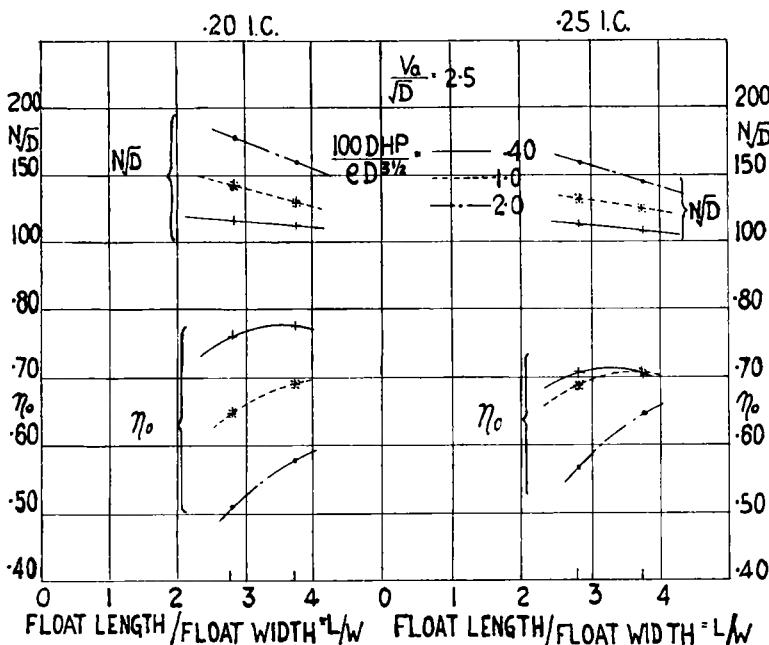


FIG. 18. — Influence du rapport longueur/hauteur d'une pale de roue.

centre de roue et la longueur entre les deux articulations du culbuteur de la pale. Ceci aurait donné une beaucoup meilleure définition de l'excentricité, encore qu'il faut considérer que pour la position verticale du bras de roue, l'axe du culbuteur peut avoir des inclinaisons différentes par rapport à la ligne joignant le centre de la roue au centre de l'excentrique.

Malgré les imperfections de la définition de l'excentricité de la roue, VOLPICH a néanmoins le grand mérite d'avoir étudié l'influence de la position du centre de l'excentrique. Malheureusement, nulle part dans son travail, il ne donne la longueur entre les deux articulations du culbuteur, ce qui rend malaisé la comparaison de roues existantes avec les essais de VOLPICH.

Cependant les conclusions de cet auteur restent vraies et sont d'un très grand intérêt.

La *figure* 19 résume les essais effectués à ce sujet. Elles donnent l'influence de l'éloignement du centre d'excentrique en avant du centre de la roue pour deux positions en hauteur ; l'une au même niveau que le centre de roue, l'autre à 0,0306 D au-dessus du centre de roue.

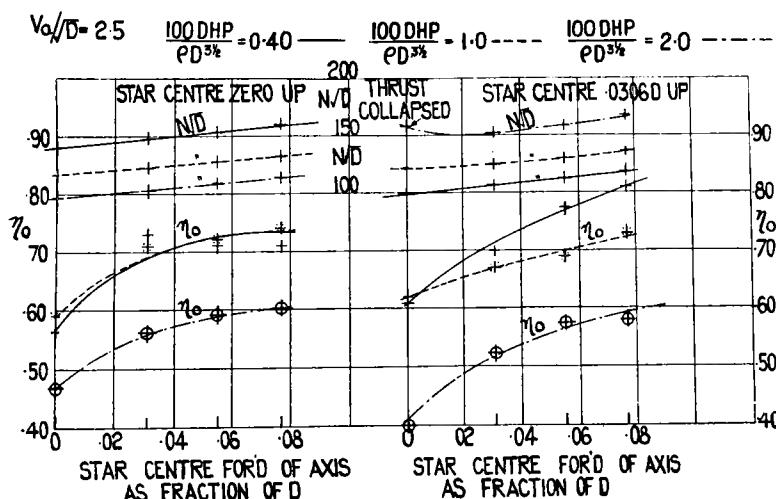


FIG. 19. — Influence de la position du centre de l'excentrique.

Les courbes de rendement et relatives à la vitesse de rotation sont tracées pour la roue à 9 pales avec un coefficient d'immersion de 0,20 et pour trois valeurs du facteur de puissance $\frac{100 \text{ D H P}}{D^{3/2}}$; le facteur de vitesse vaut $V_a \sqrt{D} = 2,5$.

On constate que, dans la limite des essais, le rendement augmente avec l'excentricité ; il en est de même de la vitesse de rotation de la roue.

On n'a pas intérêt à placer le centre d'excentrique plus haut que le centre de la roue, sauf pour les faibles puissances.

Il eût été intéressant de voir ce que devient l'épure des

vitesses d'entrée et de sortie pour différentes positions de l'excentrique.

En terminant l'étude des essais de VOLPICH, nous attirons l'attention sur le fait qu'elles se rapportent à des essais en eau illimitée. La plupart du temps, les bateaux à roues sont utilisés dans des eaux de profondeur réduite et il serait intéressant de recommencer les essais en différentes profondeurs pour étudier les variations du rendement, du nombre de tours, de la puissance et de la poussée avec ce facteur.

Cependant, si l'on se reporte aux essais de GEBERS, cette influence ne semble pas prépondérante.

Enfin, signalons qu'un mécanicien allemand, SÜBERKRÜB ⁽¹⁾, avait tenté d'améliorer le rendement des roues en utilisant des pales profilées d'épaisseur variant sur la hauteur. L'idée n'était pas mauvaise, mais nous pensons qu'en général SÜBERKRÜB avait trop réduit la hauteur des pales, pour limiter leur poids, et qu'il aurait dû mieux soigner le carénage de l'attache des pales à leurs supports et au culbuteur.

Dans son ouvrage, GEBERS signale pour ces pales un gain variant de 2,5 % à 0,75 % à la vitesse de 9,5 km/h et se transformant même en perte pour des vitesses supérieures.

5. FONCTIONNEMENT DU PROPULSEUR VOITH-SCHNEIDER.

Le propulseur Voith-Schneider tourne autour d'un axe vertical ; il est constitué par quatre, cinq ou six pales verticales de profil hydrodynamique disposées sur une circonférence (*figure 20*).

Pendant la rotation du propulseur, les pales sont ani-

⁽¹⁾ SÜBERKRÜB, F. : mécanicien allemand établi à Hambourg qui a apporté diverses améliorations à la navigation du Rhin et de l'Elbe, ainsi qu'aux navires côtiers.

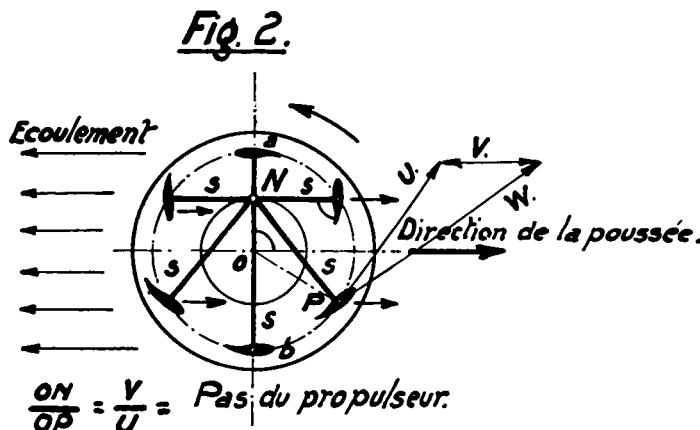


FIG. 20. — Fonctionnement du propulseur en pleine marche avant.

mées d'un mouvement d'oscillation autour de leur axe, mouvement commandé par des bielles situées à l'intérieur de la couronne d'asservissement des pales. Ce mouvement est réglé à distance suivant une composante longitudinale et une transversale réglant respectivement la giration et la propulsion.

La *figure 21* montre clairement le principe de fonctionnement et l'on remarque que plus le point N est éloigné du centre, plus l'inclinaison de l'aile est grande et plus l'intensité de la poussée est forte.

Lorsque le point N coïncide avec O, on obtient une poussée nulle. Lorsqu'on passe de l'autre côté de O, la poussée change de sens. Si on déplace le point N sur une ligne perpendiculaire à l'axe du navire, on obtient une poussée axiale provoquant la marche avant ou la marche arrière avec la même intensité.

Lorsqu'on déplace le point N selon l'axe du navire, on obtient une poussée dirigée vers la droite ou vers la gauche, ce qui permet de faire tourner le navire sur place avec une efficacité bien plus grande que celle de tous les autres systèmes propulsion gouverne.

En déplaçant le point à l'intérieur du cercle de rayon

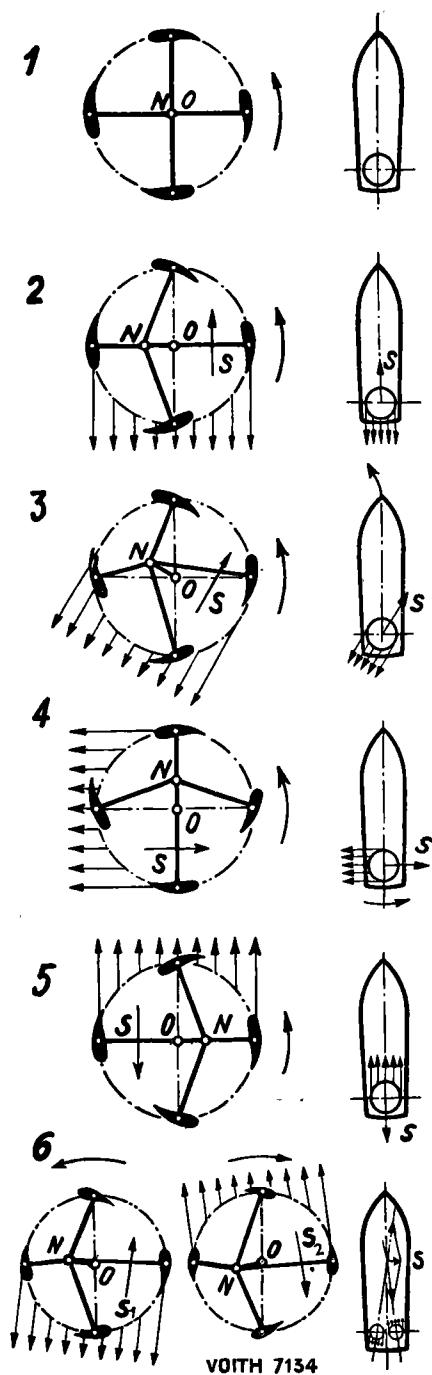


FIG. 21. — Fonctionnement du propulseur Voith-Schneider pour différentes manœuvres.

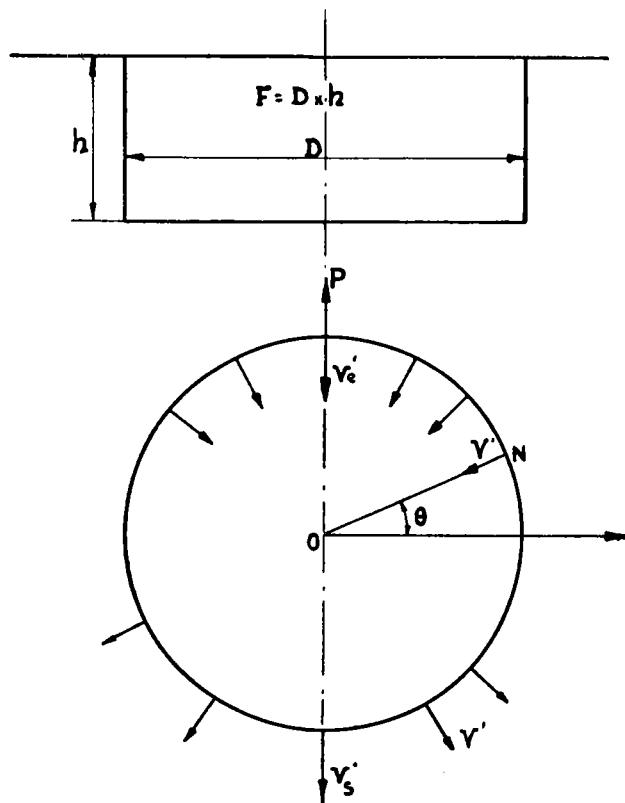


FIG. 22. — Théorie analytique du propulseur Voith-Schneider.

ON, on modifie à la fois l'intensité et la direction de la poussée. Le bateau gouverne donc sans gouvernail.

Le propulseur sert donc à la fois à faire avancer et à manœuvrer le bateau ; l'intensité de la propulsion et son sens peuvent varier du maximum avant au maximum arrière, ou du maximum tribord au maximum babord, sans modifier la vitesse ni le sens de rotation du propulseur.

Les triangles U V W et O N P sont semblables (*figure 20*).

$$\frac{V}{U} = \frac{O N}{O P} = \text{pas du propulseur} ;$$

U = vitesse circonférentielle des pales ;

V = vitesse de l'écoulement de l'eau ;

W = vitesse relative des pales par rapport à l'eau.

Les filets liquides entrent dans le propulseur à la vitesse V , vitesse du bateau diminuée du sillage, et subissent dans le propulseur une augmentation de vitesse radiale v' (voir *figure 22*) dirigée vers l'intérieur à l'entrée du propulseur et vers l'extérieur à la sortie.

Les réactions dues à ces augmentations de vitesse se calculent d'après le théorème de la quantité de mouvement.

$v' = o$ pour $\theta = 0$ et pour $\theta = \pi$;

$v' = ve' \sin \theta$;

ve' = accélération à l'entrée ;

vs' = accélération à la sortie.

On admet que $ve' = vs' = v_o'$

Ainsi on trouve :

$$S = \frac{\gamma}{g} \cdot F \left[2v_o' \left(\frac{2}{3}v + \frac{1}{3}v_o' \right) + \frac{3}{16} \pi v_o'^2 \right]$$

et en simplifiant :

$$S = \frac{\gamma}{g} \cdot F \left(\frac{4}{3}v \cdot v_o' + 4,25 v_o'^2 \right)$$

Cette formule donne une limite supérieure pour la poussée.

En pratique, on a établi un diagramme (*figure 23*) donnant le rendement du propulseur en fonction de la vitesse de navigation. On y a tracé des courbes pour diverses valeurs de $\frac{N}{F}$.

N = puissance en ch⁽¹⁾ ;

$F = D \times h$ = section de la veine liquide attaquée.

⁽¹⁾ ch = cheval vapeur.

Conformément à la théorie générale des propulseurs, pour avoir un bon rendement, la section de la veine liquide doit être grande. Mais il y a une limite pratique, parce que lorsque D et h augmentent, le prix et le poids du propulseur croissent et on obtient une solution qui n'est pas économiquement compétitive.

Afin de protéger les pales contre le heurt du fond de la rivière, la firme VOITH a conçu une plaque de protection en forme d'aile d'avion renversée placée sous le propulseur et maintenue par des tirants.

Le flux d'eau s'engouffrant vers le propulseur est accéléré à l'entrée de cette plaque et il se produit une dépression provoquant une réaction vers l'avant tout comme dans le cas de la tuyère Kort.

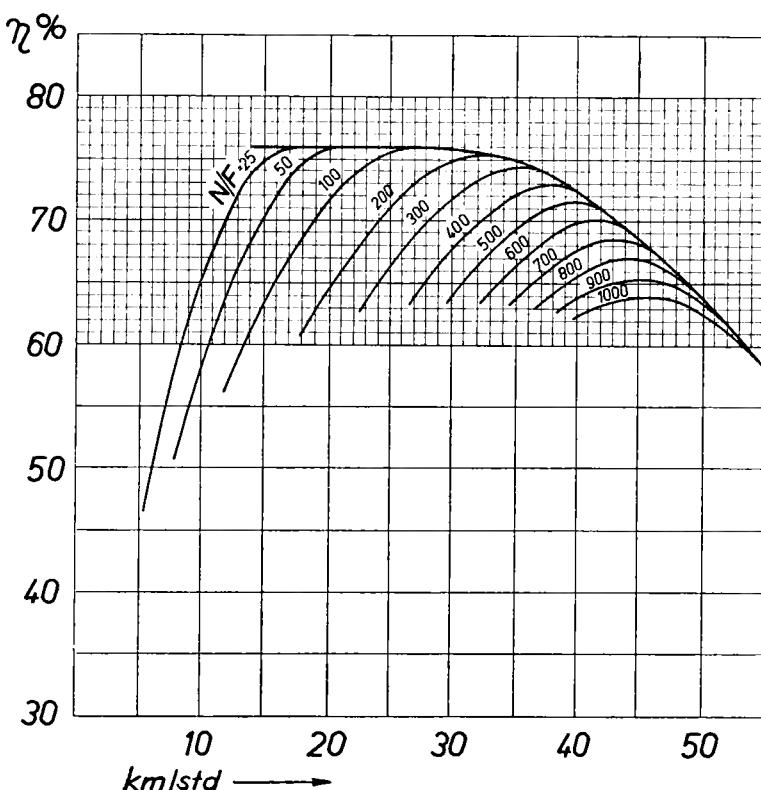


FIG. 23. — Diagramme de rendement du propulseur Voith-Schneider.

6. PROPULSION D'UN BATEAU EN RIVIÈRE.

Il importe de se rendre compte de certains phénomènes qui diffèrent la propulsion des navires en mer et en rivière.

En mer, le navire évolue dans une eau illimitée dans toutes les directions du moins, dans la majorité des cas ; de plus, cette eau est à l'état de repos par temps calme.

Si dans le cas du fleuve Congo et de certains affluents, on peut considérer la largeur comme illimitée, la profondeur est toujours réduite (sauf dans le Chenal de Maluku à Tchumbiri) et ceci affecte sérieusement la résistance à l'avancement et le fonctionnement des propulseurs.

Des essais en bassin de carène et en vraie grandeur montrent que cette influence n'est pas négligeable. Pour illustrer ce fait, nous reproduisons le diagramme publié par le professeur VAN LAMMEREN (1) et relatif au tanker rhénan *Arabia* de la Firme VAN OMMEREN.

Les dimensions de cette unité sont les suivantes :

Longueur entre perpendiculaires :	76,50 m ;
Largeur hors membrures	10,00 m ;
Tirant d'eau	1,85 m.

Le graphique reproduit à la *figure 24* donne les courbes de puissance et le nombre de tours à l'hélice en fonction de la vitesse pour les profondeurs de 12 m, 6 m, 5 m, 4 m, 3 m et 2,50 m obtenues par essais sur un modèle du bateau à l'échelle 1/12.

On voit immédiatement l'influence importante due au manque de profondeur.

Les essais de barges et de remorqueurs congolais exécutés au bassin de Wageningen ont mis également en

(1) VAN LAMMEREN, W. : savant hollandais, actuel directeur au bassin de carène de Wageningen. VAN LAMMEREN a publié des ouvrages qui font autorité sur la théorie du navire.

évidence le même phénomène.

La *figure 25* donne les courbes de résistance à la traction d'une barge de 800 t en usage au Congo, ayant 65 m de long, 9,00 m de large et 1,85 m de tirant d'eau. Les courbes sont données pour les profondeurs d'eau suivantes :

infinie, 3,50 et 2,40 m.

Pour une vitesse de 10 km/h, on a un effort de 870 kg en profondeur infinie, de 1.494 kg avec 3,50 m de profondeur et de 1.824 kg avec 2,40 m de profondeur.

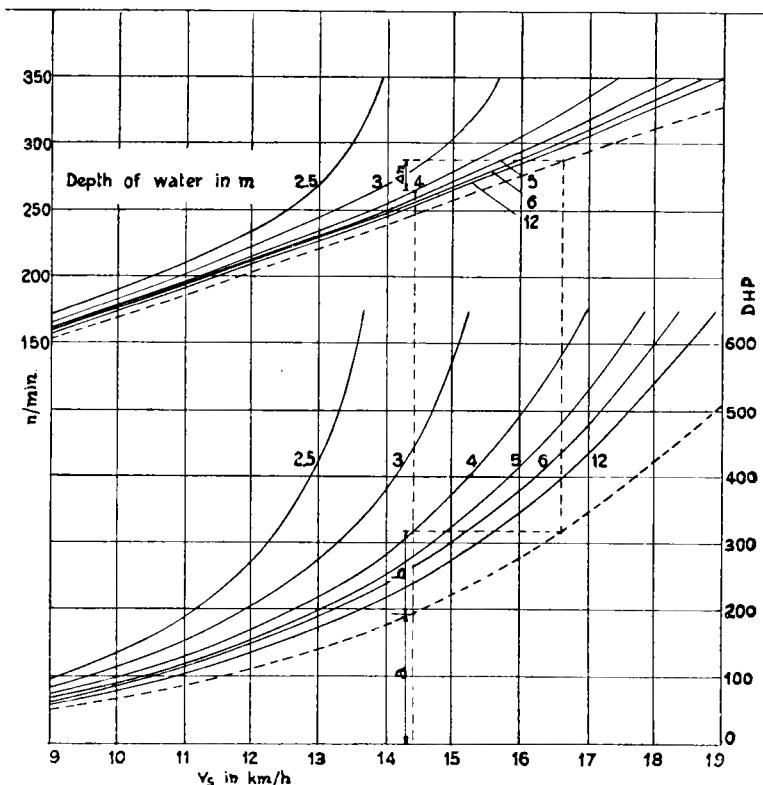


FIG. 24. — Relation entre la puissance, la vitesse de rotation et la vitesse de navigation pour différentes profondeurs.

D'autre part, pour un effort de 1.000 kg, on peut, avec la même barge, atteindre une vitesse de 10,7 km/h

en profondeur infinie, 8 km/h avec 3,50 m de profondeur et 7,5 km/h avec 2,40 m de profondeur.

Si la résistance à l'avancement des unités croît avec le manque de profondeur, celui-ci a également un effet néfaste sur le propulseur dont il provoque un changement total du champ de travail.

On considère généralement que pour travailler d'une façon économique, il faut conserver un rapport profondeur d'eau sur tirant d'eau égal au moins à deux.

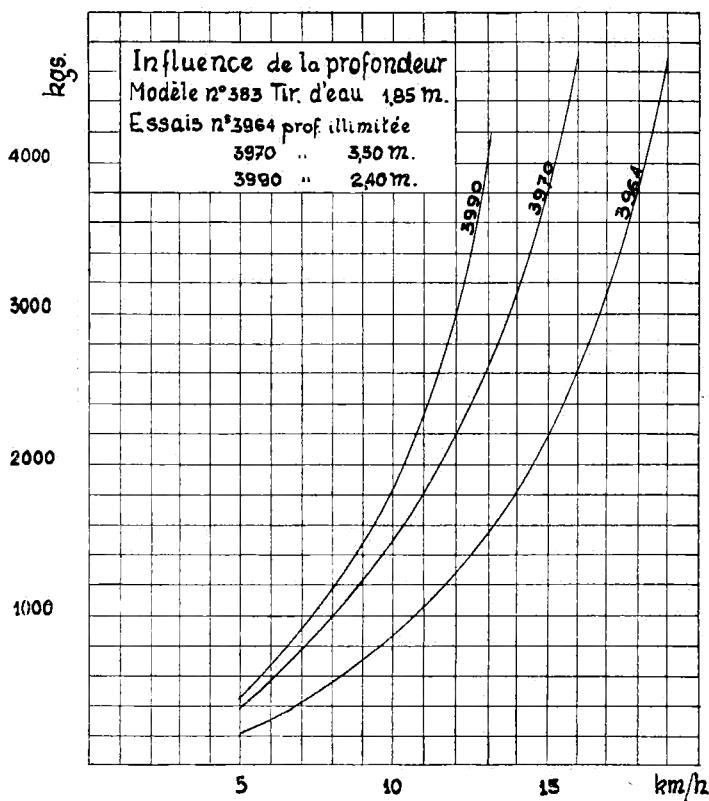


FIG. 25. — Courbes de résistance d'une barge de 800 t à différentes profondeurs.

Ceci réduit donc le tirant d'eau et conduit à adopter des bateaux à fond plat et de grande largeur.

Bien entendu, le tirant d'eau doit être inférieur au seuil le moins profond à franchir. C'est généralement cette condition qui règle le choix du tirant d'eau des unités sillonnant les grands fleuves tropicaux. En effet, il s'agit de fleuves sauvages dont le thalweg n'est pas encore bien défini.

Le choix du tirant d'eau doit être fait avec prudence, car lorsqu'un bateau venant d'une eau profonde se présente sur un seuil, il subit un changement d'assiette qui a pour résultat d'augmenter son enfoncement.

Des mesures effectuées au bassin de Wageningen sur des remorqueurs de 1.000 ch à 3 hélices, de 1,20 m de tirant d'eau, de 65 m de long et de 10,50 m de large ont donné les résultats suivants :

	Profondeur d'eau	
	2 m	3,50 m
Changement d'assiette à 10,5 km/h	0,12 m	0,02 m
Changement d'assiette à 11 km/h	0,15 m	—
Changement d'assiette à 12 km/h	0,25 m	—
Changement d'assiette à 15 km/h	—	0,12 m

Tous ces phénomènes semblent conjurés pour compliquer le problème de la propulsion des bateaux tropicaux.

En effet, la résistance à l'avancement est relativement grande, donc également la puissance de propulsion.

Le tirant d'eau limité réduit la surface disponible pour les propulseurs ; ceci est défavorable au point de vue rendement et rend plus difficile l'installation de grandes puissances.

Nous donnons ci-dessous le graphique *figure 26* qui donne pour une hélice à 4 pales de 56 % de surface projetée la relation entre la puissance, le diamètre de l'hélice et son nombre de tours, si l'on veut obtenir un bon rendement.

Ce graphique est valable pour du remorquage à une vitesse de 10 km /h.

On remarque l'importante réduction de puissance pour une faible réduction de diamètre d'hélice, lorsque la vitesse de rotation reste constante. Ainsi, pour une vitesse de 300 tr /min, une hélice de 1,40 m peut absorber 170 ch et celle de 1,60 m, 340 ch soit le double de puissance.

Évidemment, pour faire absorber plus de puissance

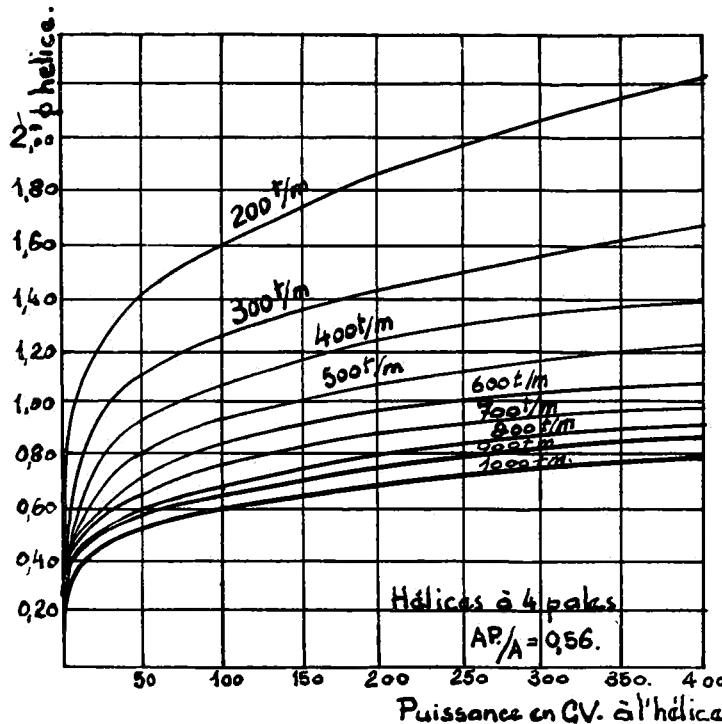


FIG. 26. — Relation entre la puissance, le diamètre d'hélice et la vitesse de rotation.

par une hélice, on peut augmenter sa vitesse de rotation, mais ceci au détriment du rendement.

Pour les gros remorqueurs en fonction au Congo, on a adopté des hélices de 1,50 m de diamètre, tournant à 350 tr/m et absorbant 350 ch.

Ces remorqueurs ont un tirant d'eau de 1,20 m et sont pourvus de tuyères Kort.

Comme le tirant d'eau est inférieur au diamètre de l'hélice, celle-ci émerge de l'eau lorsque le bateau est à l'arrêt.

Normalement, ceci conduit à une diminution de rendement. Le graphique de la *figure 27* donne la réduction de la poussée en fonction de la diminution d'immersion.

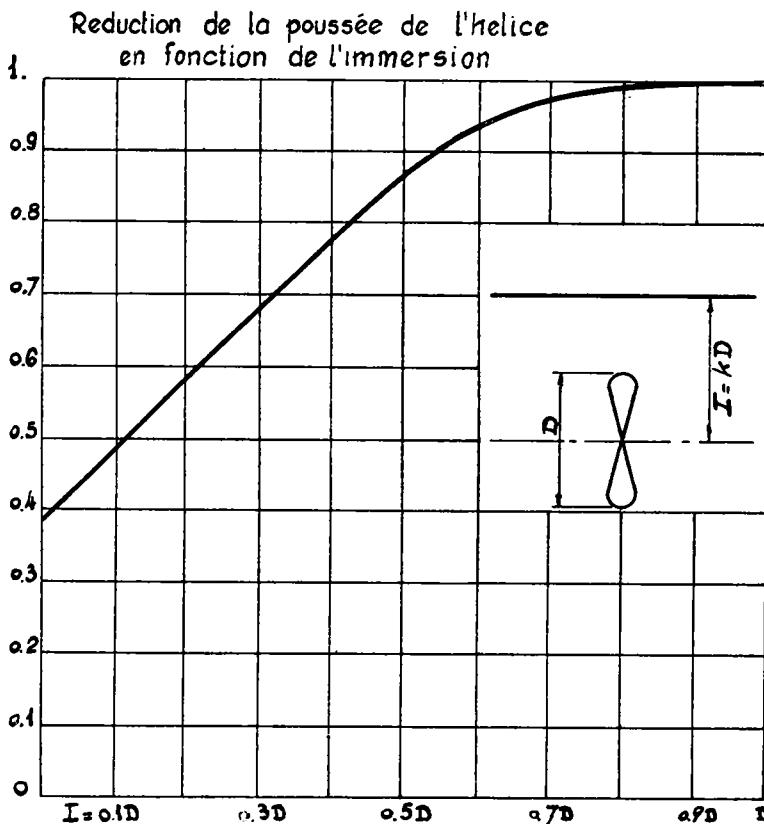


FIG. 27. — Courbe de poussée en fonction de l'immersion de l'hélice.

immersion de l'hélice. Tous les diagrammes relatifs aux hélices sont dressés en supposant l'axe de l'hélice sous le plan d'eau à une distance égale au diamètre de celle-ci.

Dès que la tranche d'eau au-dessus de l'extrémité

de l'aile devient inférieure à 0,25 D (ou que l'arbre de l'hélice se trouve sous la flottaison à moins de 0,75 D), la poussée décroît, et ce d'autant plus que l'immersion diminue.

Pour réduire cet effet nuisible, dans les bateaux à tirant d'eau réduit, la forme de la carène est dessinée de façon à former une voûte au-dessus de l'hélice.

Tant que l'hélice n'émerge pas exagérément au-dessus de la flottaison, la voûte se remplit complètement d'eau, dès que le bateau se met en marche.

Pour accroître encore le rendement, les hélices des remorqueurs d'intérieur fonctionnent utilement en tuyère Kort.

Ces artifices permettent, avec des surfaces de propulseur relativement réduites, d'obtenir un rendement acceptable.

L'ensemble des considérations émises ci-dessus donne une idée de la complexité du problème. L'ingénieur naval aura à trouver un compromis entre diverses solutions et choisir celle qui réunit le maximum d'avantages pour la solution du problème posé.

7. PROPULSION A ROUE.

Jusqu'en 1950, la roue était le plus communément employée pour la propulsion des bateaux d'intérieur au Congo.

Les petites unités étaient équipées de roues à pales fixes, tandis que les unités les plus grosses et surtout les remorqueurs des lignes directes possédaient des roues à pales articulées.

Les roues à pales fixes ont l'avantage d'être simples et d'un poids relativement plus léger, à diamètre égal, que celles à pales articulées. En revanche, le rendement des roues à pales articulées est nettement supérieur, surtout lorsqu'il s'agit de remorquage.

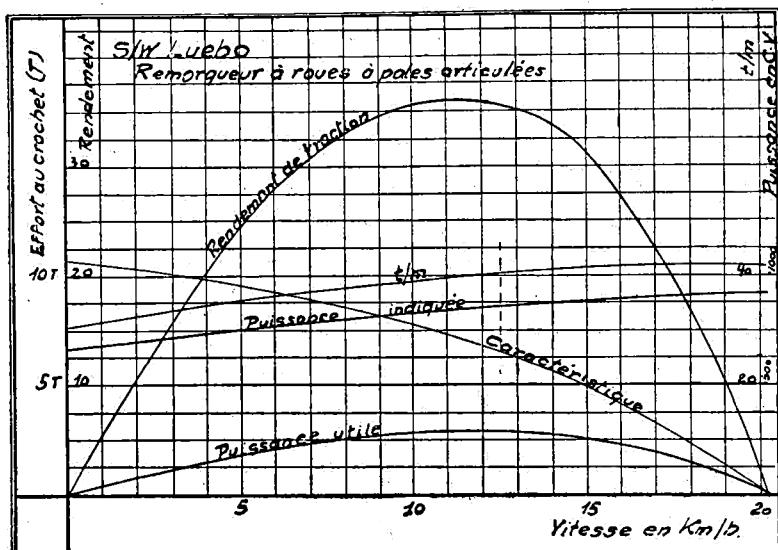


FIG. 28. — Diagramme du s/w *Luebo*.

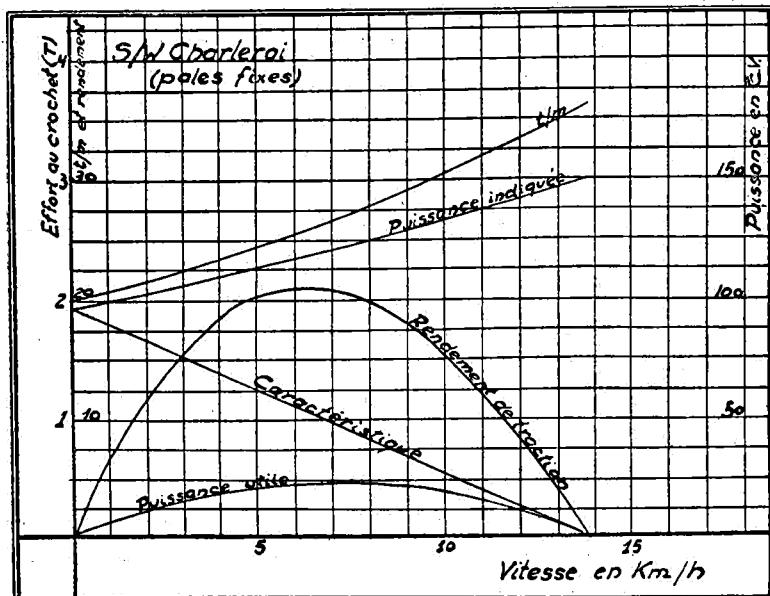


FIG. 29. — Diagramme du s/w *Charleroi*.

Nous donnons les diagrammes reproduits aux *figures* 28, 29 et 30 qui illustrent ce fait.

Ces diagrammes ont comme abscisse la vitesse de navigation du remorqueur et comportent cinq courbes :

1^o La « caractéristique » qui est la courbe des efforts au crochet (T) du remorqueur en fonction de la vitesse.

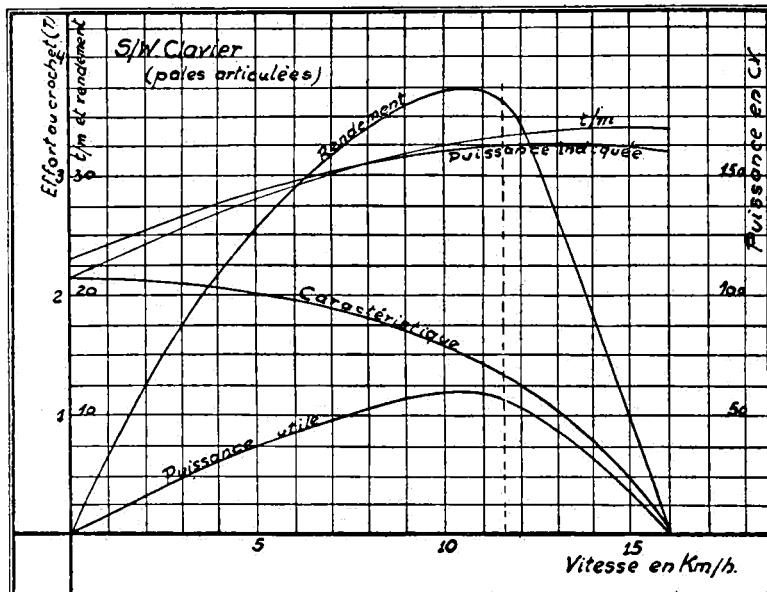


FIG. 30. — Diagramme du s/w *Clavier*.

Au point $V = 0$, on a l'effort maximum au crochet ; c'est l'essai au « point fixe » ou *bollard-test*.

Au point $T = 0$, on a la vitesse maximum ; c'est l'essai en route libre.

Pour les points intermédiaires, on a une certaine vitesse et un certain effort au crochet ; ce sont les points représentatifs de divers essais de remorquage.

2^o La « puissance utile » est obtenue de la façon suivante. On mesure l'ordonnée et l'abscisse d'un point de la caractéristique et la puissance utile, ou puissance

54 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

recueillie au crochet du remorqueur, vaut, pour ce point :

$$\frac{T \cdot V}{270}$$

T = effort au crochet en kg ;

V = vitesse de navigation en km /h.

En calculant différents points, on peut tracer la courbe de la puissance utile, qui passe par un maximum et est nulle pour $T = 0$ et $v = 0$.

3^o La courbe de la puissance indiquée est obtenue en prélevant les diagrammes à l'aide de l'indicateur dynamométrique de WATT.

4^o La courbe du nombre de tours par minute, est obtenue par mesures directes en cours d'essai.

5^o La courbe du « rendement de traction » est obtenue en divisant la puissance utile par la puissance indiquée.

Le rendement de traction est nul lorsque la puissance utile est nulle et passe par un maximum pour une vitesse intermédiaire.

Généralement la vitesse de remorquage est proche de celle pour laquelle le rendement de traction est maximum.

Cette méthode d'analyse des performances des remorqueurs que nous avons introduite en 1939 a permis de rationaliser et d'améliorer l'exploitation fluviale au Congo.

Les diagrammes des *figures* 28, 29 et 30 se rapportent à trois remorqueurs soumis aux essais systématiques ; ce sont les s/w *Luebo*, s/w *Charleroi* et s/w *Clavier*.

Les s/w *Luebo* est un des grands remorqueurs à vapeur et à roues en usage au Congo. Six bateaux de ce type sont en service et ils peuvent être considérés comme techniquement bien au point.

Voici les résultats des essais qui ont permis de tracer les courbes relatives au s/w *Luebo*.

	s/w <i>Luebo</i>		
	Point fixe	Remorque	Route libre
vitesse V tr/min	0 30,5 tr/min	12,5 km/h 41 tr/min	20,3 km/h 42 tr/min
puissance indiquée	660 ch	850 ch	920 ch
effort au crochet T	10.700 kg	6.500 kg	0
puissance utile	0	302 ch	0
rendement de traction	0	35,6 %	0

Les machines de ces unités développent une puissance de 850 ch I. et les roues arrières tournent à 40 tr/min.

Le rendement de traction est le rapport entre la puissance recueillie au crochet et la puissance indiquée.

$$\eta_{tr} = \frac{TV}{270 \text{ IH P}}$$

Le rendement de traction maximum vaut 36 % et est obtenu à une vitesse de 11 km/h.

Les s/w *Charleroi* et s/w *Clavier* sont des remorqueurs de dimensions identiques ; cependant ils diffèrent par la roue qui est à pales fixes pour le s/w *Charleroi* et à pales articulées pour le s/w *Clavier*.

Voici les résultats des essais qui ont permis de tracer les courbes relatives aux s/w *Charleroi* et s/w *Clavier* :

	s/w <i>Charleroi</i>		
	Point fixe	Remorque	Route libre
vitesse V tr/min	0 20 tr/min	8,25 km/h 28 tr/min	13,86 km/h 36 tr/min
puissance indiquée	96,9 ch	126 ch.	150 ch.
effort au crochet T	1.900 kg	800 kg	0
puissance utile	0	24,2 ch	0
rendement de traction	0	19,3 %	0

	s/w <i>Clavier</i>		
	Point fixe	Remorque	Route libre
vitesse V tr/min	0 21,5 tr/min	11,54 km/h 33,6 tr/min	16,00 km/h 33,75 tr/min
puissance indiquée	113,5 ch	162,5 ch	158,7 ch
effort au crochet T	2.150 kg	1.375 kg	0
puissance utile	0	59,5 ch	0
rendement de traction	0	36,7 %	0

Ces deux unités ont une puissance qui voisine les 150 ch.

Le rendement maximum du s/w *Charleroi* est de 21 % contre 37,5 % pour le s/w *Clavier*. Le maximum est atteint pour une vitesse de 6,5 km/h avec le premier bateau et de 10,5 km/h avec le second.

A la vitesse de 9 km/h, vitesse usuelle de remorquage sur les affluents, les rendements de traction valent respectivement 18 % et 36 %.

J'ai exécuté personnellement les essais des trois unités précitées, ainsi que de nombreuses autres. Toujours, j'ai retrouvé des chiffres confirmant ceux cités ci-dessus.

On remarquera que le rendement de traction maximum du s/w *Luebo* n'est que de 36 %, alors qu'il vaut 37,5 % dans le cas du s/w *Clavier*. On aurait cependant pu s'attendre à l'inverse puisque le s/w *Luebo* est un remorqueur de 850 ch I. et que le s/w *Clavier* n'a qu'une puissance de 160 ch I. environ.

Le bon rendement du s/w *Clavier* provient du fait que les pales sont soudées aux culbuteurs et que ceux-ci ont une section hydrodynamique. Ainsi on réduit les résistances nuisibles dues aux boulons de fixation des pales et aux mouvements des organes de roue dans le liquide.

Si l'on compare les *stern-wheelers* aux *side-wheelers*, on constate que ce deuxième type de bateau a un rendement de traction supérieur. Au Congo, il n'existe qu'un seul *side-wheeler* ; c'est le s/w *Kalina*. Il n'a malheureusement pas été possible d'organiser la série d'essais systématiques sur la base de vitesse permettant de tracer les courbes complètes. Cependant, des divers essais de remorque organisés avec cette unité, il résulte que son rendement de traction maximum serait de 42 %. Ce rendement est proche des rendements de traction relevés dans les essais de GEBERS.

Des essais exécutés avec les unités congolaises à roues à pales articulées, on peut déduire que les *side-wheelers* sont supérieurs aux *stern-wheelers* de :

$$\frac{42 - 36,5}{36,5} = 15 \%$$

Cependant, les *side-wheelers* ont certains désavantages. Leur largeur hors tout est supérieure à celle des *stern-wheelers*.

Lorsque le bateau a de la bande, la puissance n'est pas répartie de façon égale sur les deux roues. On pourrait objecter qu'il en est de même pour les *stern-wheelers*. C'est exact, mais avec ces derniers, pour un même moment inclinant, le déséquilibre sera moins prononcé, car leur coque est plus large.

En effet, pour éviter une largeur trop forte, la dimension transversale des coques de *side-wheelers* est généralement réduite au minimum compatible avec la stabilité.

Enfin, la grande vulnérabilité des roues latérales de *side-wheelers* leur font généralement préférer les *stern-wheelers* pour les rivières tropicales. En effet, la majorité de celles-ci n'offre pas encore assez de sécurité de navigation et la plupart des beachs d'accostage sont constitués simplement par la pente naturelle du terrain, sans aucun mur de quai ou autre ouvrage. Ainsi, on risque toujours, lors des manœuvres, de toucher le fond et, si celui-ci est trop dur, de provoquer une avarie de roue.

Lorsqu'on compare des remorqueurs à roues à pales articulées à ceux à pales fixes, il ne faut pas seulement considérer le point de vue technique ; il faut également prendre en considération le point de vue économique. La roue à pales articulées coûte plus cher d'achat que celle à pales fixes, et son entretien qui exige le renouvellement périodique des buselures et des pivots, est relativement onéreux.

Aussi, on ne l'adopte généralement pas pour les unités à faible puissance.

On pourrait se demander s'il n'y a pas moyen d'améliorer le rendement des roues à pales fixes.

Ceci serait possible à condition d'augmenter leur

diamètre pour réduire les chocs à l'entrée dans l'eau et éviter de soulever une masse d'eau importante à la sortie de la pale.

Cependant, on sait que pour travailler avec un bon rendement, il faut éviter les grands reculs.

Pour y arriver, il faut maintenir la vitesse périphérique de la roue dans des limites raisonnables. Donc, si l'on augmente le diamètre de la roue, il faut réduire le nombre de tours de la machine et l'on arrive ainsi à des installations motrices fort lourdes.

Déjà, dans des conditions normales, avec des machines à vapeur tournant à une vitesse de 30 à 40 tr/min, le poids des installations motrices, y compris les chaudières, est de l'ordre de 200 à 230 kg au ch soit 3 à 5 fois le poids d'une installation à moteur Diesel et à hélice.

Ceci est évidemment un sérieux handicap pour la propulsion à roues.

Quoi qu'il en soit, il y a dix ans, on ne plaçait pas de roues à pales articulées sur des unités d'une puissance inférieure à 350 ch.

Grâce aux progrès réalisés dans la conception des articulations, par l'adoption de pivots cylindriques pourvus d'une encoche de fixation et de buselures en métal blanc coulées en coquille sans aucun usinage ultérieur, le coût d'entretien a sérieusement diminué et les pales articulées ont été adoptées avec succès sur des remorqueurs de 160 ch.

Citons encore un point sur lequel il convient de porter son attention dans la conception des bateaux à roues. Généralement, sur des *stern-wheelers* à deux roues, on dispose à l'arrière de celles-ci une passerelle de protection qui sert aussi au passage du personnel mécanicien pour l'entretien. Il faut veiller à ce que la position de cette passerelle soit telle que la vague d'eau dégagée par la roue ne vienne pas la frapper.

La position de cette vague par rapport au bateau varie

avec le recul, donc avec la vitesse d'avancement du bateau.

La *figure 31* montre la position de cette vague en route libre, en remorque et au point fixe.

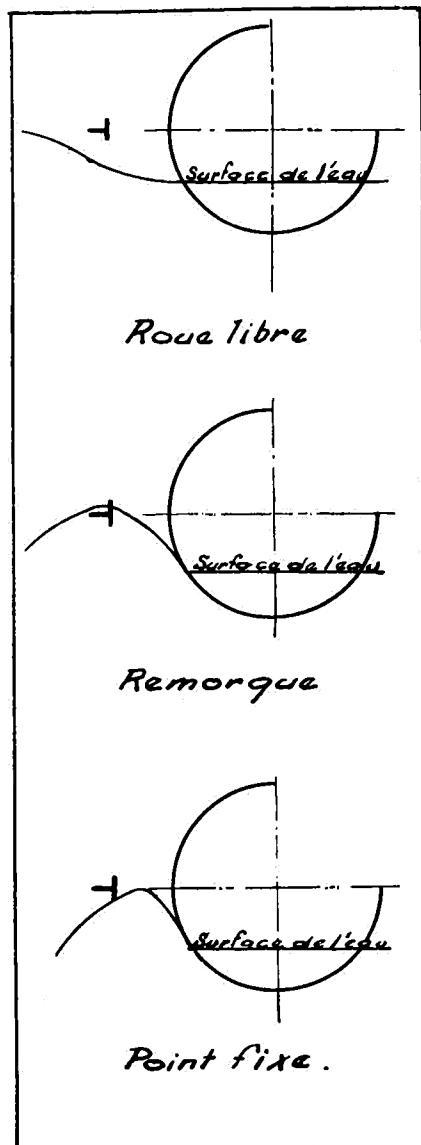


FIG. 31. — Positions de la vague derrière une roue.

Remarque : lire *Route libre* au lieu de *Roue libre*.

Si en remorque la vague vient frapper trop violemment la passerelle, la courbe caractéristique du remorqueur, au lieu d'être convexe, devient une ligne droite ou une courbe concave.

En effet, à ce moment, l'effort au crochet est diminué de la réaction de la vague dégagée du propulseur sur la passerelle arrière.

De même, pour obtenir une marche arrière convenable, il convient que les roues soient à une distance suffisante du tableau arrière pour que le flux d'eau ne s'y écrase pas et passe sous la coque.

La marche arrière de certaines unités a été améliorée en plaçant un écran prolongeant la forme de la carène devant les roues et dirigeant le flux d'eau sous la coque.

Ces deux points relatifs à la marche arrière sont expliqués par la *figure 32*.

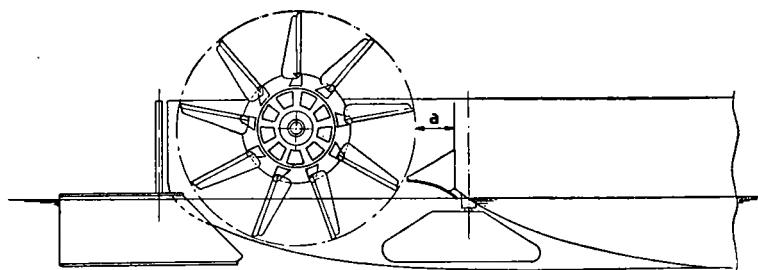


FIG. 32. — Dispositif facilitant la marche arrière.

Notons que le mécanicien allemand SÜBERKRÜB a tenté de se servir de la vague d'accompagnement qui suit le propulseur pour augmenter le rendement (*figure 33*). Il a placé un aileron de profil hydrodynamique, dénommé « aileron Süberkrüb », dans la vague derrière les roues de *side-wheeler*, de façon à provoquer une réaction dont la composante horizontale est dirigée dans le même sens que la poussée. SÜBERKRÜB prétend obtenir un gain de 10 % environ par son aileron.

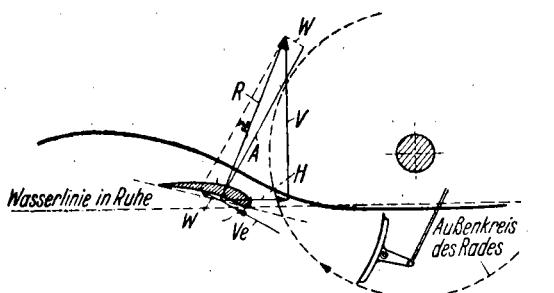


FIG. 33. — Aileron Süberkrüb. Le flux d'eau rencontrant l'aileron provoque une réaction dirigée vers l'avant.

Remarquons que l'emplacement de l'aileron est délicat à choisir, car la position de la vague dépend de la charge remorquée. Cette solution ne convient pas pour les *stern-wheelers*, car au moindre changement d'assiette la hauteur de l'aileron par rapport au plan d'eau varie. En outre, sur les fleuves charriant des masses de plantes dérivantes, celles-ci s'accrocheraient à l'aileron ; le profil étant ainsi modifié accidentellement, il en résulterait un supplément de résistance au lieu d'un gain.

8. PROPULSION A HÉLICE.

Il y a dix ans et même moins, il était généralement admis que la propulsion à hélice ne convenait guère pour les rivières tropicales. Cette croyance était solidement ancrée et même, encore à l'heure actuelle, il y a des partisans de la roue.

Cependant, ces dernières années, l'hélice a remplacé la roue sur tous les grands fleuves ; citons le Rhin, le Danube, le Mississippi et, enfin, le Congo, du moins pour la flotte belge. A l'heure actuelle, seuls les Français, et encore sur le Congo uniquement, mettent en ligne des bateaux à moteurs et à roues. Nous reviendrons plus loin sur la question.

Les objections contre l'hélice étaient sa vulnérabilité en cas de heurt d'obstacle, le danger d'y voir des paquets d'herbe s'y empêtrer de façon inextricable, la nécessité de mettre le bateau à sec pour débarrasser l'hélice des herbes y accrochées ou pour son remplacement, enfin, les objections majeures, la mauvaise marche arrière des bateaux à hélices en tunnel et leur rendement inférieur à celui des remorqueurs à roues.

Ces objections qui étaient valables voici quelques années n'existent plus, grâce aux progrès réalisés en matière de propulsion à hélice.

En 1932 à Hambourg, une communication du professeur HORN (1) faisait connaître une des plus grandes découvertes en matière de propulsion de navire : la tuyère Kort (*figure 34 et 35*).

Cet appendice, tout en augmentant sérieusement le rendement de l'hélice allait à la rencontre de la plupart des objections citées ci-dessus.

En effet, cet anneau hydrodynamique est de construction très solide et forme une très bonne protection contre les accidents mécaniques qui pourraient survenir à l'hélice lors des accostages ou échouages.

Pour les bateaux à faible tirant d'eau jusqu'à 1,50 m, par exemple, on peut prévoir une porte de visite au-dessus de l'hélice, de façon à permettre d'inspecter celle-ci et de dégager les herbes qui pourraient s'y être accrochées. En faisant la porte de visite assez grande, on peut même remplacer l'hélice sans devoir mettre le bateau à sec. En effet, un homme peut parfaitement se tenir debout sur la partie inférieure de la tuyère pour desserrer le boulon de fixation de l'hélice.

On pourrait objecter qu'un corps flottant entre deux eaux peut se précipiter dans la tuyère pendant le fonc-

(1) HORN, F. : professeur de théorie du navire à l'institut technologique de Charlottenburg, annexé à l'université de Berlin.

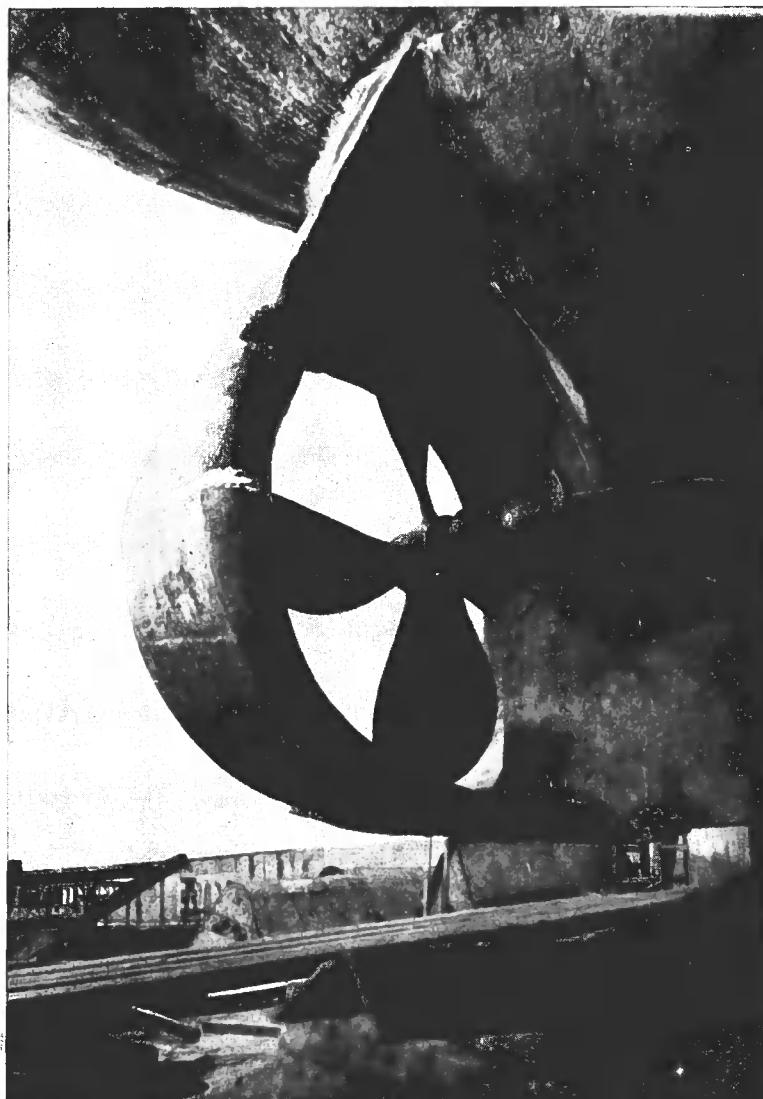


FIG. 34. — Tuyère Kort vue de l'avant vers l'arrière.



FIG. 35. — Arrière de bateau avec tuyère Kort.

tionnement de l'hélice. C'est exact ; mais s'il n'est pas trop résistant, il sera broyé entre le bout des ailes et l'anneau de la tuyère qui, au droit de l'hélice, est toujours renforcé, du moins dans la bonne construction. Si le corps flottant est résistant, il est vrai qu'on peut avarier l'hélice, mais une expérience à grande échelle durant cinq ans au Congo prouve qu'il y a moins de mécomptes avec les hélices en tuyère qu'avec les hélices libres.

Un phénomène que nous avons constaté dans les tuyères en usage au Congo belge est une corrosion-érosion dans le tiers inférieur de la tuyère, juste au droit de l'hélice. Nous disons corrosion-érosion, car nous sommes d'avis que l'origine de ce phénomène est la suivante.

Lorsque le bateau passe sur des hauts-fonds sableux, le sable est aspiré au travers de la tuyère et, vu sa grande vitesse de passage, il met à nu l'acier dans la partie inférieure de celle-ci. Même, il arrive que la tuyère soit littéralement traînée au travers d'un banc de sable lorsque l'arrière du bateau touche le fond, sans s'échouer. Nous avons vu des tuyères de 1,85 m de diamètre littéralement passées au sable sur une hauteur de 30 cm. L'acier était brillant comme poli au sable.

Dans ces conditions, un couple électrolytique se crée entre le bronze de l'hélice et l'acier de la tuyère, provoquant une corrosion. Le fond des pustules de corrosion est le siège d'un petit tourbillon d'eau éventuellement chargée de sable, d'où érosion.

Nous pensons qu'un remède pourrait aisément être trouvé à cet inconvénient. En effet, au droit de l'hélice, on adapte une tôle de 12 à 14 mm d'épaisseur pour résister au broyage éventuel de branches ou autres corps contre la tuyère. On pourrait construire cet anneau, qui n'a que 20 cm de hauteur environ, en acier inoxydable.

On pourrait aussi songer à laisser un intervalle suffisamment grand entre l'hélice et la tuyère. Toutefois,

les essais ont démontré que la différence des diamètres de ces deux organes doit être aussi petite que possible. Pour des hélices de 1,50 m à 2 m de diamètre, la pratique courante est de laisser 1 cm de jeu dans le haut de la tuyère et 2 cm dans le bas. Cette différence est justifiée, car, par suite de l'usure qui pourrait survenir dans le support de l'arbre d'hélice, celui-ci a une tendance à descendre.

Nous devons encore reparler de la marche arrière et du rendement des remorqueurs à propulsion par hélices. Ces deux points sont liés dans une certaine mesure, car les progrès apportés ces dernières années proviennent, tant pour l'un que pour l'autre, de la conception des formes.

Avant la deuxième guerre mondiale, pour les bateaux à faible tirant d'eau, dont le sommet de l'hélice était situé plus haut que la flottaison, il était d'usage de faire fonctionner l'hélice dans un tunnel de forme semi-cylindrique creusé dans le fond arrière du bateau. L'intersection entre le fond et le tunnel était une arête vive. Cette disposition éminemment mauvaise pour l'arrivée de l'eau à l'hélice donne une impression vraiment pénible depuis les connaissances nouvelles au sujet de l'écoulement des filets liquides aux environs de l'hélice (*figure 36, partie supérieure*).

De plus, ce tunnel débouchait vers l'arrière au-dessus de la flottaison, d'où impossibilité d'avoir de l'efficacité en marche arrière, car l'hélice aspirait de l'air, et le tunnel ne se remplissait pas d'eau.

Cette forme de voûte avait été inventée vers 1880, et il est intéressant de noter qu'un des tout premiers bateaux qui en fut équipé était le s/s *Peace* de GRENfell.

Pour tenter d'améliorer la marche arrière de ce type d'unité, on a inventé un volet mobile pivotant derrière le tunnel. Il s'agit cependant d'un pis-aller pour tenter de porter un remède à des formes défectueuses qui ne

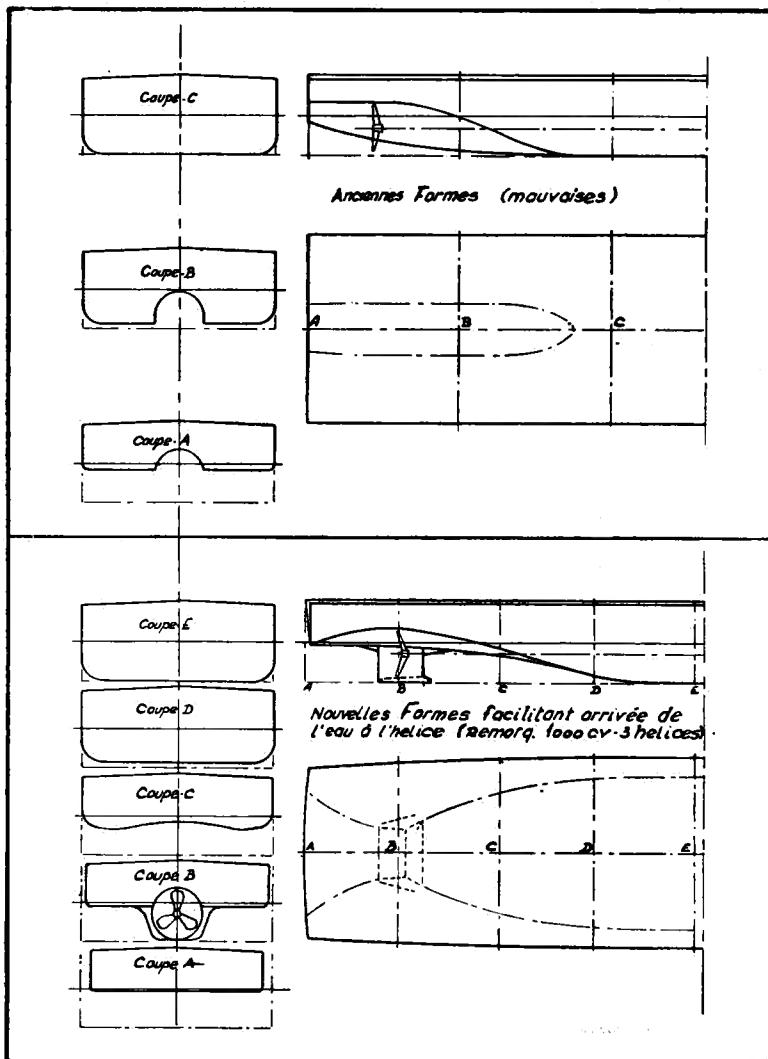


FIG. 36. — Formes anciennes et nouvelles des voûtes des bateaux tropicaux.

sont plus qu'un souvenir du passé. On a compris qu'il fallait absolument faciliter l'arrivée de l'eau à l'hélice et que la carène devait être dessinée en conséquence.

Le problème a été repensé et, suite aux discussions préliminaires et aux essais effectués au bassin de carène

de Wageningen, la forme arrière est engendrée par une transversale qui se relève graduellement et reste 5 cm sous la flottaison au droit du tableau arrière. En cours de route, cette transversale s'incurve graduellement à la manière d'un arc pour devenir une portion de circonférence au droit de l'hélice et se joindre à la tuyère ; derrière celle-ci, la courbure de l'arc diminue jusqu'à obtenir de nouveau une transversale rectiligne au tableau arrière (*figure 36*, partie inférieure).

Dans la vue en plan, on obtient la forme appelée double trompette. Toutes les lignes sont continues et peuvent aisément être suivies par les filets d'eau, sans risque de provoquer des tourbillons, ce qui n'est pas précisément le cas avec les formes d'arêtes vives des bateaux à tunnel.

Lors de la marche arrière, par suite de la légère immersion du tableau arrière il se forme un bourrelet d'eau empêchant toute rentrée d'air à l'hélice.

Pour obtenir le rendement optimum, il faut que la voûte ait une pente suffisamment douce devant et derrière l'hélice.

Cette forme de voûte s'applique aussi bien aux bateaux à plusieurs hélices. En fait, elle a été adoptée pour toutes les unités construites ces dernières années pour le Congo belge.

L'ensemble des améliorations citées ci-dessus a permis à l'hélice de détrôner la roue en matière de navigation fluviale.

Toutefois, avec des tirants d'eau réduits limitant le diamètre, il est nécessaire de choisir un nombre d'hélices permettant de fonctionner avec une vitesse de rotation et un rendement convenable.

On peut admettre, en principe, que l'hélice ne doit pas dépasser la flottaison de plus que le quart de son diamètre. Pour les grands remorqueurs congolais qui calent 1,20 m, on a adopté des hélices de 1,50 m de diamètre qui,

à 350 tr/min, absorbent une puissance de 350 ch. Pour cette dimension d'hélice, il s'agit d'un compromis raisonnable entre la puissance et la vitesse de rotation.

Si l'on se reporte à la *figure 26*, on a la relation entre la puissance à l'arbre, la vitesse de rotation et le diamètre de l'hélice. Afin de se rendre compte de ce qui advient lorsque la vitesse de rotation augmente et que le diamètre de l'hélice diminue, considérons un diagramme dressé par SCHAFFRAN (*figure 37*) qui donne le rendement du coefficient de charge diamétral $Cd = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e}$.

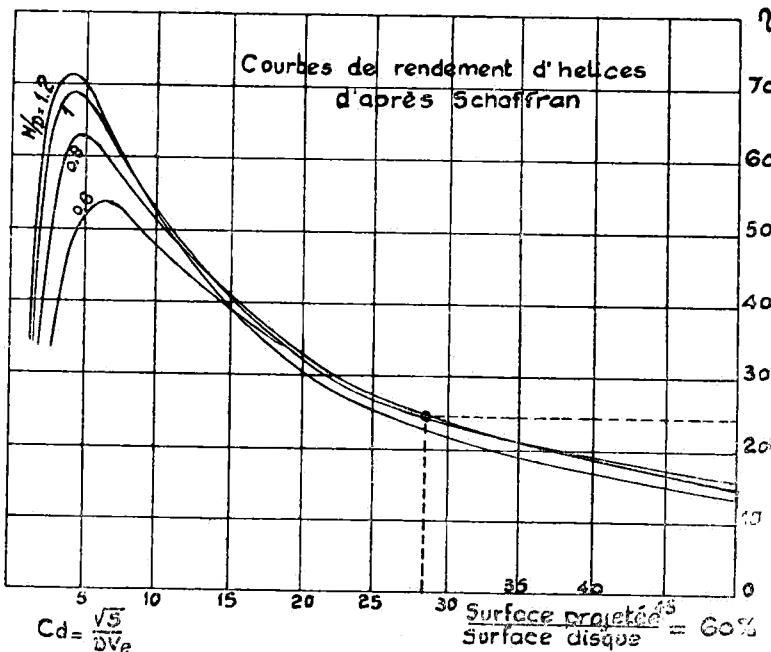


FIG. 37. — Courbe de rendement d'hélice, d'après Schaffran.

Dans cette expression

S = poussée de l'hélice en kg ;

D = diamètre de l'hélice en m ;

V_e = vitesse d'entrée de l'eau dans l'hélice en m/s ;

68 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

$$V_e = V(1 - \varpi) ;$$

V = vitesse d'avancement du bateau m/s ;

ϖ = coefficient de sillage.

Pour illustrer ce qui se passe lorsque la charge augmente et que, en conséquence, le recul devient plus grand, nous avons calculé le rendement du propulseur à partir du diagramme de SCHAFFRAN précité dans les différentes circonstances suivantes qui se rapportent, d'ailleurs, à du remorquage.

On a envisagé deux vitesses de navigation : 10,8 km/h et 7,2 km/h (ou 3 m/s et 2 m/s). Le coefficient de sillage est supposé être invariablement 0,15. On a supposé ensuite deux poussées de l'hélice : 3.000 kg et 5.000 kg. Finalement, on a supposé 3 diamètre d'hélice : 1,50 m, 1,20 m et 1,00 m.

Les résultats des calculs sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Vitesse km/h	Poussée kg	Diamè- tre de l'hélice D m	Vitesse de rota- tion n tr/min.	$C_d =$ $\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e}$	η hélice %	puissan- ce à l'arbre S H P ch
10,8	3.000	1,50	290	14,2	43,0	237
»	»	1,20	480	18	35,0	292
»	»	1,00	650	21,5	31,5	325
»	5.000	1,50	400	18,2	35,0	485
»	»	1,20	530	23,1	29,5	578
»	»	1,00	710	27,5	25,5	670
7,2	3.000	1,50	280	21,5	31,5	215
»	»	1,20	460	27,0	26,5	257
»	»	1,00	630	32,2	22,7	300
»	5.000	1,50	375	27,5	25,5	445
»	»	1,20	520	34,4	21,0	540
»	»	1,00	700	41,3	18,0	630

Ce tableau, plus que de longs commentaires, illustre l'effet néfaste d'une augmentation de la charge, donc du recul, sur une hélice. Rappelons qu'il a été dressé

à partir des diagrammes de SCHAFFRAN, donc avec une hélice bien immergée travaillant dans une eau profonde, mais sans tuyère Kort.

Avec la tuyère on peut sensiblement améliorer ces rendements comme expliqué plus haut et nous avons donné à la *figure 6* la méthode pour calculer le gain obtenu.

Cependant, comme nous l'avons indiqué, le champ de travail de l'hélice est influencé par le manque de profondeur. En outre, pour un remorqueur, l'effort au crochet diminue avec le manque de profondeur, car une partie plus importante de la poussée de l'hélice est absorbée pour faire avancer la coque du remorqueur dont la résistance à l'avancement augmente. Pour illustrer ce fait, nous reproduisons le diagramme relatif à des remorqueurs de 1000 ch à 3 hélices (*figure 38*). En ordonnée, on y a porté l'effort au crochet T , et en abscisse, la profondeur d'eau. Les courbes représentent les performances réalisées pour le point fixe (*bollard test*) ou vitesse nulle et les vitesses de navigation de 5,5 km/h, 7,5 km/h, 9 km/h, 10,5 km/h, 12,5 km/h, 14,5 km/h, 16,5 km/h.

Deux constatations découlent de l'examen de ce diagramme :

1) Lorsque la vitesse augmente, l'effort disponible au crochet diminue ; c'est compréhensible, car une part plus grande de la poussée de l'hélice doit être absorbée pour la propulsion de la coque du remorqueur.

2) L'effort disponible au crochet diminue avec la profondeur d'eau, et ce, d'autant plus rapidement, que la tranche d'eau sous la coque est plus faible.

Ceci démontre tout l'intérêt qu'il y a à supprimer les seuils d'une rivière qui limitent le tirant d'eau, donc le diamètre de l'hélice et la puissance qu'on peut lui faire absorber avec un rendement acceptable.

Ci-dessous, nous donnons un tableau résumant les

10 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

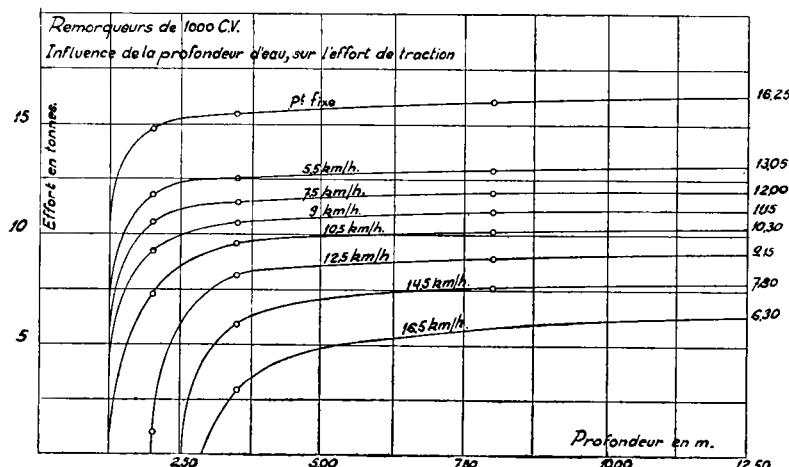


FIG. 38. — Influence de la profondeur d'eau sur l'effort au crochet d'un remorqueur.

données des hélices des grands remorqueurs en usage sur le Congo, le Rhin et le Mississippi.

Fleuve	Diamètre hélice m	tr /min	Puissance ch	Tirant d'eau m
Congo	1,50	350	350	1,20
Rhin	1,85 à 2,00	300	800 à 1000	± 1,60
Mississippi	2,75	175	1600	2,40

Pour faire absorber 1600 ch, une hélice suffit sur le Mississippi, deux sur le Rhin, mais il en faut cinq avec les tirants d'eau actuellement autorisés au Congo. Cette limitation du tirant d'eau provient surtout des seuils du Kasai ; dans son ouvrage sur le Kasai, M. E.-J. DEVROEY fait remarquer que les longueurs cumulées offrant respectivement un mouillage minimum de moins de 1,50 m, 2,00 m et 3,00 m sont respectivement de 8.520 m, 13.400 m et 34.370 m, ce qui est peu en regard des 606 km du Kasai.

Si les mouillages minimum des passes de navigation pouvaient être « rabotés » de façon à autoriser un tirant

d'eau de 1,50 m, une grande économie en résulterait pour la construction des remorqueurs et l'exploitation des grandes voies d'eau congolaises.

En effet, sans rien changer au remorqueur ni augmenter son équipage, on pourrait doubler sa puissance. Le tirant d'eau passant de 1,20 m à 1,50 m, on pourrait remplacer les hélices de 1,50 m absorbant 350 ch à 350 tr/min par des hélices de 1,85 m de diamètre absorbant 650 ch à 330 tr/min.

Pour une puissance double, le prix du remorqueur serait seulement majoré du coût du supplément de puissance, soit de 25 % environ. En exploitation, seuls la consommation de gasoil et l'entretien des machines principales seraient majorés. Tous les autres frais resteraient inchangés.

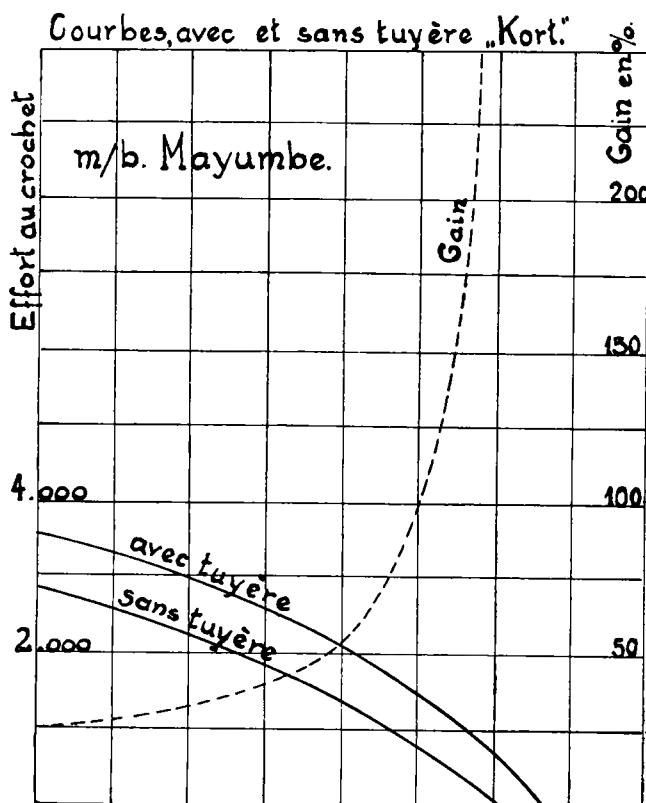
Nous pensons qu'il y a lieu de porter une attention toute particulière sur cet aspect de la question qui est généralement méconnu.

Quoi qu'il en soit, tout a été mis en œuvre pour obtenir des remorqueurs à hélice à haut rendement, malgré les circonstances difficiles dans lesquelles ils doivent être exploités.

Pour illustrer l'effort fait au Congo belge en matière de propulsion à hélice, nous citerons trois exemples de remorqueurs.

Le m/b *Mayumbe* est un remorqueur acheté par l'OTRACO ; il était en fonctionnement au port de Zeebrugge où cette unité travaillait sans tuyère Kort. Elle était actionnée par un moteur Diesel de 240 ch à 500 tr/min, l'hélice de 1,65 m de diamètre tournant à 250 tr/min.

Avant son expédition au Congo, le m/b *Mayumbe* fut équipé d'une tuyère Kort. Le diagramme de la *figure 39* donne les résultats d'essai avant et après transformation de l'unité. Dans le tableau ci-dessous, nous résumons les essais du m/b *Mayumbe* qui ont permis de dresser ce diagramme.

FIG. 39. — Diagramme du m/b *Mayumbe*.

	sans tuyère		avec tuyère	
	vitesse km/h	traction kg	vitesse km/h	traction kg
Point fixe	0	2.900	0	3.750
Remorque	9,0	1.600	9,0	2.360
Route libre	15,10	0	16,7	0

A la vitesse de 9 km/h, le gain obtenu était de 47 %. Il s'agit là d'une amélioration vraiment exceptionnelle.

Citons également les gros remorqueurs de 1000 ch à trois hélices en tuyère Kort dont 13 se trouvent actuellement au Congo belge. Ces remorqueurs forment l'ossature de l'exploitation sur les grands axes congolais.

Nous donnons ci-dessous les performances réalisées au Congo sur la base de vitesse de Léopoldville avec une de ces unités ; elles sont résumées dans le diagramme (*figure 40*) ci-contre :

	m/b Kunzulu		
	point fixe	remorque	route libre
vitesse	0	10,7 km/h	20,3 km/h
tr/min	335 tr/min	350 tr/min	350 tr/min
puissance effective	950 ch E	1005 ch E	750 ch E
effort au crochet	15.800 kg	10.200 kg	0
puissance utile	0	405 ch	0
rendement de traction	0	40,5 %	0

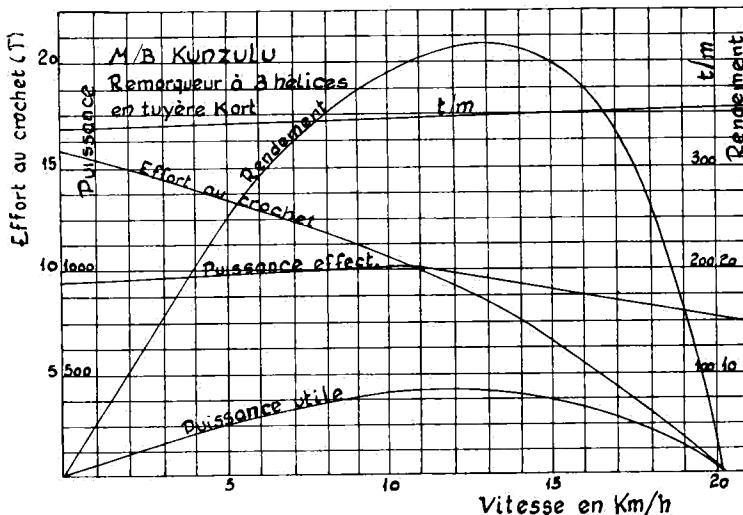


FIG. 40. — Diagramme du m/b *Kunzulu*.

Les performances de ces unités sont excellentes et elles ont donné toute satisfaction en exploitation.

Enfin, citons un cas extrême au point de vue difficultés de réalisation. Ce sont les petits remorqueurs de l'Itimbiri calant seulement 45 cm. Ils sont propulsés par deux hélices en tuyère Kort tournant à 900 tr/min et absorbant chacune une puissance de 125 ch. Ces

74 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

remorqueurs sont conçus pour la poussée. Les résultats d'essais obtenus sur la base de Battersea Park, sur la Tamise sont les suivants :

	Point fixe	Route libre
Effort au crochet	3.200 kg	0
Vitesse de navigation	0	18,73 km/h
Vitesse rotation moteur	1.800 tr/min	1.800 tr/min

La puissance n'a pu être mesurée et on n'a pas pu faire un essai de remorque sur la Tamise. Toutefois, aux essais en bassin cette unité poussant 9 barges de $24,00 \times 3,50 \times 0,45$ dans une profondeur de 0,90 m a réalisé une vitesse de 9 km/h avec une puissance totale de 196 HP.

Une nouveauté en matière de propulsion par tuyère est la tuyère orientable (*figures 41 et 42*).

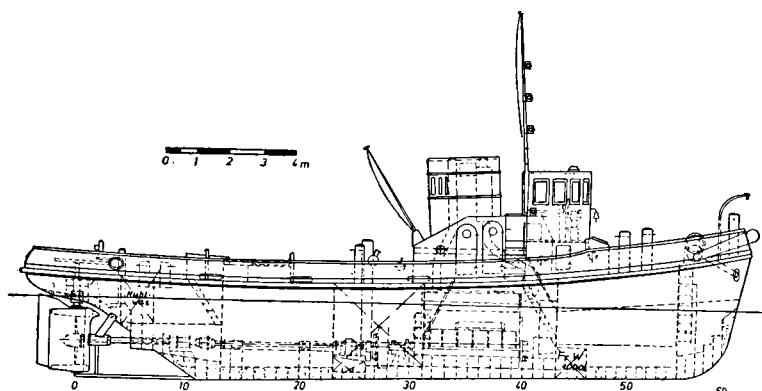


FIG. 41. — Tuyère Kort orientable.

Toute la tuyère peut pivoter autour d'un axe de rotation perpendiculaire à l'axe de l'hélice, de façon à faire dévier obliquement tout le flux d'eau sortant de l'hélice.

A son sommet, la tuyère pivote autour d'un axe

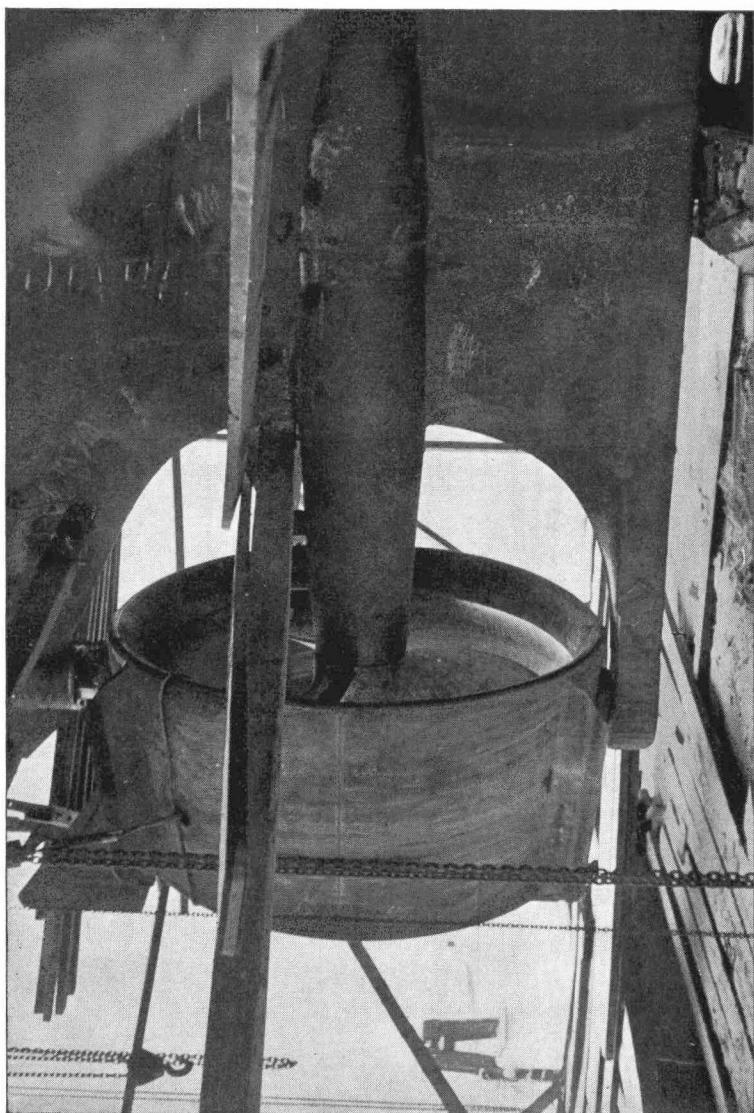


FIG. 42. — Tuyère Kort orientable.

encastré à l'intérieur du coqueron arrière ; à la base, la tuyère est supportée par un aiguillot soutenu par le talon de l'étambot.

Derrière l'hélice, un aileron vertical profilé soudé en haut et en bas aux parois de la tuyère augmente encore l'effet de giration.

La manœuvrabilité des remorqueurs à tuyères orientables est telle qu'elle surpassé tous les autres moyens imaginés, sauf le propulseur Voith-Schneider qui, à cet égard, est insurpassable. Cependant, grâce aux propriétés de la tuyère, on a toujours le gain dû à la succion qui, en remorquage, donne les rendements les plus élevés.

La manœuvrabilité est remarquable tant en marche avant qu'en marche arrière.

Grâce à cet ensemble de propriétés, les tuyères orientables commencent à connaître une vogue telle que de nombreux remorqueurs de rade actuellement en construction en Allemagne en sont pourvus.

L'ingénieur L. KORT a réussi à mettre au point la tuyère orientable adaptée aux hélices sous voûte. Le problème n'est pas aussi aisés, car la tuyère doit être suspendue dans le coqueron arrière et pivoter autour d'un pivot de très large diamètre pour limiter la pression sur celui-ci, afin d'éviter son usure lors de sa rotation.

La réalisation de tuyères orientables pour hélices sous voûte est particulièrement intéressante pour les remorqueurs en poussée.

En effet, on sait que ces unités doivent être pourvues de gouvernails derrière les hélices (*steering rudders*) et devant les hélices (*backing rudders*). Ces gouvernails devant pouvoir travailler séparément, il est indispensable de prévoir deux appareils à gouverner séparés, ce qui est assez onéreux et encombrant.

Grâce à la tuyère orientable, un seul appareil à gouverner suffirait tant pour la marche avant que pour une marche arrière. Ceci constituerait une sérieuse simplification dans la construction des remorqueurs en poussée.

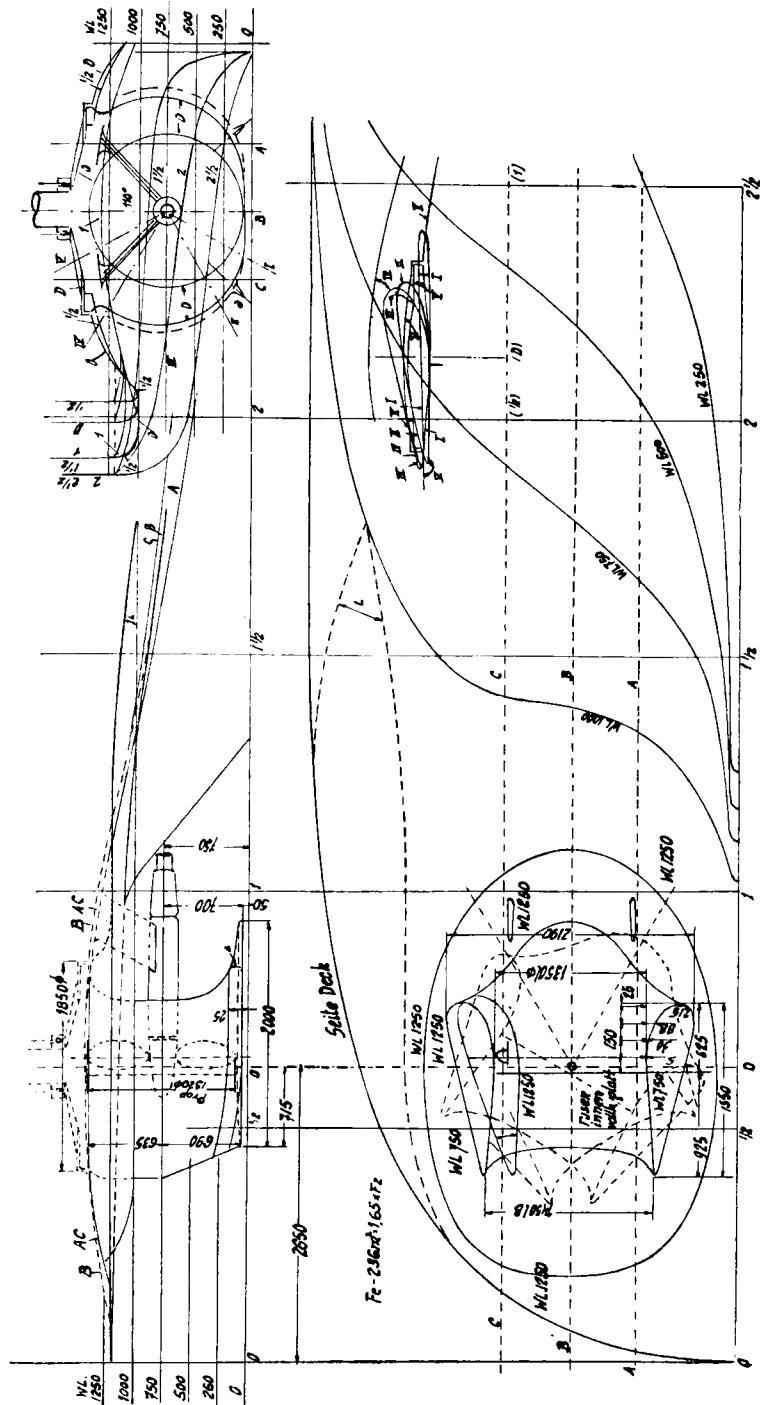


FIG. 43. — Tuyère Kort orientable pour hélices sous voûte,

La figure 43 donne les formes d'un bateau à hélices sous voûte équipé de tuyères Kort orientables. En pointillé, on remarque la position prise par la tuyère lors de la gouverne.

Le diagramme de la figure 44 fait apparaître les qualités manœuvrières remarquables de cette unité comparée

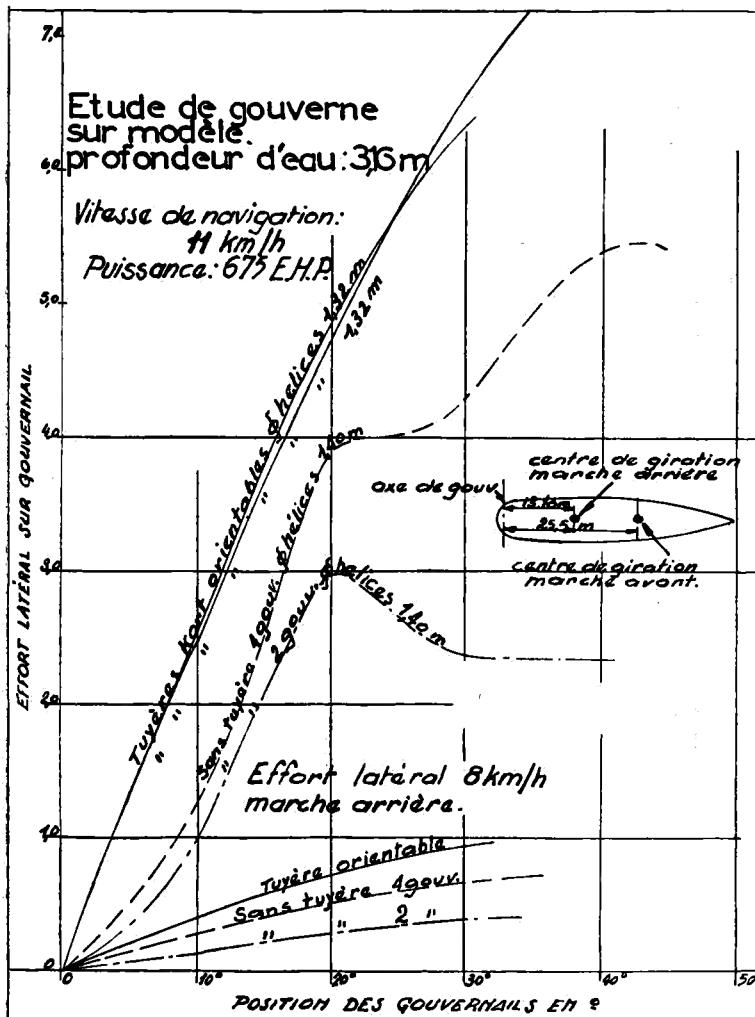


FIG. 44. — Diagramme de l'effort latéral de gouverne en fonction de l'angle de gouverne.

à celles équipées d'un ou même de deux gouvernails par hélice.

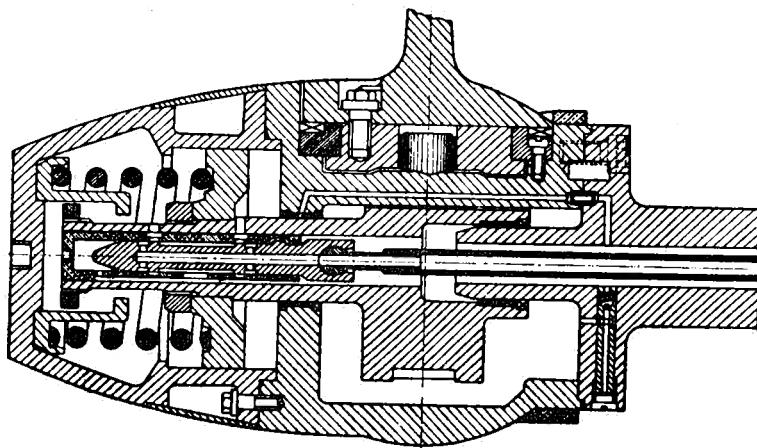


Fig. 45. — Section longitudinale du moyeu d'une hélice à pales orientables.

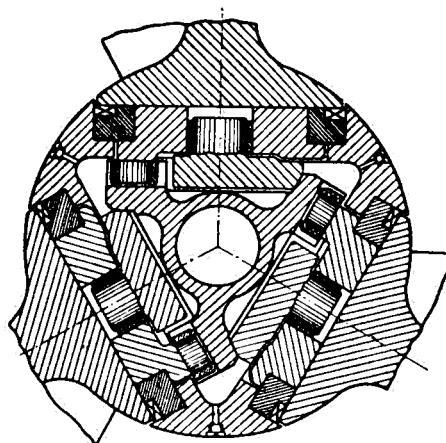


Fig. 46. — Section transversale du moyeu d'une hélice à pales orientables.

Il nous reste à parler d'une dernière question relative à la propulsion par hélice : c'est l'hélice à pas variable.

Afin qu'il n'y ait pas confusion sur les termes, précisons qu'il s'agit bien d'une hélice dont le pas peut

varier en faisant changer l'orientation des pales pendant la marche du bateau. De telles hélices sont construites à l'heure actuelle par plusieurs firmes.

Par le changement de pas de l'hélice en marche, on la rend capable d'absorber à chaque allure de marche, ou pour des états de charge différents, la pleine puissance du moteur qui l'actionne. Ceci n'est pas le cas des hélices à pas fixe.

Reportons nous aux essais du m/b *Kunzulu*. Nous constatons qu'au point fixe on absorbe 950 ch, mais la vitesse de rotation n'est que de 335 tr/min, c'est-à-dire que le limiteur de couple du moteur a fonctionné pour éviter de surcharger le moteur.

En remorque, régime pour lequel le propulseur a été calculé, on absorbe 1.005 ch à une vitesse de 350 tr/min.

En route libre, la vitesse de rotation de l'hélice reste maintenue à 350 tr/min, mais la puissance absorbée n'est plus que de 750 ch.

Cette fois-ci, c'est le limiteur de vitesse de rotation du moteur qui a fonctionné pour éviter que celui-ci ne dépasse la vitesse limite prévue.

La variation de charge de l'hélice dans ces différents cas provient de la variation de vitesse de navigation, donc du recul de l'hélice. Pour absorber la pleine puissance à tous les régimes, il aurait fallu diminuer le pas pour le point fixe et l'augmenter pour la route libre.

Pour illustrer les avantages de l'hélice à pas variable, nous donnons le graphique *figure 47* qui indique la poussée en fonction de la vitesse avec quatre types d'hélice différents : 1^o Une hélice pour la route libre (*freerunning*) ; 2^o Une hélice de remorque ; 3^o Une hélice, compromis entre les deux solutions précédentes ; 4^o Une hélice à pas variable.

On remarque que la courbe de l'hélice à pas variable coiffe l'ensemble des courbes des trois solutions précédentes et qu'elle est toujours la meilleure.

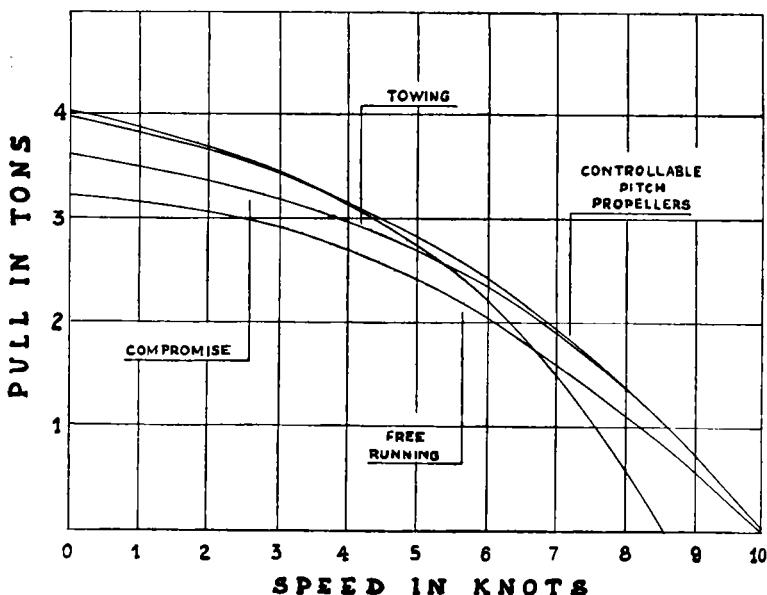


FIG. 47. — Courbe poussée vitesse montrant l'avantage d'une hélice à pas variable.

On pourrait alors se demander pourquoi son usage n'est pas plus répandu.

A cela, il y a, pensons-nous, trois raisons.

D'abord, il y a le fait que ces hélices sont plus délicates et qu'un déréglage est à craindre en cas de heurt. Bien que cet argument soit pertinent, il n'en faut pas abuser.

En deuxième lieu, il y a son prix très élevé.

Ensuite, tout n'est pas gain avec l'hélice à pas variable, car, dans les hélices ordinaires, le diamètre du moyeu atteint 20 % du diamètre de l'hélice ; avec pas variable, ce moyeu atteint 40 % du diamètre de l'hélice, soit le double. Il en résulte une perte de rendement. En effet, TAYLOR, dans son ouvrage *Speed and Power of Ships*, présente un graphique dont nous extrayons la figure 48 et qui donne les courbes de rendement en fonction du recul pour quatre hélices de 8" de diamètre, de caractéristiques

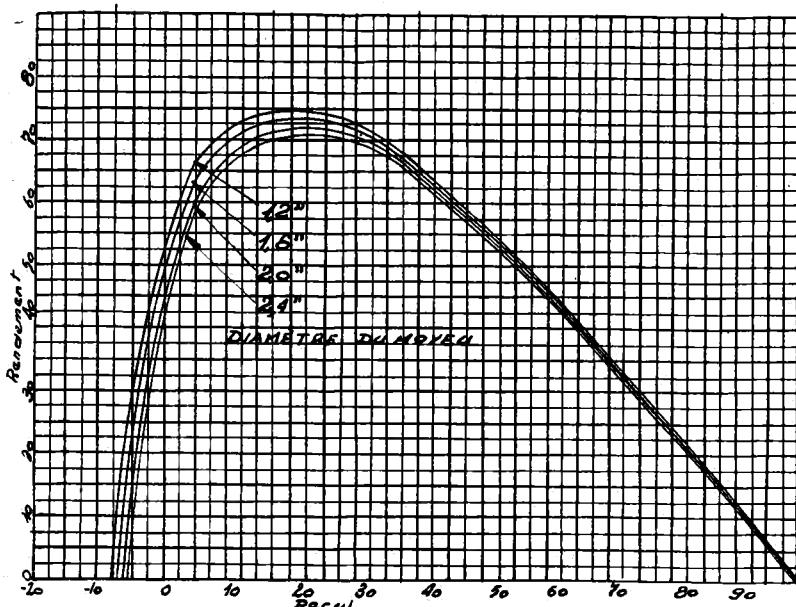


FIG. 48. — Influence du diamètre du moyeu de l'hélice sur le rendement.

identiques, sauf les diamètres des moyeux qui ont respectivement 1,2", 1,6", 2,0" et 2,4".

On constate que pour un recul de 50 %, qui correspond à du remorquage, le rendement de ces hélices varie de 50 % à 52 %. Donc l'hélice qui a le plus petit moyeu travaille avec 4 % d'efficacité de plus que celle qui a le plus gros moyeu. Ceci n'est pas négligeable.

Pourtant les hélices à pas variable rendent d'excellents services pour les bateaux à régime très variable comme les chalutiers ou les remorqueurs de rade.

Nous pensons toutefois que pour les remorqueurs de ligne en usage au Congo et travaillant 97 % de leur vie sous traîne, il est préférable de conserver une hélice à pales fixes, calculée pour le régime de remorquage.

Enfin, citons encore comme avantage de l'hélice à pas variable la possibilité d'obtenir la marche arrière

sans inverser son sens de rotation. On peut donc se dispenser de l'appareil d'inversion de marche.

Remarquons que ceci peut être aussi obtenu au moyen du *Kitchen rudder* (voir *figure 49*) qui est un dispositif à deux sortes de coquilles qui permet d'obtenir la marche avant, l'arrêt ou la marche arrière selon l'angle d'ouverture. Ce même dispositif permet simultanément de gouverner le bateau. Cet appareil ne convient que pour de très petites unités, car le frottement de l'eau contre les parois provoque une perte de rendement.

En ce qui concerne les hélices à pas variable, il existe deux types de construction.

Dans un premier type, les trois pales de l'hélice ont leur axe de rotation dans un même plan. La commande de l'orientation des pales peut se faire, soit mécaniquement, soit hydrauliquement.

Dans le second type, l'hélice comporte quatre pales situées deux à deux dans des plans parallèles légèrement distants l'un de l'autre.

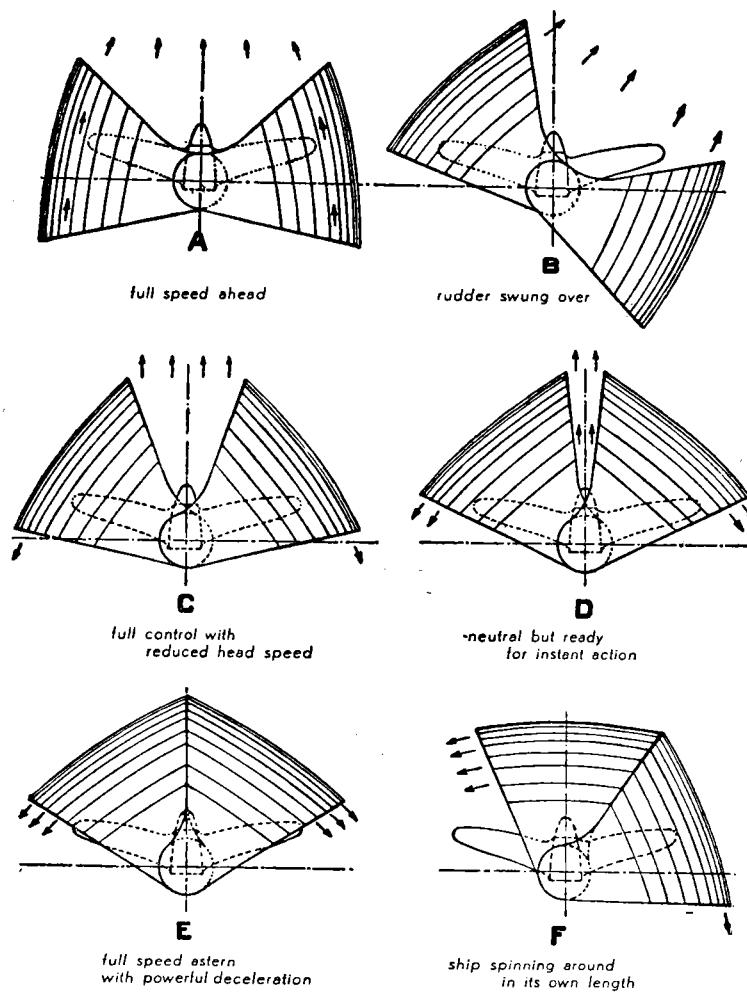
Signalons qu'en Hollande on a construit un remorqueur à tuyère Kort orientable avec hélice à pas variable.

L'armateur avait exigé une grande souplesse de manœuvre, un rendement élevé, à toutes les vitesses utilisation de la pleine puissance du moteur, une marche arrière aussi efficace que possible et une haute manœuvrabilité du remorqueur.

La solution adoptée résout entièrement le problème posé ; cette unité a d'ailleurs donné entière satisfaction à son propriétaire.

Il est intéressant de dire un mot des réalisations actuelles en matière de construction d'hélice.

On peut construire des hélices en fonte ; cette matière a l'avantage de ne pas être attaquée par l'eau de mer et de ne pas provoquer de couple galvanique avec l'acier de la coque. Toutefois, ces hélices sont souvent utilisées à titre d'essai lorsqu'il y a des doutes au sujet des caractéristiques.

FIG. 49. — *Kitchen rudder.*

téristiques à adopter. En effet, vu la fragilité de ce matériau et sa faiblesse de résistance au choc, on risque de briser un bout d'aile au moindre heurt. Dans ce cas, l'hélice est irréparable et doit être remplacée.

Généralement on choisit des hélices en bronze qui résistent mieux aux chocs. En cas de heurt violent, on risque de plier l'extrémité d'une aile, mais il y a

moyen de redresser celle-ci et de lui rendre sa forme primitive.

Les hélices en bronze ont, toutefois, l'inconvénient de donner lieu à couple galvanique avec l'acier de la coque. On y remédie en plaçant des électrodes en zinc sur la coque de façon à ce que le couple galvanique provoque un enlèvement de zinc, plutôt que celui de l'acier des tôles de la poupe du navire.

On peut aussi employer des enduits spéciaux pour la poupe, mais nous pensons qu'il y a lieu d'être très prudent dans ce domaine.

Un incident assez curieux au sujet des corrosions galvaniques nous a été signalé récemment.

On sait qu'il devient d'usage courant d'utiliser des buselures *cutless bearing* pour les sorties d'arbre dans les tubes d'étambot en lieu et place de buselures métalliques. Avec ces buselures en caoutchouc, l'arbre d'hélice est isolé et le circuit de la pile n'est pas fermé. Il en est résulté un effet de corrosion très vif des ailes des hélices. Le remède consiste à placer un balai de charbon frottant contre l'arbre et relié par un fil de cuivre à la coque.

Une nouveauté sur le marché est l'hélice en nylon. Évidemment, celle-ci évite tous les effets néfastes de la corrosion ; cependant on ne les construit pas en diamètre supérieur de 65 cm, du moins pour les hélices à pales fixes.

C'est spécialement pour les hélices à pales orientables que l'on envisage l'utilisation du nylon. En effet, il faut couler une centaine de pièces pour amortir le moule de coulée. Avec des pales orientables, la même aile, donc le même moule, peut servir pour des hélices de pas sensiblement différents. Il n'en est pas de même avec les hélices à pales fixes et il y a peu de chances d'avoir à fabriquer cent hélices de mêmes caractéristiques.

9. PROPULSION VOITH-SCHNEIDER.

C'est en 1926 que la Firme VOITH à Heidenheim acquit les droits d'exploitation du brevet de M. SCHNEIDER de Vienne qui avait inventé un propulseur à pales oscillantes, appelé aussi propulseur cycloïdal.

Jusqu'alors l'hélice et le gouvernail ne semblaient pas pouvoir être remplacés par un mécanisme unique pour les deux fonctions. Cette invention fut accueillie avec surprise et l'on doutait de son succès.

En 1929, la vedette de démonstration, le *Torqueo I*, fut la première unité équipée d'un propulseur Voith-Schneider et deux ans plus tard, c'était au tour du premier bateau commercial.

Ce moyen de propulsion se développa lentement et il fallut attendre jusqu'après la deuxième guerre mondiale pour voir son application se développer davantage.

Pendant ce temps, ce nouveau mécanisme avait fait sa maladie d'enfance. Certains perfectionnements améliorèrent la qualité du propulseur et augmentèrent son rendement.

Ce qu'on a souvent reproché à ce propulseur, c'est son prix et son poids.

Dans le tableau ci-dessous nous donnons les caractéristiques principales des propulseurs construits :

Puissance ch	Diamètre D	Hauteur des pales H	D × H m ²	Poids en kg
100	800	550	0,44	750
175	1000	650	0,65	1350
275	1200	800	0,96	2100
400	1400	900	1,26	3100
525	1600	1000	1,60	4200
725	1800	1150	2,07	5500
925	2000	1250	2,50	7000
1200	2200	1400	3,08	8750
1500	2400	1500	3,60	10750
2000	2600	1650	4,30	13000

Ce propulseur pèse environ 8 kg/ch, mais il ne faut pas perdre de vue qu'il permet de supprimer les gouvernails et l'appareil à gouverner, qu'il permet un gain de poids sur la ligne d'arbre qui peut tourner plus vite grâce au réducteur de vitesse compris dans le propulseur et qu'il permet de supprimer l'appareil d'inversion de marche en adoptant un moteur non réversible.

De plus, il permet une sérieuse simplification des formes arrières ; en effet, il ne faut plus prévoir de tunnel, ni de tôles à double courbure, relativement onéreuses. La forme arrière au droit du propulseur est plane et peut venir au ras de l'eau ; il est préférable, lorsque c'est possible, de maintenir le propulseur un peu sous la flottaison.

Ces simplifications rendent le propulseur Voith-Schneider compétitif, surtout pour les remorqueurs en poussée où l'on supprime un deuxième appareil à gouverner et deux *Backing rudders* par hélice. Comme la remorque en poussée exige une très grande manœuvrabilité, le propulseur Voith-Schneider semble particulièrement désigné pour cet usage.

Deux remorqueurs pousseurs de 700 ch à deux propulseurs Voith-Schneider entreront en ligne au Congo belge où ils seront mis en parallèle avec deux remorqueurs à 2 hélices en tuyère Kort de même puissance. Cette expérience est attendue avec curiosité.

En 1954, deux vedettes pour le transport des passagers ont été mises en ligne sur le lac Kivu ; elles ont rencontré un véritable succès auprès des usagers de la ligne Bukavu-Goma.

Les raisons qui ont conduit à adopter ce propulseur au Kivu sont identiques à celles qui en ont fait la popularité au lac de Constance. Sur ces deux lacs, les eaux sont régulièrement agitées et le vent pousse l'unité vers la rive où il faut accoster. Ces circonstances rendent les accostages laborieux et lents avec des hélices et des

gouvernails. Pour assurer l'horaire avec ponctualité et réduire la durée des accostages, le propulseur Voith-Schneider était la solution idéale.

Le ponton grue autopropulsé est devenu une application classique du propulseur Voith-Schneider.

L'application la plus originale que nous connaissons est le bac de passage du Rhin à Speyer. Comme le bac reçoit toujours les eaux latéralement pendant la traversée, la coque a été profilée de façon à faciliter l'écoulement transversal des filets liquides. Les deux moteurs de propulsions sont situés vers tribord et les deux propulseurs Voith-Schneider vers babord.

Le gain de temps de manœuvre avec ce bac de passage est tel qu'une seule unité suffit amplement à assurer le service alors que deux bateaux à hélices n'y arrivaient plus.

Mais l'application qui a, sans conteste, provoqué le plus grand développement du propulseur Voith-Schneider, c'est l'hydrotracteur (*figure 50*).

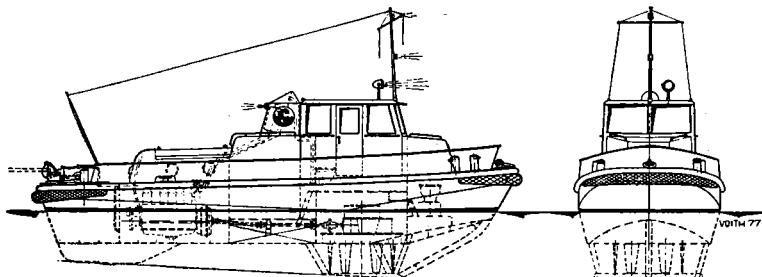


FIG. 50. — Hydrotracteur.

Ce petit remorqueur de rade de conception entièrement révolutionnaire possède le ou les propulseurs sous la coque environ au tiers de la longueur à partir de l'avant. Le moteur et la salle de machine se trouvent à l'arrière du bateau et le pilote qui tient en main les commandes du moteur et du propulseur se trouve à l'aplomb de celui-ci.

Le fait de placer le propulseur à l'avant du bateau est avantageux, car la succion s'exerce à l'avant de la coque et sa résultante est dirigée dans le même sens que la poussée des propulseurs lorsqu'on navigue en marche avant.

Il existe en Belgique actuellement cinq hydrotracteurs ; deux appartiennent à la Force Navale, deux à l'administration du Port de Bruxelles et un à une entreprise privée. Cette année même, deux hydrotracteurs de 300 ch à deux propulseurs seront mis en service au port de Léopoldville.

Ce type de remorqueur a l'avantage d'être de taille extrêmement réduite, d'avoir un bon rendement et de posséder des qualités évolutives vraiment étonnantes.

Il convient particulièrement bien pour évoluer dans des ports encombrés. Il a l'avantage d'éliminer totalement le danger de chavirement dans la manœuvre si dangereuse de freinage d'un grand navire lors d'un accostage.

En effet, cette manœuvre était exécutée en traînant à l'arrière du navire de mer un remorqueur de rade placé perpendiculairement au sens de marche du navire. Dans la phase finale du freinage, alors que la manœuvre doit être la plus efficace, l'effet de freinage devenait de plus en plus faible, parce que la vitesse diminuait.

Avec l'hydrotracteur, à chaque moment, la direction de l'effort de freinage peut être optimum et avec l'intensité maximum.

Pour cet usage, l'hydrotracteur est vraiment l'unité idéale.

Pour éviter que les pales ne heurtent le fond, une plaque de protection ayant un profil d'aile d'avion renversée est soutenue sous le propulseur par des tirants de forme circulaire.

De cette façon, une succion dans le sens favorable compense la résistance propre de cet appendice.

La commande d'un propulseur Voith-Schneider est particulièrement aisée, car la marche du bateau et sa gouverne sont commandées par un volant et un levier agissant dans le sens intuitif, permettant de régler à loisir la poussée en direction et en intensité.

La construction du propulseur est robuste et les pales sont en acier inoxydable, donc pas de corrosion, ni de couple électrolytique avec les tôles de la coque.

10. COMPARAISONS.

ASSOCIATIONS MOTEUR-PROPULSEUR.

Pour réaliser une bonne propulsion, il ne suffit pas de choisir un propulseur adéquat. Il faut que tout l'ensemble de propulsion soit harmonieux et que le moteur réponde aux exigences du propulseur en ce qui concerne le nombre de tours, le couple et la souplesse de manœuvre.

Il faut aussi que le poids de l'ensemble soit tel qu'il convienne pour la solution du problème posé.

Il y a vingt-cinq ans, la machine à vapeur assurait la propulsion de presque tous les automoteurs tropicaux. Elle avait le grand mérite d'être robuste, souple, de s'adapter aisément à des variations de couple importantes ; de plus, sa conduite était facile et un personnel de formation technique rudimentaire suffisait pour en assurer l'entretien.

L'âme de la machine à vapeur était la chaudière qui consommait des combustibles assez divers : charbon, fuel oil, bois, déchets de palmistes, etc. Ceci offrait l'avantage non négligeable du combustible trouvé sur place dans un pays qui s'éveillait à la vie économique.

Ces machines n'exigeaient pas de combustible importé, ce qui soulageait d'autant les transports. D'autre part, la production locale de combustible était parfois irrégulière.

lière, mais néanmoins, cette méthode était la plus économique.

Avec les progrès de la technique, le moteur Diesel s'introduit progressivement dans la navigation tropicale, et il détrône rapidement la machine à vapeur.

Le tableau ci-dessous donne la proportion de puissance Diesel dans la flotte OTRACO au cours des dernières années.

Année	Puissance totale	Puissance Diesel	% Diesel
1939	16.000	1.908	12,4
1948	25.338	5.600	22,0
1949	32.433	10.720	33,1
1950	36.721	11.820	32,2
1951	39.546	14.520	36,7
1952	43.646	19.020	42,5
1953	49.851	23.240	46,7
1954	51.746	24.170	46,8
1955	52.796	26.070	49,5

Dans les années à venir, le pourcentage de propulsion Diesel au Congo augmentera sérieusement, car une étude est entreprise pour remplacer les machines à vapeur des plus gros remorqueurs *stern-wheelers* congolais par des moteurs Diesel.

Le moteur Diesel possède d'incontestables avantages sur la machine à vapeur ; mais il exige, en revanche, un personnel technique de meilleure formation pour sa conduite et son entretien.

Un des principaux avantages du moteur Diesel est son poids notablement plus faible et son encombrement plus réduit que celui d'une machine à vapeur.

La chaudière seule, y compris l'eau, pèse 100 à 110 kg / ch i⁽¹⁾. Il faut encore ajouter le poids de la tuyauterie, du réchauffeur, des pompes, des filtres à eau, de la

⁽¹⁾ ch i = cheval vapeur indiqué.

machine proprement dite et du propulseur, avec sa ligne d'arbre.

Pour une installation à hélice, on est conduit à un poids total de 140 kg /ch i et pour une installation à roues de 190 à 220 kg /ch i.

Le poids par ch du moteur Diesel est sensiblement inférieur à celui de la machine à vapeur. Cependant, pour les climats tropicaux, on aura soin de considérer que la puissance du moteur Diesel est réduite par suite de l'altitude, de la température et du degré hygrométrique de l'air. Ainsi pour les conditions du bief Léopoldville-Stanleyville (280 à 426 m d'altitude), la perte de puissance est de 12,5 % ; au lac Kivu (1426 m) elle est de 25 % environ, par rapport aux conditions de référence usuelles en Europe.

Avec des moteurs Diesel à régime lent, le poids par ch de l'installation de propulsion à hélice est de 50 kg /ch e pour les moteurs 4 temps et de 30 kg /ch e pour les moteurs 2 temps.

Avec des moteurs à régime rapide, le poids par ch de l'installation de propulsion est seulement de 20 à 15 kg /ch e environ.

Cependant si le moteur Diesel n'est plus contesté pour la navigation tropicale et la navigation fluviale, les avis sont partagés en ce qui concerne les moteurs rapides et les moteurs lents. Nous ne discuterons pas ici les mérites respectifs de ces deux solutions.

En pratique, au Congo, on a adopté jusqu'à présent les moteurs lents pour la propulsion des grosses unités fluviales et des moteurs rapides avec réducteur de vitesse pour les petites unités.

Nous disons que le moteur Diesel n'est plus contesté pour la navigation fluviale ; ceci est exact, à notre avis du moins, lorsqu'on l'associe à une hélice ou à un propulseur Voith-Schneider. En effet, l'hélice peut être attaquée directement par le moteur, ou par l'intermé-

diaire d'un réducteur 1/2 ou 1/3 dont les dimensions sont raisonnables.

En effet, le nombre de tours à l'hélice est assez élevé ; pour les gros remorqueurs congolais, il est de 350 tr/min.

La relation entre la puissance, le couple et la vitesse de rotation est :

$$P = \frac{2\pi N}{60} M$$

P étant la puissance en kg m/s,

N étant le nombre de tours par minute,

M étant le couple en kg/m.

La vitesse de rotation des roues à pales articulées des remorqueurs congolais est de 40 tr/min pour les unités de 850 ch i et 32 tr/min pour celles de 175 ch i ; il s'ensuit que, à puissance égale, le couple moteur d'une roue est environ dix fois supérieur à celui d'une hélice, avec comme conséquence des engrenages de dimensions beaucoup plus fortes et des réducteurs de vitesse d'un poids beaucoup plus grand.

De plus, ce réducteur de vitesse formant aussi renvoi d'angle, l'axe du moteur Diesel étant perpendiculaire à celui de la roue arrière, on installe un poids considérable à l'extrême arrière de la coque, sur le coqueron supportant les paliers intérieurs des arbres de roue. Il faut donc installer des poids importants à l'avant du bateau pour conserver une assiette convenable et la coque est ainsi soumise à des moments de flexion assez grands qui exigent de la renforcer.

Il faut encore considérer que la machine à vapeur encaisse facilement des coups de puissance, celle-ci n'étant limitée que par la capacité de vaporisation de la chaudière. Il n'en est pas de même du moteur Diesel qui supporte avec beaucoup moins de facilité les surcharges.

Ceci est évidemment assez gênant lorsqu'on associe le moteur Diesel à la roue, car par suite de la grande inertie de cette dernière lors du démarrage ou pendant les manœuvres, il peut se créer des pointes de puissance assez grandes. Aussi, pour protéger le moteur contre les surcharges, il convient de placer un limiteur de couple entre celui-ci et le réducteur de vitesse. Au Congo français, plusieurs *stern-wheelers* à moteurs Diesel ont été équipés de coupleurs à poudre. Cet appareil se compose d'une coquille fixée rigidement à l'arbre moteur et contenant une poudre d'acier doux.

A l'intérieur de cette coquille se trouve un plateau fixé rigidement sur l'arbre moteur du réducteur de vitesse. Lorsque le moteur Diesel démarre, la poudre est projetée par force centrifuge contre la paroi de la coquille et ainsi, par frottement, le plateau intérieur est mis en mouvement jusqu'au moment où il est bloqué par la poudre et qu'il tourne sans glissement par rapport à la coquille extérieure. Le couple maximum à transmettre est réglé par la quantité de poudre contenue dans la coquille, ainsi il est possible de protéger le moteur Diesel contre des surcharges exagérées.

Tous ces organes de propulsion exigent de l'entretien, absorbent une partie de la puissance et sont assez pondéreux.

Pour fixer les idées, citons un cas étudié à l'occasion de la transformation d'un *stern-wheeler* de 850 I.H.P.

Les caractéristiques principales de l'unité étaient les suivantes :

Longueur entre perpendiculaires :	52,50 m ;
Longueur hors tout :	59,50 m ;
Largeur hors membrures :	12,50 m ;
Tirant d'eau :	1,20 m .

Pour motoriser l'unité, il fallait remplacer la machine à vapeur de 850 I.H.P. par deux moteurs diesel développant chacun 375 E.H.P., soit 750 E.H.P. au total.

94 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

Les poids des organes de propulsion à placer derrière ces moteurs sont les suivants :

Roues :	23 t
Réducteurs de vitesse :	20 t
Coupleurs à poudre et arbres :	1,5 t
Total :	<u>44,5 t</u>

soit un poids de 60 kg/ch e environ, ce qui est énorme.

Si l'on transforme l'arrière de la coque, et qu'on place deux hélices en tuyère Kort, l'ensemble des organes de propulsion, tels que hélices, arbres, paliers de butée, paliers ordinaires, ne pèse que 6 t pour les 750 E.H.P., soit 8 kg/ch e.

Grâce au gain de poids important réalisé, et à la grande largeur de coque exigée par les roues, il est possible de placer un troisième moteur et une troisième ligne d'arbre. Ainsi la puissance de l'unité se trouve augmentée de 50 %.

On pourrait songer à attaquer les roues par des moteurs Diesel plus puissants pour porter la puissance à 1.000 E.H.P. par exemple. Mais, en conservant la roue existante, dont la largeur ne peut être augmentée, car elle est limitée par celle de la coque, il faudrait augmenter sa vitesse de rotation qui serait portée à

$$40 \times \sqrt[3]{\frac{1000}{750}} = 44 \text{ tr/min.}$$

Ceci aurait un effet assez néfaste sur le rendement de propulsion. En effet, si l'on se rapporte au diagramme de VOLPICH (*figure 12*) se rapportant aux roues à pales articulées, on calcule qu'avec un diamètre extérieur de 3,80 m pour une vitesse de navigation de 12 km/h (ou 6,5 nœuds) le rendement de propulsion tombe de 47 % à 39 %. Pour 33 % d'augmentation de puissance et 10 % d'augmentation de la vitesse de rotation, on a

une perte de rendement de $\frac{47 - 39}{47} = 17\%$, ce qui est énorme.

En passant de 750 à 1.000 E.H.P., la puissance utile passe seulement de 352,5 U.H.P. à 390 U.H.P. Le gain réalisé ainsi est assez maigre.

D'autre part, un armement français qui a construit des bateaux à moteurs Diesel propulsés par roues et d'autres par hélices a constaté que pour une puissance identique ceux à roues coûtent environ 25 % plus cher de construction. L'entretien des roues à pales articulées est aussi beaucoup plus important que celui des lignes d'arbre à hélice. En effet, chaque pale comporte 4 articulations qui sont réalisées au moyen d'un pivot en acier et une buselure en métal blanc.

La vie des buselures est de 1.250 à 1.500 heures de navigation ; celle des pivots est le double, soit 2.500 heures à 3.000 heures.

Comme un grand remorqueur à moteurs Diesel navigue 5.000 heures par an, il faut renouveler annuellement les buselures environ quatre fois et les pivots deux fois.

Pour des puissances élevées, du point de vue constructif, chaque roue est subdivisée en deux demi-roues, afin d'éviter des pièces de poids trop élevé. Ainsi, les remorqueurs de 850 I.H.P., dont question ci-dessus, possèdent en réalité 4 roues à 7 pales chacune. Il y a donc au total $4 \times 7 \times 4 = 112$ articulations à surveiller et à entretenir.

Jusqu'ici, nous avons parlé du *stern-wheeler* parce que nous estimons que le *side-wheeler* convient mal pour la navigation sur les fleuves tropicaux. En effet, les roues latérales sont trop exposées aux chocs contre la rive, les roches et les obstacles de toute nature. Les accostages doivent se faire la plupart du temps à des beachs naturels sans mur de quai, ni appontement. Bien que le rendement de la roue latérale soit 15 % plus élevé que

celui de la roue arrière, ce type de propulseur ne se rencontre guère sous les tropiques. La seule unité de ce genre existant au Congo, le s/w *Kalina*, a peut-être donné toute satisfaction au point de vue rendement propulsif, mais des incidents assez nombreux ont immobilisé longuement cette unité et ont coûté cher de réparation.

Le *side-wheeler*, par contre, a rencontré un grand succès sur les lacs européens, sur le Rhin et sur le Danube, ces fleuves devant être considérés comme canalisés, vu l'importance des travaux qui y ont été entrepris.

Les *side-wheelers* disparaissent cependant progressivement avec l'apparition des remorqueurs à moteurs et à hélices. Toutefois, sur la Moldau et le Danube, on a construit certaines unités à moteurs et à roues latérales. Par rapport aux *stern-wheelers*, les *side-wheelers* permettent de concentrer les poids dans la partie centrale de la coque, au lieu de les disposer aux extrémités, mais les autres inconvénients subsistent.

Si nous portons nos regards du côté des États-Unis d'Amérique, nous constatons qu'avant 1940 les remorqueurs et les courriers étaient tous des *stern-wheelers* à vapeur. Pendant une courte période de transition, on a vu apparaître vers 1938 des *stern-wheelers* à moteurs Diesel.

Mais, c'est à cette époque également que la tuyère Kort commençait à être connue et que les essais montraient que, dans des conditions normales de remorquage, elle permettait de réaliser un gain de 30 à 40 % par rapport à l'hélice libre. Aussi, la propulsion par moteur Diesel attaquant une hélice en tuyère s'est tout à fait généralisée et la roue est pratiquement abandonnée dans les unités construites récemment.

Faut-il en conclure que la roue doit être complètement abandonnée comme propulseur ? A cette question on peut répondre affirmativement lorsqu'on dispose d'un tirant d'eau de 1,20 m ou même de 1,00 m, car il est

possible de faire absorber une puissance suffisante par l'hélice, avec un rendement acceptable.

Pour des tirants d'eau inférieurs jusqu'à 0,60 m, nous pensons que la roue convient mieux, mais il faut alors l'attaquer avec une machine à vapeur.

Pour des bateaux de puissance inférieure à 150 ch il faut s'en tenir à la roue à pales fixes, sinon le poids du propulseur et son coût sont fort élevés par rapport à la puissance. Le rendement de ce propulseur est nettement inférieur à celui à pales mobiles, mais on s'y retrouve en frais d'entretien, d'autant plus que les petites unités à roue sont souvent envoyées dans les sections amonts de rivières avec des équipages de moins bonne formation technique qui sont isolés et livrés à eux-mêmes. Dans ce cas, la simplicité de l'installation prévaut.

Toutefois, d'après notre expérience, la limite de tirant d'eau pour construire économiquement un *stern-wheeler* est 60 cm.

En dessous de ce tirant d'eau on se heurte à deux inconvénients. D'abord, les dimensions de la coque doivent devenir anormalement grandes pour la puissance, ensuite, on ne peut plus assurer une immersion suffisante de la roue pour obtenir un bon rendement, du moins pour le remorquage.

En dessous de 60 cm de tirant d'eau il faut avoir recours au moteur Diesel rapide attaquant une ligne d'arbre par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse 2/1 ou 3/1. Le diamètre de l'hélice sera choisi de façon à ne pas être supérieur de 25 % au tirant d'eau et, dans un cas aussi extrême, la tuyère Kort s'impose.

Évidemment, par suite de la vitesse de rotation élevée de l'hélice et de son diamètre réduit, il ne faut pas s'attendre à des rendements extraordinaires.

Avec les petits remorqueurs de l'Itimbiri ayant un tirant d'eau de 45 cm et poussant 9 barges de 24 m ×

3,50 m \times 0,45 m dans une profondeur d'eau de 0,90 m a une vitesse de 9 km/h, le rendement de propulsion valait 33 %. Le remorqueur était équipé de deux hélices en tuyère Kort de 0,63 m absorbant chacune 98 ch à 900 tr/min.

Une pareille performance est acceptable eu égard à la rigueur des conditions de navigation.

Que faut-il penser de l'hélice à pales, orientables ? Comme nous l'avons vu, grâce à la variation de pas obtenue en modifiant l'orientation des pales on utilise à tous les régimes de vitesse de navigation la pleine puissance du moteur Diesel en conservant une vitesse de rotation constante. L'idéal serait même d'adapter le pas automatiquement par un système servo, contrôlé par la température d'échappement, ainsi que l'a proposé M. SOZONOFF (¹).

En outre, l'hélice à pales orientables évite de devoir inverser le sens de marche du moteur et même de la ligne d'arbre.

Cependant, comme nous l'avons vu, pour un régime bien déterminé, une hélice ordinaire de diamètre égal aura un rendement supérieur à celui de l'hélice à pas variable. En outre, le prix des hélices à pas variable est extrêmement élevé, de l'ordre de vingt fois celui d'une hélice à pales fixes. Aussi, l'hélice à pales orientables ne se justifie-t-elle que pour des unités qui doivent naviguer à des régimes très variables et qui doivent souvent manœuvrer.

Pour des chalutiers qui doivent rapidement aller sur le lieu de la pêche et en revenir, et qui doivent traîner leur chalut pendant la pêche, on pourrait songer à adopter une hélice à pas variable.

Cependant, à Ostende, un chantier hautement spé-

(¹) SOZONOFF : ingénieur naval, directeur technique de la Compagnie Maritime Belge.

cialisé dans la construction de chalutiers a préféré à cette solution un réducteur-inverseur à démultiplications variables, imaginé par le mécanicien allemand Frantz SÜBERKRÜB, déjà mentionné. Ce réducteur-inverseur est attaqué par deux moteurs Diesel d'égale puissance, qui peuvent être embrayés sur l'hélice par trois vitesses avant et une vitesse arrière, chacun des embrayages étant commandé hydrauliquement par pression d'huile à partir d'un pupitre de commande centrale.

Cette solution convient bien pour un chalutier, car ce type de bateau navigue à des régimes très différents, et doit rarement changer de régime ou inverser le sens de marche.

Pour un remorqueur de rade, appelé à de nombreuses manœuvres, l'hélice à pales orientables est mieux adaptée, mais son prix très élevé et le coût des réparations en cas d'avarie restent des obstacles à la généralisation de son utilisation.

Les grands remorqueurs tropicaux de ligne naviguent environ 97 % du temps en poussant ou en tirant une traîne de barge dont la composition n'est pas tellement variable. La vitesse de remorquage reste comprise entre 11 km/h et 9 km/h. Dans ces conditions, la solution la plus économique consiste à choisir une hélice adaptée, au régime normal de remorque et prévoir des moteurs avec une légère réserve de puissance.

Les moteurs Diesel doivent être prévus avec un limiteur de couple et un limiteur de vitesse de rotation agissant sur la quantité de gasoil injectée dans les cylindres.

La comparaison des remorqueurs à hélices avec ceux à roues peut se faire à partir d'essais publiés dans le travail de GEBERS.

Ces essais se rapportent à deux remorqueurs calant 1,20 m et naviguant dans une profondeur d'eau de 4 m. Un des remorqueurs est pourvu de deux roues latérales,

tandis que l'autre est propulsé par deux hélices sous voûte de 1,40 m de diamètre.

Nous avons traduit les essais de GEBERS dans un diagramme qui donne, pour une vitesse déterminée, en abscisse l'effort total au crochet du remorqueur et en ordonnée le nombre de kg au crochet par cheval effectif.

Nous reproduisons aux figures 51 et 52 deux diagrammes relatifs aux vitesses de 10 et 12 km/h.

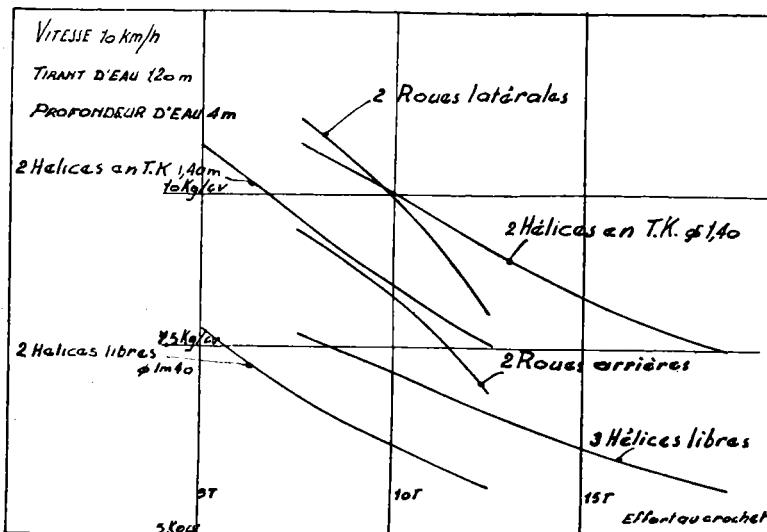


FIG. 51. — Comparaison des remorqueurs à hélices et à roues. — Vitesse 10 km/h.

Sur ce diagramme, on remarque six courbes qui ont été obtenues de la façon suivante :

1) 2 hélices libres ø 1,40 m : directement extraite des essais de GEBERS.

2) 3 hélices libres ø 1,40 m : obtenue en majorant les abscisses de la courbe précédente de 50 %. En effet, les trois hélices d'un remorqueur à voûtes travaillent dans les mêmes conditions ; donc l'effort au crochet par cheval reste le même, mais comme il y a trois hélices au lieu de deux, l'effort total au crochet sera majoré de 50 %.

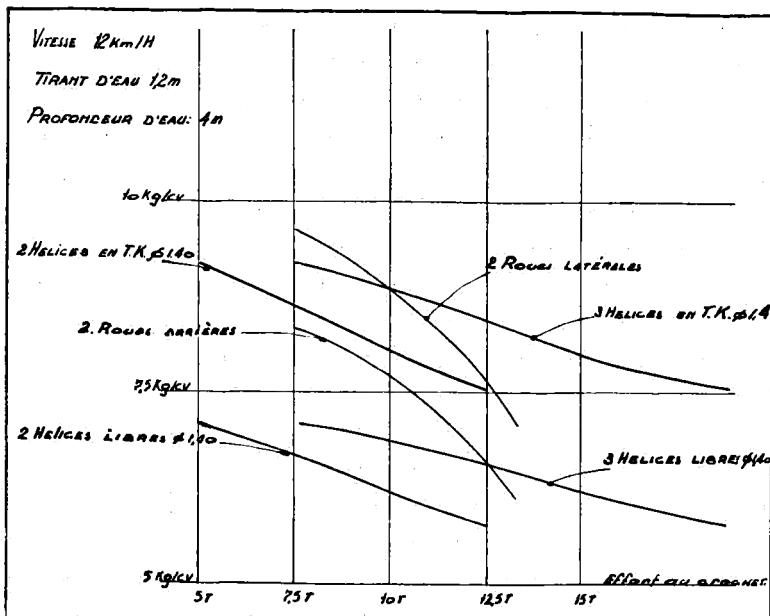


FIG. 52. — Comparaison des remorqueurs à hélices et à roues. — Vitesse 12 km/h.

3) 2 hélices en tuyère Kort de 1,40 m de ϕ : les ordonnées de la courbe relative au remorqueur à 2 hélices libres ont été majorées de 30 %, car dans ce cas la tuyère Kort améliore le rendement de propulsion d'au moins 30 %.

4) 3 hélices en tuyère Kort de 1,40 m de ϕ : comme pour la courbe précédente, les ordonnées relatives au remorqueur à 3 hélices libres ont été majorées de 30 % pour les mêmes raisons.

5) 2 roues latérales : directement extraite des essais de GEBERS.

6) 2 roues arrières : d'après l'expérience obtenue au Congo, les *stern-wheelers* ont un rendement de 15 % moins élevés que les *side-wheelers*.

Ces courbes sont extrêmement intéressantes, car elles permettent de classer les six types de remorqueurs étudiés.

On remarque que pour une puissance de 1.000 E.H.P. le remorqueur à roues latérales et celui à 3 hélices en tuyère font des performances identiques.

Ces deux unités sont nettement supérieures au remorqueur à deux hélices en tuyère et au *stern-wheeler* qui ont des performances à peu près équivalentes.

Les moins bonnes unités sont celles à hélices libres.

On constate que lorsqu'on charge une roue, son rendement diminue plus rapidement que celui de l'hélice. Ce fait est confirmé lorsqu'on compare les figures 28 et 40 qui représentent les performances du *stern-wheeler* *Luebo* et du remorqueur à 3 hélices en tuyère m/b *Kunzulu*. En effet, on constate que l'effort de traction au point fixe est relativement plus faible pour le *stern-wheeler* que pour le bateau à hélice.

C'est là une caractéristique de la roue : elle convient moins bien pour les fortes charges, donc les remorqueurs.

Nous avons dit que le moteur Diesel pouvait être associé avec une hélice ou un propulseur Voith-Schneider. Ici, grâce à des essais faits au bassin de carène de Wageningen pour des remorqueurs du Kasai de 700 E.H.P., nous avons une base de comparaison intéressante pour discuter des mérites respectifs de ces propulseurs.

Trois modèles de remorqueur à l'échelle 1/11 ont été essayés. L'un était pourvu de deux hélices sous voûte, un second, de deux hélices sous voûte en tuyère Kort, un troisième, de deux propulseurs Voith-Schneider protégés par une plaque inférieure profilée.

Les caractéristiques principales des unités essayées étaient les suivantes :

Longueur entre p.p.	42,5 m ;
Largeur hors membrures	10,5 m ;
Tirant d'eau	1,2 m ;
Déplacement :	
hélices en tuyère	416 m ³ ;
hélices sous voûte	415 m ³ ;
Voith-Schneider	412 m ³ .

Les hélices avaient un diamètre de 1,50 m et les propulseurs Voith-Schneider un diamètre de 2,20 m et une hauteur de pale de 1 m.

Ces remorqueurs poussaient quatre barge dont les caractéristiques principales étaient les suivantes :

Longueur entre p. p.	65,0 m ;
Largeur hors membrures	11,5 m ;
Tirant d'eau	1,5 m ;
Déplacement	1065 m ³ .

Les résultats sont donnés ci-dessous pour une profondeur de 3,50 m.

Vitesse km/h	Puissance en chevaux		
	hélices sous voûte	hélices en tuyère Kort	propulseurs Voith-Schneider
6	228	154	161
7	345	238	259
8	496	350	400
9	693	497	599
10	951	698	859
11	1.306	979	1.183
12	1.815	1.377	—

On peut en tirer les conclusions suivantes :

- 1) Les trois types de propulsion se classent dans l'ordre suivant pour la remorque d'un convoi dans les conditions de l'essai.
 - a) hélices sous voûte, en tuyère Kort ;
 - b) propulseurs Voith-Schneider ;
 - c) hélices sous voûte.
 - 2) Pour la remorque, la tuyère Kort possède un avantage considérable sur les deux autres systèmes de propulsion essayés.
- A 10 km/h, les hélices sous voûte absorbent 39,5 % de puissance en plus que les hélices en tuyère Kort et les propulseurs Voith-Schneider, 20,5 % de plus.

Cependant, le propulseur Voith-Schneider a pour lui sa grande manœuvrabilité qui peut le rendre intéressant dans certains cas.

Ainsi, pour des remorqueurs de rade, on a créé l'hydrotracteur.

Nous pensons que la propulsion Voith-Schneider mérite d'être essayée pour la remorque en poussée.

En effet, grâce à une maniabilité plus grande, le remorqueur à propulsion Voith-Schneider pourrait perdre moins de temps à manœuvrer dans les passes difficiles et, grâce à ce fait, il y aurait une compensation à son rendement moins élevé.

Cet essai sera réalisé sous peu sur le Kasai, où l'OTRACO va mettre en ligne sous peu deux remorqueurs à 2 hélices en tuyère Kort et deux remorqueurs à deux propulseurs Voith-Schneider. Ces remorqueurs auront les mêmes caractéristiques et la même puissance.

Pour les grands remorqueurs pouiseurs de ligne à deux ou trois hélices, il faut prévoir normalement quatre gouvernails, deux derrière chaque hélice pour la marche avant et deux devant, pour la marche arrière. En outre, il faut deux servo-moteurs de gouvernail distincts, l'un pour les gouvernails de marche avant, l'autre pour les gouvernails de marche arrière. Comme les propulseurs Voith-Schneider permettent de supprimer les gouvernails et les servo-moteurs et d'adopter des formes simples, le prix des remorqueurs pouiseurs est à peu de choses près identique avec la solution hélice et celle Voith-Schneider.

Cependant, ces dernières années la tuyère Kort orientable devient un redoutable concurrent pour le propulseur Voith-Schneider. En avril 1956, il y avait déjà 58 remorqueurs à tuyère orientable construits ou en cours de construction. Aux avantages de la tuyère Kort, ce système de propulsion joint une manœuvrabilité qui, se rapproche de celle de son concurrent.

Toutefois, nous pensons que pour des bateaux de lutte contre les incendies, des unités à propulseurs Voith-Schneider, comme celles adoptées par la ville de Paris, n'ont pas leur égal, grâce à leur très grande souplesse de manœuvre.

Terminons en disant un mot de la propulsion Diesel-électrique. Ce système convient particulièrement pour la propulsion par hélice. Il permet une souplesse de manœuvre remarquable et la centralisation de commandes à distance ; à chaque instant, il permet un contrôle précis du fonctionnement grâce à la facilité des mesures électriques. Il a l'avantage de permettre en toute circonstance la pleine utilisation de la puissance disponible et d'adapter de façon économique la puissance nécessaire aux besoins.

En effet, on peut combiner le nombre de génératrices de courant et de moteurs attaquant les lignes d'arbre de façon à faire fonctionner les moteurs Diesel à leur plein régime, c'est-à-dire celui où la quantité de gasoil consommé par cheval heure est minimum.

Deux combinaisons sont fréquemment utilisées : trois groupes générateurs et deux moteurs ou bien deux groupes générateurs et un moteur.

Il est aisément d'adapter le régime de l'hélice de façon à utiliser la pleine puissance d'un, deux ou trois groupes générateurs selon le cas.

En effet, on sait que

$$P = K N^3$$

P étant la puissance à l'arbre de l'hélice ;

N étant la vitesse de rotation.

Dans le cas de trois groupes générateurs et deux moteurs accouplés aux hélices, la vitesse de rotation de celles-ci sera avec les trois génératrices :

$$P = K N^3,$$

avec deux génératrices

$$\frac{2}{3} P = K (0,88 N)^3,$$

avec une génératrice

$$\frac{1}{3} P = K (0,69 N)^3.$$

Si on a la combinaison deux groupes générateurs et un moteur, pour la pleine puissance, on aura

$$P = K N^3$$

et pour la demi-puissance

$$\frac{1}{2} P = K (0,8 N)^3.$$

Cependant, il est à remarquer que la propulsion Diesel électrique pour le plein régime comporte une perte de rendement de 15 % à 18 % par rapport à la propulsion Diesel simple, car il faut tenir compte du rendement de la dynamo et du moteur électrique.

Avec les remorqueurs Diesel à trois hélices on peut obtenir l'avantage revendiqué par la propulsion Diesel électrique.

En effet, on peut naviguer sur les trois hélices, ou sur les deux hélices latérales, ou sur la seule hélice centrale en utilisant chaque fois la pleine puissance de trois, deux ou un moteur Diesel, pourvu qu'un embrayage soit prévu sur chaque ligne d'arbre. Dans ce cas, la ou les hélices tournent également à leur plein régime.

C'est pourquoi nous sommes d'avis que la propulsion Diesel électrique ne se justifie pas pour des remorqueurs de ligne.

La propulsion Diesel électrique se justifie spécialement pour des unités qui comportent des auxiliaires dont la puissance est du même ordre de grandeur que celle nécessaire à la propulsion de l'unité, ou bien pour des bateaux hydrographes dont la vitesse doit pouvoir être réglée avec beaucoup de précision, encore que dans ce

dernier cas, le propulseur Voith-Schneider convienne également.

Nous terminerons cette comparaison des associations moteur-propulseur en reproduisant un extrait d'un tableau repris dans la brochure publiée par l'O.N.U. : *Comparative study of various types of marine engines*.

Ce tableau se rapporte à 10 remorqueurs de 1,30 m de tirant d'eau et d'une puissance de 1.000 I.H.P. propulsés par des moteurs et des propulseurs différents. Malheureusement, je ne sais vraiment pour quelle raison, alors qu'il s'agit de remorqueurs, on n'y a envisagé que les hélices sous voûtes. Aussi avons-nous ajouté à la série des unités étudiées dans cette publication les unités 11 et 12, qui sont supposées être propulsées à moteur Diesel avec respectivement deux et trois hélices en tuyère Kort.

Nous avons supposé que toutes les données pour ces deux unités étaient les mêmes que celles des dix premières étudiées par la commission de l'O.N.U.

Comme les unités à tuyère Kort, pour une même puissance, coûtent un peu plus cher que celles sans tuyère, nous avons admis que les dépenses annuelles totales étaient supérieures de 1 % à celles des unités sans tuyère. Par contre, nous avons supposé que les remorqueurs équipés de tuyères Kort remorquaient 30 % de tonnes en plus que ceux sans tuyères, ce qui est logique.

L'étude de l'O.N.U. se rapporte à des remorqueurs navigant en eau de profondeur relativement réduite, sans que cette donnée soit autrement définie. L'étude n'indique non plus quel est le mode de remorquage, ni la vitesse de remorque (qui doit se situer aux environs de 8 km/h), ni le parcours de référence, ni le diamètre des hélices.

Dans un premier tableau, nous reprenons les types d'unité étudiés par l'O.N.U., plus les deux ajoutées par nous-mêmes qui portent les numéros 11 et 12.

108 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

	n°	type d'unité	Coût
héllices en T.K.	1	side-wheeler avec machine alternative à vapeur	100 P
	2	side-wheeler avec turbine à vapeur	95 P
	3	side-wheeler avec moteurs Diesel	89 P
	4	stern-wheeler avec moteurs Diesel	95 P
	5	deux hélices avec machines alternatives à vapeur	75 P
	6	deux hélices avec turbines à vapeur	72 P
	7	deux hélices avec moteurs Diesel	58 P
	8	trois hélices avec machines alternatives à vapeur	83 P
	9	trois hélices avec moteurs Diesel	62 P
	10	quatre hélices avec moteurs Diesel	75 P
	11	deux hélices et T.K. avec moteurs Diesel	60 P
	12	trois hélices et T.K. avec moteurs Diesel	65 P

Ainsi qu'on le voit, toutes les unités sont comparées à celle qui est la plus chère d'acquisition, soit celle n° 1.

Il en est de même dans le tableau ci-contre :

Ce tableau fait apparaître que les dépenses annuelles pour les unités à moteurs Diesel sont moins élevées que celles des unités à vapeur de même puissance. De même, il apparaît que les bateaux à moteurs Diesel à roues coûtent plus cher annuellement que ceux à hélices.

Ce sont les bateaux à moteurs Diesel et à hélices en tuyère Kort qui sont de loin les plus avantageux pour le type d'unité étudié.

Nous comprenons difficilement pour quelles raisons la commission qui étudiait les types d'unité convenant pour les pays sud-asiatiques n'a pas envisagé les unités à tuyères Kort.

C'est un oubli regrettable, car à l'heure actuelle certains de ces pays font construire, en Belgique notamment, des remorqueurs de 800 E.H.P. de 1,20 m de tirant d'eau à deux hélices sous voûte sans tuyères.

Dans le tableau dressé par l'O.N.U, nous relevons

*Tableau des types de remorqueurs
étudiés par la Commission de l'O.N.U.*

	Bateau											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Dépense totale	100	95	98	102	89	85	80	99	83	95	81	84
Tonnage remorqué	5.000	5.000	5.000	5.400	4.000	4.000	4.000	4.250	4.250	4.500	5.200	5.500
Heures de navig. annuelle	3.000	3.000	3.000	3.000	3.000	3.000	3.300	3.000	3.300	3.300	3.300	3.300
Tonnage annuel total $\times 1000$	150	150	150	178	120	120	132	127,5	140	148,5	172	182
Dépenses par tonnes remorquées	100	95	98	85	110	106	92	116	89	96	71	69

également une anomalie ; le tonnage plus faible remorqué par le *side-wheeler* par rapport au *stern-wheeler*. Nous pensons que cela doit provenir du fait que les roues du *side-wheeler* étudié n'avaient pas toutes la largeur désirable, afin d'éviter une largeur hors tout trop considérable pour le remorqueur, parce qu'on se trouve limité soit par la largeur du dock de réparation, soit par la largeur des passes de la rivière ou d'un ouvrage d'art.

La commission a également estimé qu'un bateau à moteurs Diesel et à hélices naviguait 10 % de temps en plus que ceux à vapeur ou ceux à roues, car ces unités sont immobilisées plus longuement soit pour la mise sous pression des chaudières, soit pour l'entretien des roues.

Remarquons que le nombre d'heures de navigation des grosses unités congolaises à moteurs et à hélices en tuyère est nettement supérieur aux chiffres cités dans l'étude de l'O.N.U. ; elles naviguent en remorquant environ 5.000 heures par années.

11. CONCLUSIONS.

Cette étude montre que le choix d'un propulseur pour une unité navigant sur une rivière à régime tropical est un problème complexe qui dépend de données nombreuses et que la solution peut varier localement et dans le temps.

Cependant, il faut admettre que dans les pays sous-développés il se forme une main-d'œuvre techniquement éduquée et que des solutions qui devaient être écartées il y a dix ans par manque de personnel technique peuvent être adoptées actuellement.

Les solutions convenant à la propulsion des bateaux dans les régions tropicales se rapprochent, et se confondent même, à l'heure actuelle, en grande partie, avec celles en vogue dans les pays de vieille civilisation.

Malgré la complexité du problème abordé, quelques principes peuvent se dégager.

Progressivement, la machine vapeur cède le pas au moteur Diesel. Ce fait est incontestable et il trouve son origine dans la supériorité du rendement thermique du moteur Diesel.

Le tableau ci-après donne la consommation moyenne de combustible liquide à 10.200 kcal/kg pour des machines de puissance identique.

Type de machine	Rendement thermique (%)	Consommation moyenne gr/hp × h
Vapeur saturée sèche	10 %	650
Vapeur surchauffée (200°C)	14 %	450
Diesel (vitesse moyenne)	32 %	195
Diesel (à régime lent)	36 %	175

Le moteur Diesel convient pour attaquer une hélice ou un propulseur Voith-Schneider.

Pour le remorquage, la tuyère Kort procure une augmentation de rendement importante, de l'ordre de 30 %, et même 40 %.

Le rendement du propulseur Voith-Schneider est supérieur à celui de l'hélice libre et il procure au bateau une manœuvrabilité et une souplesse qui ne peuvent être atteintes par aucun autre système.

Ce propulseur rencontre cependant un concurrent redoutable, la tuyère Kort orientable.

La machine à vapeur convient pour attaquer tous les types de propulseur et elle s'impose pour la roue grâce à sa faculté d'absorber avec aisance les pointes de puissance, au contraire du moteur Diesel qui travaille à couple constant.

Les roues latérales ont un meilleur rendement que les roues arrières, mais elles sont plus exposées aux avaries.

Les roues à pales articulées ont un rendement nette-

ment supérieur à celui des roues à pales fixes, mais leur poids, leur prix et le coût d'entretien sont relativement plus élevés.

Pour des unités navigant en route libre, les roues ont un rendement généralement supérieur à celui des unités à hélice, mais leur coût d'achat et d'entretien est beaucoup plus élevé.

Pour la remorque, les unités à deux ou trois hélices en tuyère sont supérieures à celles à roues arrières.

Celles à roues latérales ont un rendement se rapprochant de celui des unités à trois hélices en tuyère, mais lorsque l'unité est fort chargée, le rendement des roues diminue plus rapidement que celui des hélices.

Les roues conviennent pour des remorqueurs dont le tirant d'eau est compris entre 1,00 m et 0,60 m. En dessous de ce tirant d'eau, il faut avoir recours à des hélices attaquées par des moteurs Diesel rapides.

Pour les puissances en dessous de 150 I.H.P., la roue à pales fixes se recommande pour son poids plus léger, sa simplicité et son prix.

Au-dessus de cette puissance, la roue à pales articulées se recommande pour son rendement élevé.

L'hélice à pas variable, vu son prix élevé, ne convient que pour des unités à régime très variable et qui doivent manœuvrer.

Le propulseur Voith-Schneider est pour elle un concurrent dangereux, car il permet de supprimer en outre le gouvernail et sa commande.

La propulsion Diesel-électrique convient pour des unités qui doivent régler leur allure avec précision ou pour celles qui possèdent des auxiliaires nombreux et de forte puissance.

Tels sont les grands principes qui découlent de l'étude que nous avons faite.

Nous ne doutons pas qu'ils seront discutés par certains et nous ne demandons pas mieux que d'avoir un

échange de vues franc et loyal sur ce sujet. D'une discussion se fondant sur des faits objectifs et non sur des sentiments, peuvent naître de nouveaux progrès.

Nous espérons par cette étude avoir rendu service, non seulement à la navigation du Congo belge, mais aussi à tous les pays qui ont à exploiter des rivières à caractère tropical.

Si un ingénieur d'un de ces pays devait me demander quel est le type d'unité que je préconise pour développer l'économie latente et assurer les transports sur un des grands fleuves permettant de naviguer avec un tirant d'eau de 1,20 m au moins, je n'hésiterai pas à recommander le remorqueur en poussée à trois hélices en tuyère Kort.

Parmi toutes les unités que j'ai étudiées, c'est celle qui me paraît réunir de loin le plus d'avantages. Ce type d'unité a d'ailleurs été adopté avec succès sur le Congo, sur le Rhin et sur le Mississippi.

Certains objecteront, sans doute, qu'il y a le danger du *waterpest* (jacinthe d'eau) (¹) qui menace le Congo et les grands fleuves sud-asiatiques. A cela nous pouvons répondre que le *waterpest* a fait son apparition aux États-Unis à la fin du XIX^e siècle et qu'il y sévit toujours. Cependant, depuis quinze ans, avec l'apparition du moteur Diesel, les Américains ont abandonné les roues et ont adopté l'hélice en tuyère Kort.

(¹) ROBYNS, W., Le genre *Eichhornia*, spécialement *E. crassipes* (Jacinthe d'eau) au Congo belge, dans *Bull. A. R. S. C.*, N. S. I (1955), pp. 1116-1137.

BIBLIOGRAPHIE

1. VAN LAMMEREN, TROOST et KONING, *Weerstand en Voorstuwing der Schepen* (« De Technische Boekhandel », H. Stam, Amsterdam).
2. LEFOL, Jean, *Hélices propulsives marines* (Hermann et Cie, Paris, 1950).
3. SCHAFFRAN, *Essais systématiques d'hélices* (Notes non publiées).
4. DAUWE, R., *Le propulseur Voith-Schneider* (*Annuaire de l'Union Belge des Ingénieurs navals*, Premier volume, Bruxelles, 1941).
5. TAYLOR, D. W., *The Speed and power of Ships* (U. S. Government Printing Office, Washington, 1943).
6. Kort System of propulsion (*Bulletin*, n° 212, Dravo Corporation, Pittsburgh).
7. LEDERER, A., *Le bassin hydrographique congolais et son équipement fluvial* (*Annuaire de l'Union Belge des Ingénieurs Navals*, Troisième Volume, Bruxelles, 1953).
8. CHARDOME, P., *Progrès en matière de propulsion. La tuyère Kort* (Congrès international des ingénieurs navals, Georges Thone, Liège, 1939).
9. VAN LAMMEREN, W. P. A., *Resistance and propulsion of Shallow — draught river Ships* (3^e Congrès international des ingénieurs navals, Bruxelles, 1955).
10. GEBERS, Friedrich, *Das Schaufelrad im Modellversuch* (Wien, Springer-Verlag, 1952).
11. CHARDOME, P., *La propulsion des bateaux d'intérieur* (*Annuaire de l'Union Belge des Ingénieurs Navals*, Premier volume, Bruxelles, 1941).
12. CHARDOME, P., *L'évolution des bateaux coloniaux* (*Annuaire de l'Union Belge des Ingénieurs Navals*, Troisième volume, Bruxelles, 1953).
13. CHARDOME, P. et LEDERER, A., *L'exploitation et la construction des bateaux coloniaux* (Troisième Congrès International des Ingénieurs Navals, Bruxelles, 1955).
14. LEDERER, A., *Les nouvelles unités fluviales au Congo belge* (*Revue universelle des Mines*, janvier 1951).
15. MAC ALLISTER, F., *Modern trends in propellers as reflecting current ship, gas turbine, controllable pitch and metallurgical development* (*Annuaire de l'Union Belge des Ingénieurs Navals*, Troisième volume, Bruxelles, 1953).

116 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

16. KORT, L., Ein Hafenschlepper besonderer Bauart (« *Hansa* », novembre 1952).
17. VOLPICH and BRIDGE, Paddle Wheels, part I. Preliminary model experiments (Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland, Glasgow, 1955).
18. VOLPICH and BRIDGE, Paddle Wheels, part II, Systematic model experiments (Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland, Glasgow, 1956).
19. SÜBERKRÜB, Franz, Erfahrungen mit Leitflächen für Schaufelräder (*Die Rheinschiffahrt*, 10 mai 1949, Mannheim).
20. KORT, L., Versuche mit dem Modell eines zeitgemässen Fluss — Schleppers (Schiffbau — Schiffahrt und Hafenbau, 40. Jahrgang, Heft 19, Berlin).
21. ELZENDOORN, L'influence des voûtes sur le rendement des remorqueurs à hélice (*Annuaire de l'Union Belge des Ingénieurs navals*, Premier volume, Bruxelles, 1941).
22. VAN MANEN, J. D., Resultaten van Systematische Proefnemingen met Scheepsstraalbuissystemen (*Schip en Werf*, nos 26 et 27, 17 et 31 décembre 1954, Rotterdam).
23. CHARDOME, A., La propulsion des chalutiers par moteurs Diesel avec réducteurs à démultiplication variable (*International Fishing Boat Congress*, Paris, 1953).
24. Comparative Study of various types of marine engines (Nations-Unies, Secrétariat de la mission économique pour l'Asie et l'Extrême-Orient, Hong Kong, décembre 1954).
25. BOULVIN, J., Cours de mécanique appliquée aux machines (Albin Michel, Paris, 1921).

TABLE DES FIGURES

1. Différents types de bateaux tropicaux	5
2. Pale d'hélice. Diagramme des vitesses	12
3. Diagramme de Schaffran	14
4. Diagramme de Troost	15
5. Distribution des pressions sur le contour d'une tuyère Kort	18
6. Fonctionnement d'une hélice libre et d'une hélice en tuyère Kort	19
7. Travail d'une hélice libre et d'une hélice en tuyère Kort	21
8. Coefficient de succion d'un bateau avec hélice libre et hélice en tuyère Kort	22
9. Gain obtenu avec une tuyère Kort	23
10. Schéma de la roue à pales articulées	25
11. Rendement de la roue à pales fixes	29
12. Rendement de la roue à pales articulées	30
13. Diagramme de poussée pour une roue à pales fixes	30
14. Diagramme de puissance pour une roue à pales articulées	31
15. Effet de l'immersion sur le rendement et la vitesse de rotation ..	33
16. Id.	34
17. Influence du nombre de pales d'une roue	35
18. Influence du rapport longueur /hauteur d'une pale de roue	37
19. Influence de la position du centre de l'excentrique	38
20. Fonctionnement du propulseur en pleine marche avant	40
21. Fonctionnement du propulseur Voith-Schneider pour différentes manœuvres	41
22. Théorie analytique du propulseur Voith-Schneider	42
23. Diagramme de rendement du propulseur Voith-Schneider	44
24. Relation entre la puissance, la vitesse de rotation et la vitesse de navigation pour différentes profondeurs	46
25. Courbes de résistance d'une barge de 800 t à différentes profondeurs	47
26. Relation entre la puissance, le diamètre d'hélice et la vitesse de rotation	49
27. Courbe de poussée en fonction de l'immersion de l'hélice	50
28. Diagramme du s/w <i>Luebo</i>	52
29. Diagramme du s/w <i>Charleroi</i>	52
30. Diagramme du s/w <i>Clavier</i>	53
31. Positions de la vague derrière une roue	59

118 DU CHOIX D'UN PROPULSEUR POUR BATEAU TROPICAL

32. Dispositif facilitant la marche arrière	60
33. Aileron Süberkrüb	61
34. Tuyère Kort vue de l'avant vers l'arrière	62
35. Arrière de bateau avec tuyère Kort	63
36. Formes anciennes et nouvelles des voûtes des bateaux tropicaux	65
37. Courbe de rendement d'hélice, d'après Schaffran	67
38. Influence de la profondeur d'eau sur l'effort au crochet d'un remorqueur	70
39. Diagramme du m /b <i>Mayumbe</i>	72
40. Diagramme du m /b <i>Kunzulu</i>	73
41. Tuyère Kort orientable	74
42. Id.	74
43. Tuyère Kort orientable pour hélices sous voûte	76
44. Diagramme de l'effort latéral de gouverne en fonction de l'angle de gouverne	77
45. Section longitudinale du moyeu d'une hélice à pales orientables ..	78
46. Section transversale du moyeu d'une hélice à pales orientables ..	78
47. Courbe poussée vitesse montrant l'avantage d'une hélice à pas variable	80
48. Influence du diamètre du moyeu de l'hélice sur le rendement ..	81
49. <i>Kitchen rudder</i>	83
50. Hydrotracteur	87
51. Comparaison des remorqueurs à hélices et à roues	100
52. Id.	101

TABLE DES MATIÈRES

Avant-propos	3
1. Considérations théoriques	5
2. Théorie de l'hélice	9
3. La tuyère Kort	17
4. Théorie de la roue	24
5. Fonctionnement du propulseur Voith-Schneider	39
6. Propulsion d'un bateau en rivière	45
7. Propulsion à roue	51
8. Propulsion à hélice	61
9. Propulsion Voith-Schneider	85
10. Comparaisons. Associations moteur-propulseur	89
11. Conclusions	110
Bibliographie	115
Table des figures	117

ÉDITIONS J. DUCULOT, S. A., GEMBLOUX (*Imprimé en Belgique*).