

5^e JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

22, 23, 24 mars 1995 – ROUEN

Prédiction de la manoeuvrabilité de pétroliers à différentes profondeurs

Y. HOLLOCOU - S.H. LAM

Service Technique de la Navigation Maritime et des Transmissions de l'Equipement
Division Trafic Maritime - Subdivision Traitement de l'Information
12, route de Stains - BP 12
94381 Bonneuil sur Marne Cedex

Résumé

Les nombreux échouages ont amené à étudier la modélisation de l'évolution d'un navire en manoeuvre.

Une méthode adaptée à la complexité du problème a été élaborée.

Une analyse mathématique et physique nous a conduit à des formulations d'efforts, fonction des variables caractérisant l'évolution du navire, ses commandes et l'environnement.

Le modèle présenté est un système différentiel du premier ordre à coefficients constants, fonctions explicites des caractéristiques du navire.

De nombreux essais en mer ont été comparés à ceux fournis par le modèle . Celui-ci donne des résultats satisfaisants.

Summary

The frequency of ship groundings have led to study and modelize the various factors involved during the course of a manoeuvring tanker.

A method to reflect the complexity of the real manoeuvres has been developed.

Both theoretical and physical analyses led to force expressions which are function of variables characterizing the ship evolution and commands and the environment.

The manoeuvring motion model is a first order differential system, function of the ship characteristics. Many full-scale trial data have been compared with computed values . These yield satisfying results.

INTRODUCTION

La connaissance des facteurs intervenant dans la sécurité de la navigation, notamment en zone portuaire, ne peut réellement progresser qu'en recourant très largement à la simulation et qu'en développant des modèles. C'est pourquoi les services chargés de la mise au point d'aides à la navigation maintiennent des recherches dans le domaine de la modélisation des évolutions d'un navire en manoeuvre.

En général, ne sont connus pour un navire que des résultats d'essais effectués en grande profondeur (essais de recette). Les réactions d'un navire manoeuvrant par faible clair sous quille sont très différentes de celles par grande profondeur. Aussi, il est utile d'avoir un modèle permettant de simuler les manoeuvres d'un navire évoluant par faible fond connaissant ses réactions en grande profondeur. Parallèlement, il semble important de constater avec une simulation numérique que certaines questions de manoeuvrabilité en faible profondeur se présentent plus simplement qu'en grande profondeur, même si des approches théoriques l'ont démontré.

Pour décrire le déplacement d'un navire, l'utilisation d'équations dynamiques représentant les efforts est préférable à celles de relations purement cinématiques, en particulier pour prendre en compte les effets du vent, des berges...

La modélisation s'appuie donc sur des équations différentielles qui relient les efforts subis par le navire aux accélérations.

Sa mise en oeuvre nécessite trois outils :

- un premier qui, à partir des caractéristiques générales d'un navire, fournit les coefficients de pré-simulation,
- un second qui, à partir des résultats d'expériences, ajuste quelques coefficients.
- un troisième qui calcule la trajectoire et la vitesse du navire connaissant les commandes et l'environnement (programme de simulation développé en collaboration avec la SOGREAH),

Dans cet exposé, seront d'abord présentés les fondements du modèle, la modélisation des différentes parties du navire ainsi que celle de l'environnement, l'organisation du noyau et les différents modules du modèle. Enfin, les résultats des campagnes d'essais en mer de deux pétroliers, l'Esso Osaka et l'Esso Bernicia seront utilisés pour voir dans quelle mesure la démarche proposée répond aux problèmes rappelés ci-dessus.

NOTATIONS

u, v	composantes longitudinale et transversale de la vitesse de Q origine du repère lié au navire
r	vitesse de rotation autour de Oz , dérivée du cap ψ par rapport au temps,
$\dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$	dérivées de ces grandeurs par rapport au temps,
m, I_z	respectivement masse et moment d'inertie du navire par rapport à Oz ,
X, Y, N	respectivement composantes longitudinale et transversale des différentes forces s'appliquant au navire et moment par rapport à Oz ,
X_u, \dots, N_{rr}	coefficients du modèle
L, B, T, τ	respectivement longueur, largeur, tirant d'eau et assiette du navire
ρ, n, D	respectivement masse volumique de l'eau, vitesse de rotation et diamètre de l'hélice
∇	volume d'eau déplacé
C_B	coefficient de remplissage ($C_B = \nabla / (L \times B \times T)$)
x_G	abscisse du centre de gravité du navire dans le repère lié au navire $Oxyz$
O, Oxz	respectivement milieu du navire et plan de symétrie longitudinal du navire
h	profondeur de l'eau

Nombre de grandeurs sont présentées sans dimension et notées " " ; L est prise pour unité de longueur, g pour unité d'accélération et m pour unité de masse. L'unité de force est le poids du navire. u'' la grandeur sans dimension correspondant à u n'est autre que le nombre de Froude ($u'' = u / \sqrt{gL}$).

PRESENTATION DE LA MODELISATION

Equations de la dynamique du navire

La connaissance des principales forces qui s'exercent sur un navire permet de déterminer son mouvement.

Le mouvement du navire dans le plan horizontal est défini par les coordonnées successives de son centre de gravité G (Fig. 1), et par l'orientation du navire (cap ψ) par rapport à un système d'axes fixes $O_0 X_0 Y_0$.

L'égalité entre la résultante des forces s'exerçant sur le navire et le produit de la masse par l'accélération s'exprime dans le repère $Gxyz$ par les relations suivantes :

$$\begin{aligned} (1) \quad m(\dot{u} - vr - x_G r^2) &= X_{Coque} + X_{Hélice} + X_{Gouvernail} + X_{Vent} \\ (2) \quad m(\dot{v} + ur + x_G r) &= Y_{Coque} + Y_{Hélice} + Y_{Gouvernail} + Y_{Vent} \\ (3) \quad I_z \dot{r} + m x_G (\dot{v} + ur) &= N_{Coque} + N_{Hélice} + N_{Gouvernail} + N_{Vent} \end{aligned}$$

Enfin la variation du nombre de tours machine est liée au couple moteur $Q_{machine}$ et au couple exercé

par le fluide sur l'hélice $Q_{hélice}$ par : (4) $2\pi \dot{n} = Q_{machine} + Q_{hélice}$

Pour déterminer les expressions des efforts hydrodynamiques, des hypothèses simplificatrices sont nécessaires:

- La première dite hypothèse de quasi-stationnarité est que les forces hydrodynamiques s'exerçant sur le navire peuvent être obtenues en ajoutant à celles définies pour des régimes permanents, les forces d'inertie du fluide dues aux effets de "masse ajoutée".

- La seconde revient à négliger les effets de la surface libre qui peut être assimilée à un miroir plan. La symétrie de l'écoulement fait que le problème peut être ramené à celui du mouvement horizontal d'un double corps (partie immergée du navire + symétrique par rapport au miroir) entre deux parois (Fig. 2). Celles-ci sont rejetées à l'infini dans le cas où le navire se déplace en grande profondeur.

Ces hypothèses étant posées, les expressions choisies pour représenter les efforts sont essentiellement des fonctions polynomiales des vitesses et des accélérations à coefficients constants ; ces derniers dépendent des paramètres caractérisant :

- d'une part la géométrie et la propulsion du navire,
- d'autre part la topographie du site.

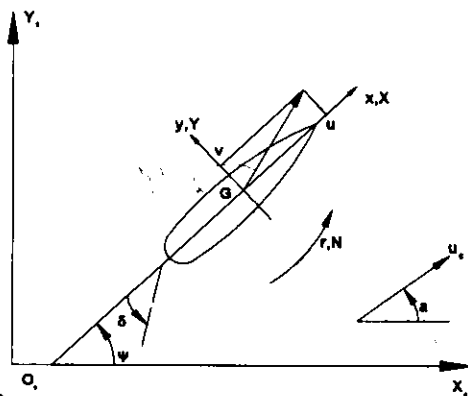


Figure 1 : Définition des variables.

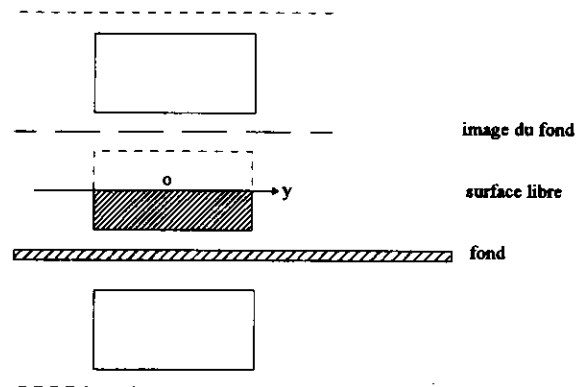


Figure 2 : Images de la carène par rapport à la surface libre et au fond (coupe transversale).

Les forces sur le navire dépendent, d'une façon générale, des vitesses composantes longitudinale et transversale u et v de la vitesse de G par rapport à un courant moyen u_c , de la vitesse de rotation r et de leurs dérivées $\dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$, de l'angle de barre δ , de la vitesse de rotation de l'hélice n et du pas d'hélice si celle-ci est à pas variable.

La modélisation s'applique à des navires très divers, à une ou plusieurs hélices et un ou plusieurs gouvernails, possédant des propulseurs avant et arrière ou utilisant des remorqueurs.

La forme des expressions des efforts hydrodynamiques est déterminée par des considérations mathématiques (théorie des corps élancés) pour les termes linéaires en (v, r, \dot{v}, \dot{r}) et des considérations physiques pour les autres.

Une présentation détaillée de la modélisation de l'appareil propulsif, de la gouverne, de la coque et des effets de l'environnement est donnée dans [H3].

Coque

En négligeant les effets de viscosité et en appliquant la théorie des corps élancés, la force hydrodynamique transversale par unité de longueur sur la section d'abscisse x exercée transversalement en profondeur infinie ($[N_1]$) est :

$$(5) \quad \frac{dY}{dx} = f(x, t) = -\left(\frac{\partial}{\partial t} - u \frac{\partial}{\partial x}\right) [(v + xr)m(x)]$$

où $m(x)$ désigne le coefficient de masse ajoutée transversal associé à la section d'abscisse x . L'intégration de

(5) de l'avant du navire à un point arrière convenablement choisi donne les termes linéaires en (v, r, \dot{v}, \dot{r}) .

En ajoutant l'effort de traînée dû à l'écoulement transversal, l'expression de la force par unité de longueur devient

$$(6) \quad \frac{dY}{dx} = -\left(\frac{\partial}{\partial t} - u \frac{\partial}{\partial x}\right) [(v + xr)m(x)] + C_D(x) \cdot (v + xr)|v + xr|$$

Dans le cadre de "faibles" mouvements, des relations simples existent entre les coefficients des expressions polynomiales (8-9) ci-dessous et les coefficients de masse ajoutée et de traînée transversales en intégrant l'expression (5) de la force par unité de longueur le long de la coque.

Les efforts sur la coque nue sont exprimés par :

$$(7) \quad X_{coque} = X_{\dot{u}} \dot{u} + X_{vr} vr + X_{rr} r^2 \text{sg}(u) + X_{uu} u|u|$$

$$(8) \quad Y_{coque} = Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_{\dot{r}} \dot{r} + Y_{uv} Uv + Y_{ur} Ur \cdot \text{sg}(u) + Y_{vv} v|v| + Y_{vr} v|r| + Y_{rr} r|r| \cdot \text{sg}(u)$$

$$(9) \quad N_{coque} = N_{\dot{r}} \dot{r} + N_{\dot{v}} \dot{v} + N_{uv} Uv \cdot \text{sg}(u) + N_{ur} Ur + N_{vr} v^2 r / U + N_{vr} (vr^2 / U) \cdot \text{sg}(u) + N_{rr} r|r|$$

où $\text{sg}(u)$ désigne le signe de u , $X_{\dot{u}}, \dots, N_{rr}$ sont des coefficients et $U = \sqrt{u^2 + v^2}$.

Le système d'équations diffère légèrement lorsque la vitesse du navire devient nulle.

Les expressions (5-6) gardent un sens, lorsque le navire se déplace en faible profondeur à condition de remplacer les coefficients $m(x)$ et $C_D(x)$ par $m(x, h)$ et $C_D(x, h)$; $m(x, h)$ peut être évalué en considérant une rangée infinie de sections transversales identiques (méthode des images, Fig.2). La représentation polynomiale (7-9) des efforts peut donc être utilisée, l'effet de la faible profondeur se traduisant par une variation des coefficients des expressions (7-9) correspondant principalement à l'augmentation des coefficients $m(x, h)$ et $C_D(x, h)$ avec la diminution de la profondeur.

Si le fluide était parfait, les efforts se réduiraient à (10-12), expressions faisant intervenir les coefficients du tenseur de masse ajoutée :

$$(10) \quad X_{parfait} = X_{\dot{u}} \dot{u} - Y_{\dot{v}} vr - Y_{\dot{r}} r^2$$

$$(11) \quad Y_{parfait} = Y_{\dot{v}} \dot{v} + Y_{\dot{r}} \dot{r} + X_{\dot{u}} ur$$

$$(12) \quad N_{parfait} = N_{\dot{r}} \dot{r} + Y_{\dot{v}} \dot{v} + (Y_{\dot{v}} - X_{\dot{u}}) uv + Y_{\dot{r}} ur$$

Lorsque le mouvement du navire est giratoire uniforme, proche d'un mouvement rectiligne uniforme, les forces transversales de l'eau sur la coque se réduisent à des forces de portance dues à la viscosité ; en tenant compte d'une "symétrie" par rapport au plan Oyz entre l'avant et l'arrière, les expressions de la force et du moment résultants s'écrivent :

$$(13) \quad Y_{portance} = Y_{uv} |u| v + Y_{ur} u r$$

$$(14) \quad N_{portance} = N_{uv} u v + N_{ur} |u| r$$

ORGANISATION DU MODELE

Noyau du Modèle

Le modèle est constitué d'expressions des efforts prenant en compte de manière explicite les caractéristiques du navire, la configuration du site (profondeur) et les conditions de l'environnement (vitesse et direction du courant et du vent).

Ces expressions sont rassemblées en 5 blocs regroupés dans Noyau_mod .

Vari-command calcule les commandes en tenant compte des ordres et de l'inertie des dispositifs.

Hydro-command évalue les forces de gouvernail, les poussées des hélices principales et des propulseurs ainsi que les moments.

Hydro-coque calcule les moments exercés par l'eau sur la carène, Aero ceux exercés par le vent sur les parties hors de l'eau.

Mouvement tient compte des inerties ajoutées dues à la résistance des particules d'eau aux modifications de vitesse ; il calcule à chaque instant l'accélération du navire.

Le système différentiel résolu donne à chaque instant l'accélération du navire qui permet de calculer successivement par intégration la vitesse et la trajectoire.

Modules

Presimu

Le système différentiel est le même pour tous les navires ; seuls diffèrent les coefficients.

A chaque navire correspond un jeu de coefficients évalués à partir des paramètres caractéristiques représentatifs des différentes parties du navire facilement accessibles à l'écran (Tableau I).

ESSO OSAKA				ESSO BERNICIA			
CARENE		PUISSANCE		CARENE		PUISSANCE	
Cb	0.831	V Max	7.748	Cb	0.832	V Max	8.497
Longueur	325.000	T Max	81.000	Longueur	304.800	T Max	80.000
Largeur	53.000			Largeur	47.170		
Tirant	22.050	HELICE		Tirant	18.100	HELICE	
Assiette	0.000	X Hélice	-159.250	Assiette	0.000	X Hélice	-147.500
Xg	10.300	Diamètre	9.100	Xg	7.350	Diamètre	8.900
		Pas	6.501			Pas	6.230
GOUVERNAIL		AE/A0	0.682	GOUVERNAIL		AE/A0	0.585
XGouv	-162.500	Nb Pales	5.000	XGouv	-151.000	Nb Pales	4.000
Hauteur	13.313	Sens	1.000	Hauteur	13.000	Sens	1.000
Largeur	9.000			Largeur	10.000		
Vg Max	2.700			Vg Max	2.700		

Tableau I : caractéristiques des navires.

Les relations entre les coefficients et les paramètres utilisées dans Presimu sont essentiellement établies à partir de résultats d'expériences en bassin où les efforts peuvent être mesurés et où les conditions d'environnement sont bien maîtrisées.

Il est cependant possible d'inclure des procédures assez longues en temps calcul prenant en compte de manière plus satisfaisante la géométrie des différentes parties du navire, ce module ne simulant pas de trajectoires.

Généralement, les expressions (13-14) apparaissent dans les modèles et font partie d'expressions polynomiales des efforts du second ou troisième degré en v et r ; elles ne doivent pas être considérées comme des termes du premier ordre d'un développement de Taylor ; d'où la difficulté de comparer les valeurs des coefficients trouvés par les approches théoriques (petits mouvements autour d'un mouvement rectiligne uniforme) et celles des coefficients obtenues par ajustement de résultats d'expériences.

Les coefficients calculés sont présentés ci-dessous (Tableau II) ; ils permettent, connaissant les accélérations et les vitesses du navire, de calculer les expressions des différents efforts et moments intervenant.

"efforts transversaux", "efforts longitudinaux" et "moments" correspondent aux coefficients sans dimension des expressions (7-9).

COEFFICIENTS CALCULES					
EFFORTS TRANSVERSAUX		EFFORTS LONGITUDINAUX		MOMENTS	
1-YVP	4.00000	1-XUP	1.10646	Iz-NRP	0.12168
YRP	-0.12104	XUU	-0.04012	NVP	0.00000
YUV	-4.47340	1+XVR	3.60000	NUV	-1.82307
YUR-1	-0.34159	XVV	0.00000	NUR	-0.22067
YV[V]	-8.26376	XRR	0.07093	NR[R]	-0.20056
YR[R]	-0.12099			NVVR	-0.41446
Y[R]V	-3.22049			NVRR	2.14584
		CARENE / HELICE			
		1-Succion	0.78070	POUSSEE HELICE POLY	
		KHN	-0.02000	KT0	0.35475
		WAKEH	0.36550	KT1	-0.28597
		EFF Wag	-0.11767	KT2	-0.29073
		EFF Ar	0.37142	KT3	0.08427
		GOUVERNAIL/HELICE/CARENE		TORSEUR GOUVERNAIL	
		AHG 1	0.63000	XFNC	-0.20000
		KATT	0.77500	K YR	-0.51012
COUPLE HELICE					
QNP	0.22948				
QMU	16.90000				
QN	0.00000				
QN/N	0.00000				
KQ0	35249.1244				
KQ1	-22985.571				
KQ2	-20598.120				
KQ3	-225.80958				

Tableau II : coefficients du modèle en faible profondeur (Esso Osaka).

L'effet des formes arrière n'est pratiquement jamais pris en compte et est non négligeable. Aussi, les formulations présentées comme "générales" sont souvent liées à des familles de navires.

L'importance de l'estimation des coefficients pour initialiser l'ajustement et le caractère limité des formulations expliquent que sont incluses dans Presimu différentes formulations ($[A_1]$, $[B_1]$, $[C_1]$, $[H_2]$, $[M_1]$, $[W_1]$).

Calnav

Calnav permet essentiellement d'ajuster les coefficients du modèle à partir de résultats d'essais en mer.

Une fois le ou les coefficients à ajuster choisis, Calnav fait varier leur valeur vers un minimum local, les effets des modifications successives des coefficients sur les grandeurs calculées apparaissant à l'écran. Le choix des coefficients est guidé par une analyse de la sensibilité des coefficients et des effets de leur modification sur les résultats du modèle.

La démarche utilisée pour obtenir les coefficients du modèle se présente ainsi : sont déterminés d'abord la poussée de l'hélice et le coefficient de résistance X_{uv} , puis les coefficients des termes linéaires (13-14) en v et r à partir d'un zigzag à faible angle de δ_0 , enfin à partir d'une giration à barre toute le terme de résistance à la giration X_{vr} et les termes non linéaires en v et r des expressions (8-9).

Calnav résoud tout système différentiel dont la structure de formulation des efforts est réductible à celle de Noyau-mod. Ceci est important car les diverses formulations de coefficients et expressions des modèles se réduisent à des descriptions et des interprétations de phénomènes que nous pouvons alors analyser et adapter.

Les essais utilisés jusqu'à maintenant pour estimer la manoeuvrabilité sont des essais classiques : girations, zigzags, spirales, manoeuvres d'arrêt.

Les girations à vitesse de rotation de l'hélice ou à puissance de la machine constante sont les plus simples (Fig.3).

Pour les zigzags (δ_0, ψ_0) , la stratégie de la barre est la suivante : le navire étant maintenu en régime rectiligne uniforme $(r = 0)$ à l'instant pris pour origine, on met la barre à δ_0 ; dès que la variation de cap est égale à ψ_0 , on inverse la barre qui prend la valeur $-\delta_0$ et ainsi de suite (Fig.4).

L'ensemble des navires peut être divisé en deux, ceux qui sont asymptotiquement stables en ligne droite ou non. Un navire est stable si le point d'application des efforts giratoires x_r est en avant du point d'application des efforts de dérive x_v , ce qui s'écrit : $x_r'' > x_v''$

$$\text{avec } x_r'' = \frac{N_{ur}'' - m'' x_G''}{Y_{ur}'' - m''} \quad x_v'' = \frac{N_{uv}''}{Y_{uv}''}$$

Cette propriété est liée aux solutions du système :

$$\begin{bmatrix} m - Y_{\dot{v}} & m x_G - Y_r \\ m x_G - N_v & I_z - N_r \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{uv} & Y_{ur} - m \\ N_{uv} & N_{ur} - m x_G \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} uv \\ ur \end{bmatrix}$$

Une procédure permet d'analyser le comportement du navire en ligne droite. Elle est nommée spirale de Dieudonné et se présente comme suit : le navire étant en giration uniforme avec un angle de barre $N \cdot \Delta \delta$ ($\Delta \delta < 0$ sur les figures, N un entier positif), la vitesse de rotation r est mesurée, ensuite N est décrémente et r est mesurée jusqu'à ce que l'angle barre atteigne la valeur $-N \cdot \Delta \delta$. A cet instant, la branche supérieure de la courbe $\delta \rightarrow r(\delta)$ est parcourue. La procédure inverse de $-N \cdot \Delta \delta$ à $N \cdot \Delta \delta$ est effectuée ce qui donne la branche inférieure de la courbe.

Si les deux branches peuvent être superposées le navire est stable, sinon le navire est instable. Dans ce dernier cas, la hauteur et la largeur de la boucle permettent de quantifier l'instabilité du navire.

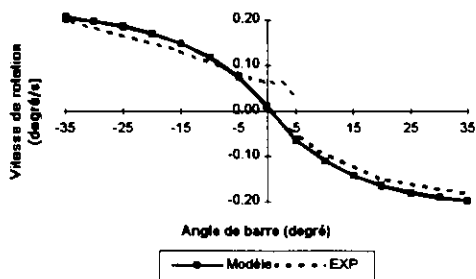


Figure 5 : Spirale très faible profondeur

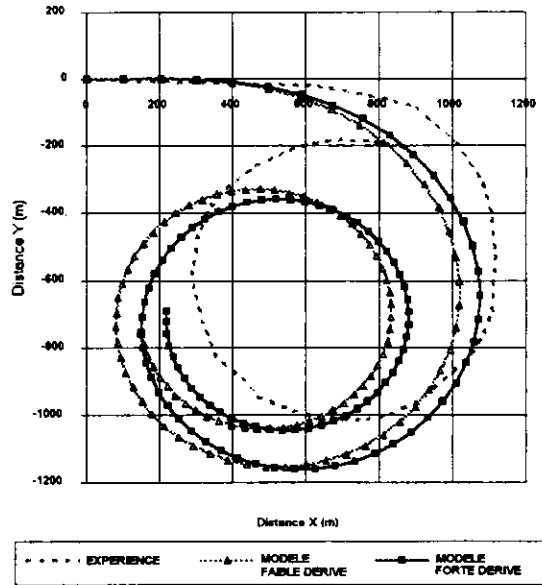


Figure 3 : Giration tribord 35° Esso Osaka grande profondeur

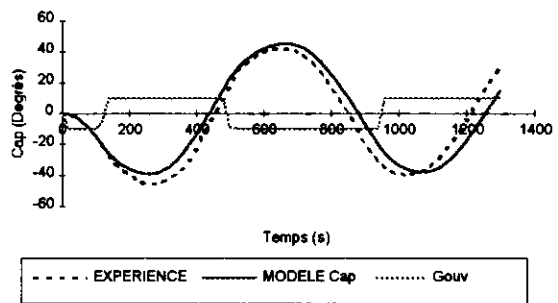


Figure 4 : Zigzag 10°/20 Esso Bernicia grande profondeur

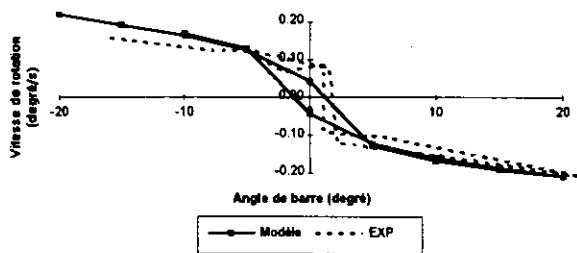


Figure 6 : Spirale en profondeur moyenne

RESULTATS

Plusieurs types d'essais ont été effectués lors des campagnes de mesures ($[C_2]$, $[C_3]$). Seuls les essais classiques, i.e. à vitesse de rotation de l'hélice maintenue constante, ont été étudiés : 9 girations, 6 zigzags et 3 spirales pour l'Esso Osaka et 3 girations, 4 zigzags et 3 spirales pour l'Esso Bernicia.

Les travaux théoriques de Newman J.N. ont démontré que les expressions pour représenter les efforts sur la coque et le gouvernail en grande profondeur peuvent être choisies pour représenter les efforts en très faible profondeur ; ils ne permettent pas d'obtenir des valeurs de coefficients donnant des simulations réalistes. Il est nécessaire d'utiliser des résultats d'essais en bassin ($[F_1]$, $[B_2]$, $[H_1]$).

Inoue S. et Hirano M. ont développé une approche semi-empirique ($[H_1]$) qui leur a permis de déduire des formulations des termes linéaires (12-13) fonction de la profondeur (voir appendice). Les résultats sont en accord avec les résultats de mesure en bassin sur 3 maquettes de navires très différents dont un méthanier et un pétrolier correspondant à l'Esso Osaka.

Les coefficients calculés correspondant aux termes linéaires en (v, r) sont insérés dans les expressions (8-9).

Le modèle réduit pour les efforts de coque aux seuls termes linéaires en (\dot{v}, \dot{r}, v, r) i.e. en annulant les termes non linéaires en (v, r) de (8-9) sera appelé "modèle linéaire". Les résultats pour $(h/T=1.2)$ sont présentés Fig. 7-8, h étant la profondeur et T le tirant d'eau du navire. Le modèle linéaire est bon pour des angles de barre de 10 degrés. Les termes linéaires vont donc être calculés dans la suite à partir des formulations de Hirano pour $h/T=2$.

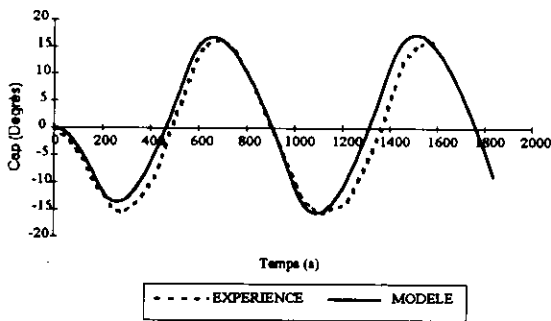


Figure 7 : Zigzag 10-10 Modèle linéaire

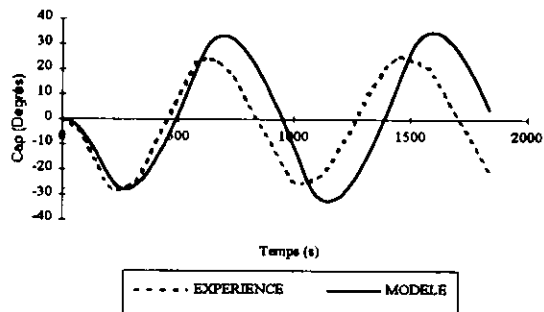


Figure 8 : Zigzag 20-20 Modèle linéaire

Pour cette profondeur, l'Esso Osaka est bien stable en ligne droite comme le montrent les résultats d'expérience (Fig. 5). La condition de stabilité est nécessaire pour que puisse être utilisé un modèle linéaire pour des petits angles de barre.

La Fig. 5 permet de comparer les résultats du modèle non linéaire et les résultats d'expérience.

Les formulations de Hirano indiquent que pour la profondeur moyenne ($h/T = 1.5$), l'Esso Osaka est stable. Ce n'est pas le cas comme l'indiquent les résultats d'expérience de la figure 6. Aussi, une démarche différente a été choisie : d'abord sont déterminées les valeurs c_∞ des coefficients correspondant à la grande profondeur en utilisant Presimu et Calnav, puis sont calculés les coefficients c_h pour des profondeurs moyenne et faible en posant :

$$(15) \quad c_h = f_c(h) \times c_\infty$$

où $f_c(h)$ est une fonction d'influence de la profondeur déterminée à partir des travaux expérimentaux de Bogdanov ($[B_2]$).

Pour tester la signification de l'approche pour des navires de forme pleine, cette démarche sera appliquée à l'étude de la manoeuvrabilité de l'Esso Bernicia.

Esso Osaka
En grande profondeur (h / T = 4.2)

Le coefficient de résistance en ligne droite X_{uv} a été déterminé à partir d'une valeur théorique ($[H_4]$) du coefficient de résistance et d'une formulation de la surface mouillée.

La courbe K_t (=Poussée/ $\rho n^2 D^4$) a été obtenue à partir d'un calcul des coefficients de succion et de sillage et un réajustement des résultats de la formulation polynomiales des B séries ($[V_1]$). La courbe est très proche de "celle" de l'Esso Osaka mesurée en bassin par Matsumoto ($[M_2]$).

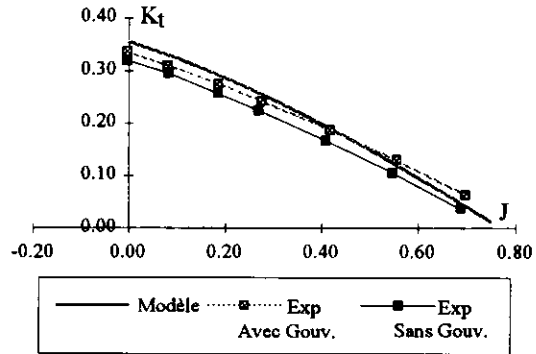


Figure 9 : K_t en fonction de l'avance $J(=nu/D)$

L'ajustement des termes de coque peut commencer. Les formulations usuelles donnent un "Esso Osaka" trop stable. Seul le coefficient Y_{uv} a été modifié. Il faut éviter des phénomènes d'atténuation ; ceux-ci proviennent de ce que le terme $Y_{uv} uv$ (resp. $N_{uv} uv$) est de signe opposé à $Y_{ur} ur$ (resp. $N_{ur} ur$).

Pour le zigzag 10-10 les résultats de chute de vitesse et de vitesse de cap sont très bonnes.

La comparaison des courbes de cap des zigzags 10-10 et 20-20 montre la non-linéarité de la réponse du navire.

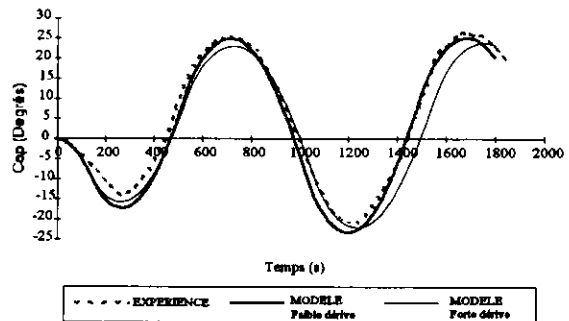


Figure 10 : Zigzag 10-10

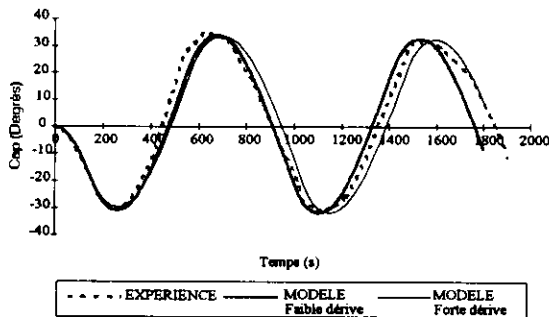


Figure 11 : Zigzag 20-20

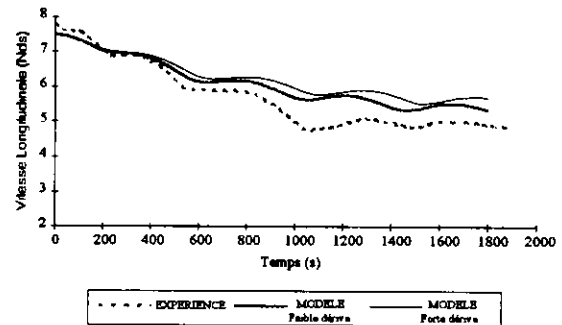


Figure 12 : Zigzag 20-20

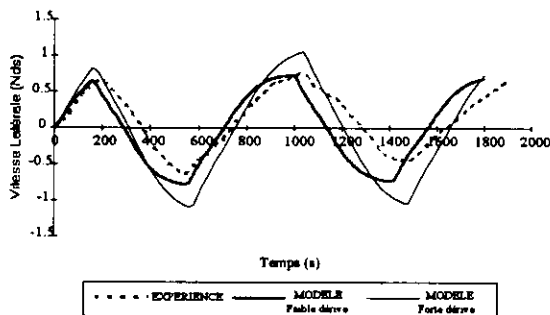


Figure 13 : Zigzag 20-20

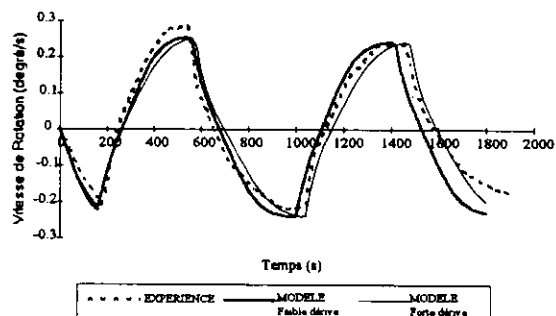


Figure 14 : Zigzag 20-20

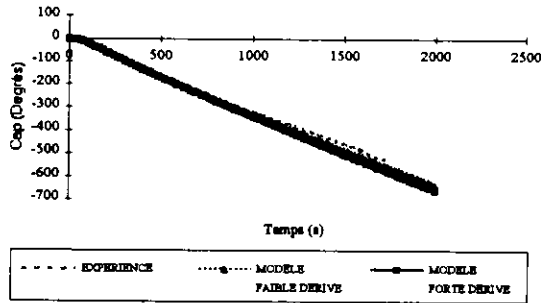


Figure 15 : Giration tribord 35°

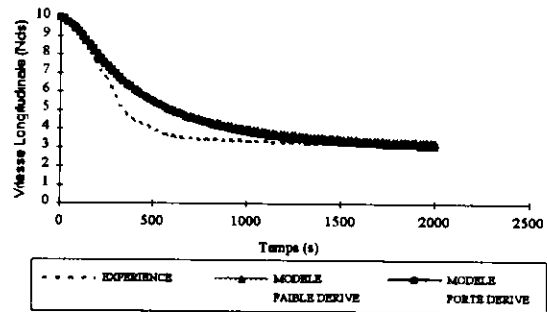


Figure 16 : Giration tribord 35°

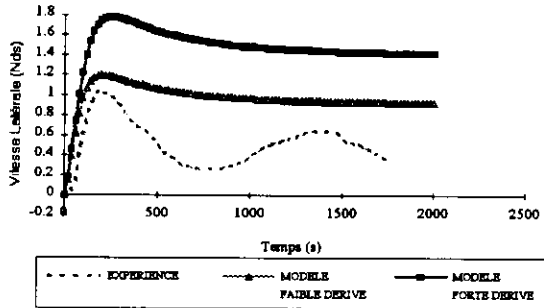


Figure 17 : Giration tribord 35°

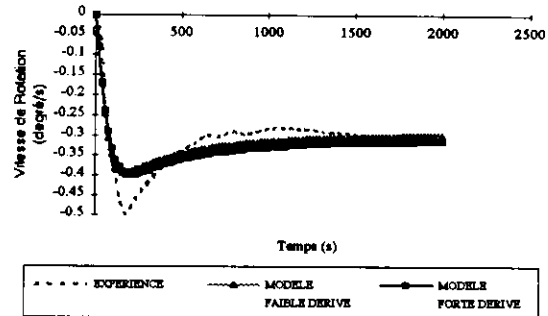


Figure 18 : Giration tribord 35°

Quelques modifications mineures ont été effectuées sur les termes non linéaires pour un bon recollement en fin de giration.

Une homothétie k sur les coefficients des termes de vitesse latérale ne modifie pratiquement pas les résultats de la simulation. Ceci explique qu'avec des coefficients très différents, le terme N_{vvr} étant multiplié par k^2 , il soit possible d'obtenir les "mêmes" résultats de simulation, la vitesse latérale étant divisée par $1/k$.

La valeur du terme de masse ajoutée Y_v étant connue avec une bonne précision, nous l'avons ramenée à sa valeur initiale, ce qui a conduit à modifier d'un peu plus de 10 % l'efficacité de la barre.

Ceci montre la difficulté de comparer des jeux de coefficients. Il apparaît aussi plus judicieux de réfléchir sur la forme du système différentiel représentant les manoeuvres et sur ses "invariants".

En profondeur moyenne ($h/T = 1.5$)

La démarche permettant de passer des coefficients de grande profondeur à ceux de profondeur moyenne décrite précédemment donne les résultats satisfaisant comme on pouvait s'y attendre (Fig.19-20 ci-dessous et Fig. 6).

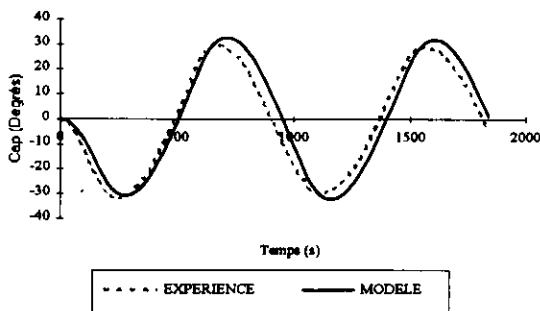


Figure 19 : Zigzag 20-20

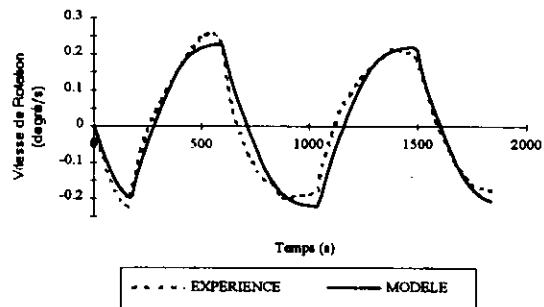


Figure 20 : Zigzag 20-20

En faible profondeur ($h / T = 1.2$)

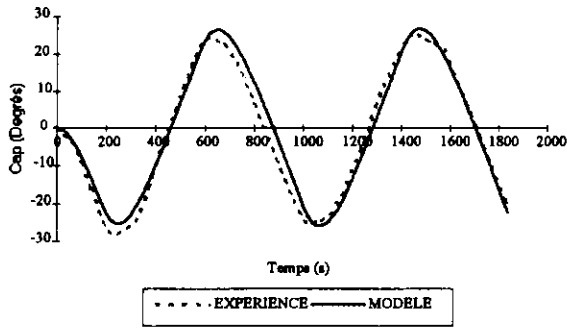


Figure 21 : Zigzag 20-20

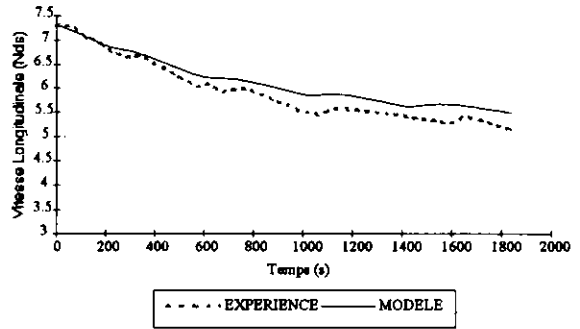


Figure 22 : Zigzag 20-20

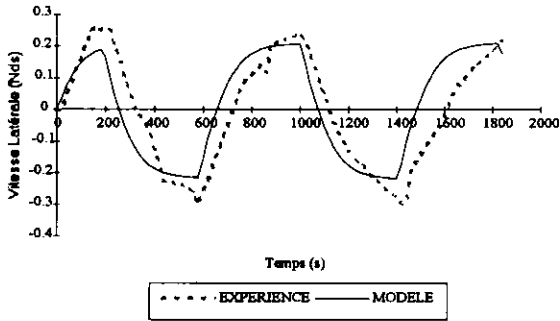


Figure 23 : Zigzag 20-20

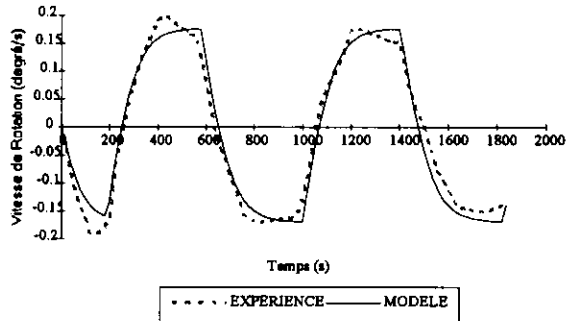


Figure 24 : Zigzag 20-20

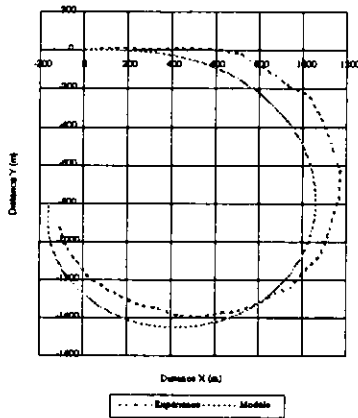


Figure 25 : Giration bâbord 35°

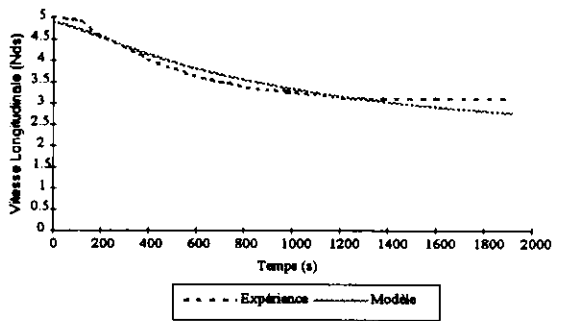


Figure 26 : Giration bâbord 35°

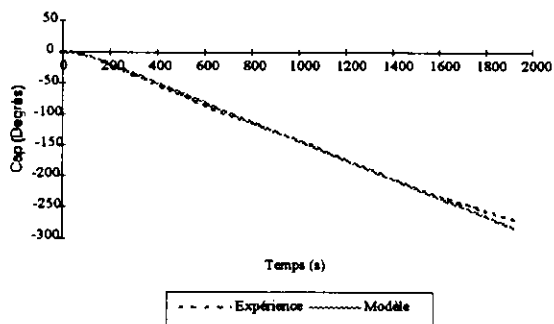


Figure 27 : Giration bâbord 35°

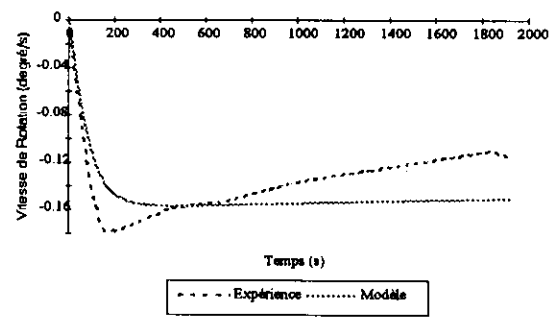


Figure 28 : Giration bâbord 35°

Esso Bernicia

En grande profondeur (h / T = 4.25)

La valeur du coefficient de résistance en ligne droite X_{uu} utilisée a été déterminée par Gill ([G₁]) qui a développé un modèle relativement différent.

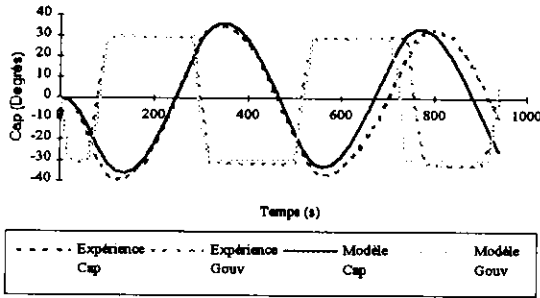


Figure 29 : Zizzag 30-20

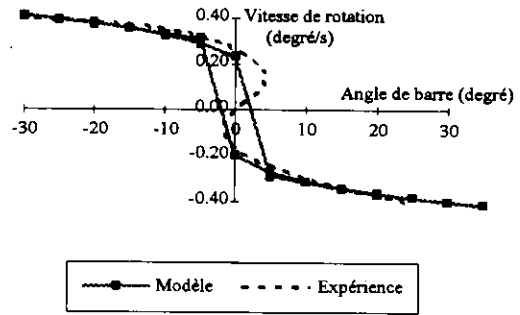


Figure 30 : Spirale

En profondeur moyenne (h / T = 1.41)

La procédure développée pour l'Esso Osaka permettant de passer des coefficients de grande profondeur à ceux de profondeur moyenne est employée ici.

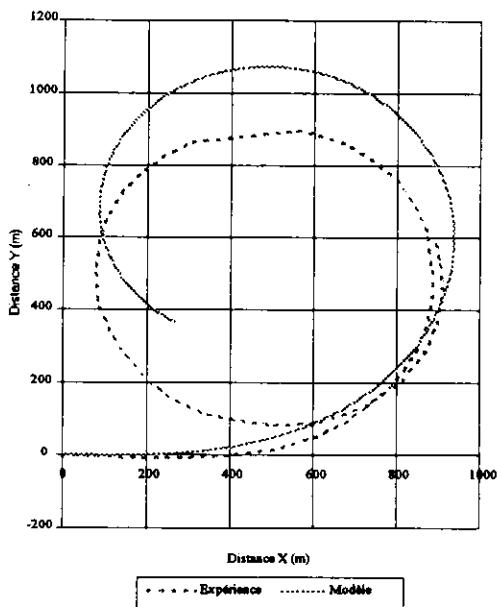


Figure 31 : Giration tribord 35°

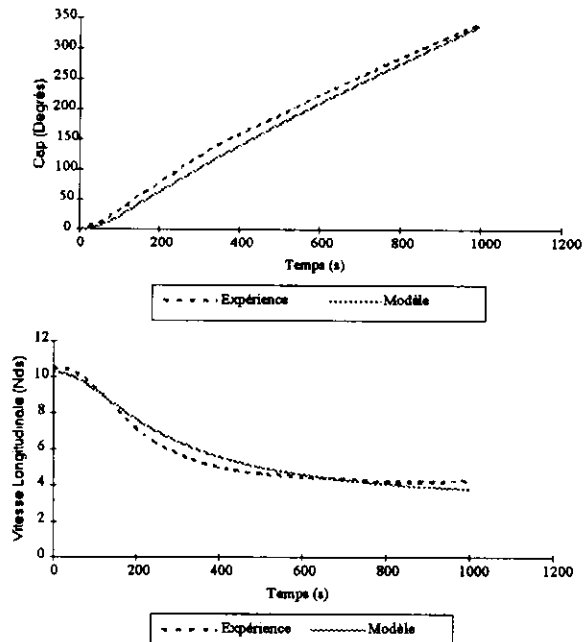


Figure 32 : Giration tribord 35°

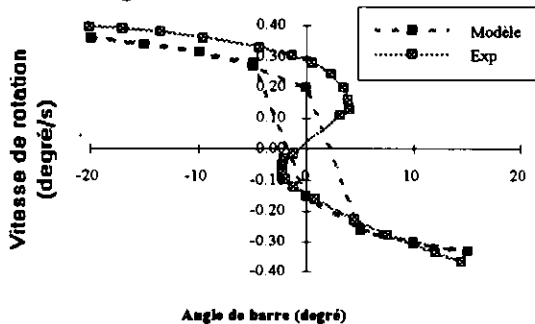


Figure 33 : Spirale

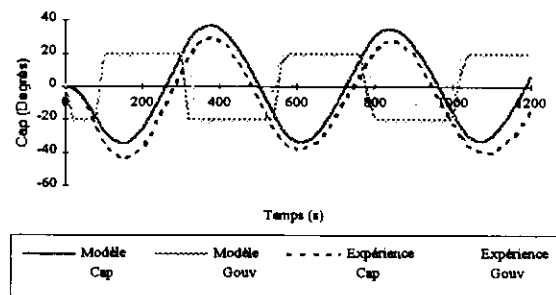


Figure 34 : Zizzag 20-20

CONCLUSION

Cette étude permet d'apprécier :

- la correspondance modèle-expérience pour des navires instables dont les réactions sont complexes
- l'utilité des modules Presimu et Calnav pour obtenir les coefficients, ces modules ayant été développés pour obtenir les coefficients de navires très divers (cargos, méthaniers, ferries ...).

Elle donne aussi une meilleure intelligibilité des limites aussi bien théoriques que physiques de la modélisation développée.

Elle montre la nécessité d'une meilleure compréhension du système différentiel et de ses "invariants".

Elle fait entrevoir la possibilité d'utiliser des formulations souples permettant de simuler la manoeuvrabilité, ces formulations pouvant être adaptées aux différentes configurations d'une entrée de port.

REFERENCES

Abréviations :

I.S.P : International Shipbuilding Progress.

J.N.S : Journal of Naval Science.

S.N.A.J : Society of Naval Architects of Japan, Naval Architecture and Ocean Engineering.

Trans. RINA : Transactions of the Royal Institution of Naval Architects.

Trans. SNAME : Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers.

Trans. WJSNA : Transactions of the West Japan Society of Naval Architects.

- [A₁] Ankudinov V., Miller E., Alman P. and Jakobsen B. : "Ship manoeuvrability assessment in ship design-simulation concept", Marsim 90, Tokyo, 1990.
- [B₁] Biancardi C.G. : "Practical calculation method of Ship manoeuvring characteristic at the design stage", I.S.P, vol. 37, N° 411, 1990.
- [B₂] Bogdanov P., Vassilev P., Lefterova M. and Milanov E. : "Esso Osaka tanker manoeuvrability investigations in deep and shallow water, using PMM", I.S.P, vol. 34, N° 390, 1987.
- [C₁] CLARKE D., GEDLING P. and HINE G. : "The application of manoeuvring criteria in hull design using linear theory", Trans.RINA, vol. 125, London, 1983.
- [C₂] CLARKE D., PATTERSON D. and Wooderson B.: "Manoeuvring trials with the 193.000 Tonne deadweight tanker 'Esso Bernicia' ", Trans.RINA, vol. 115, 1973.
- [C₃] CRANE C. : "Maneuvering trials of the 278.000 Tonne DWT Esso Osaka in shallow and deep waters", Exxon International Company, Jan. 1979.
- [D₁] DEMENET P.F, LEWIS G., MIKELIS N.E, and HOLLOCOU Y : "Results from manoeuvrability tests with models at the Port Revel Centre and some comparisons with mathematical predictions", Trans.RINA, vol. 129, London, 1987.
- [F₁] Fujino, M. : "Experimental studies on ship manoeuvrability in restricted water", Part 1, I.S.P., vol 15, 1968.
- [G₁] Gill A. D. : "The identification of manoeuvring equations from ship trials results", Trans.RINA, vol. 118, London, 1975.

- [H₁] HIRANO M., TAKASHINA, J. MORIYA S and NAKAMURA Y. : "an experimental study on maneuvering hydrodynamic forces in shallow water", Trans. WJSNA, 1985.
- [H₂] HIRANO M., TAKASHINA J. and MORIYA S : "A practical prediction method of ship manoeuvring motion and its application", Trans. RINA, vol. 129, 1987.
- [H₃] Hollocou Y. et Lam Son Ha : "Modélisation de l'évolution d'un navire en manoeuvre", Revue Technique des Phares et Balises, N° 93 - Déc. 1993.
- [H₄] Hwang , W.Y. : "Application of system identification to ship maneuvering", M.I.T. Ph.D. Thesis, Department of Ocean Engineering, 1980 .
- [I₁] INOUE, S : "Equations of motion and force acting upon ship body", S.N.A.J.
- [M₁] MATSUMOTO N. and SUEMITSU K. : "Interference Effects between the hull propeller and rudder of a hydrodynamic mathematical model in manoeuvring motion, S.N.A.J, vol. 22, 1984.
- [M₂] MATSUMOTO N. and SUEMITSU K. : "Mathematical model considering the characteristics of flow field in stern's neighborhood", Fourth International Conference Marine Simulation, Trondheim, 1987.
- [N₁] NEWMAN J.N. : "Marine hydrodynamics", (MIT Press, 1977).
- [V₁] VAN LAMNEREN W.P.A. and all : "The wageningen B Screw Series", Tran. SNAME, vol. 77, 1969.
- [W₁] WILSON P.A and LEWIS W. : "Predicting surface ship manoeuvring characteristics for the preliminary design using a desktop computer", J.N.S, vol. 14, n° 1, 1986.

APPENDICE : Coefficients linéaires en fonction des caractéristiques du navire

	<i>Norrbin (1970)</i>	<i>Clarke (1982)</i>	<i>Inoue (1956)</i>	<i>Hirano (1985)</i>
Y''_{uv}	$-\frac{\pi}{2} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot 1.69 - 0.04$	$-\frac{\pi}{2} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot 1.00 - 0.63$	$-\pi \cdot \frac{LT^2}{\nabla}$	$c \left[-\frac{\pi}{2} k_e(2.3) - 1.4 C_B \frac{B}{L} \right]$
N''_{uv}	$-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot 1.28 + 0.02$	$-\frac{\pi}{4} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot \left(1.00 + 4.80 \cdot \frac{T}{L} \right)$	$-1.2 \cdot \frac{LT^2}{\nabla}$	$c \cdot k_e(1.7)$
Y''_{ur}	$\frac{\pi}{4} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot 1.29 - 0.18$	$\frac{\pi}{4} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot \left(1.00 + \frac{B}{6.25T} - 4.4 \frac{B}{L} \right)$	$-\pi \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot \left(0.367 + 0.21 \cdot \frac{2T}{L} \right)$	$\frac{c}{4} \pi k_e(0.7)$
N''_{ur}	$-\frac{\pi}{8} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot 1.88 + 0.09$	$-\frac{\pi}{8} \cdot \frac{LT^2}{\nabla} \cdot \left(1.00 + \frac{B}{6.41T} - 2.24 \frac{B}{L} \right)$	$-0.54 \cdot \frac{LT^2}{\nabla}$	$c \cdot \left[-0.54 k_e(0.7) + k_e^2(0.7) \right]$

avec $c = \frac{L^2 T}{2 \nabla}$, $\Gamma_e(f) = \frac{\Gamma}{\frac{T}{2h} \Gamma + \left(\frac{\pi T}{2h} \cot \frac{\pi T}{2h} \right)^f}$ et $\Gamma = \frac{2T}{L}$ (en théorie $f = 1$)