

## 5<sup>e</sup> JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

22, 23, 24 mars 1995 – ROUEN

### MOYENS D'ANALYSE MULTIFREQUENCE DU COUPLAGE DES MOUVEMENTS EN ROULIS LACET ET EMBARDEE D'UN NAVIRE

P.FABIANI  
CEGELEC-CGA  
BP 57 91229 Brétigny-sur-Orge  
Cedex France

B. DULIEU  
Université D. Diderot  
LUAP  
2, place Jussieu 75005 Paris Cedex 05

#### Résumé

On présente des signaux de test, un modèle et une méthode d'identification susceptibles d'être mis en oeuvre pour caractériser par des essais à la mer les mouvements d'un navire. Les mouvements considérés sont ceux commandés par les appareils à stabiliser ou à gouverner dans le but d'améliorer la tenue à la mer.

#### 1 Introduction

Les couplages de mouvements de plate-forme en embarquée, roulis et lacet ont permis d'expliquer l'instabilité de la tenue à la mer observée sur le lacet durant les tenues de cap ou les girations de certains navires [14], [17], [27].

Ces phénomènes sont aussi importants pour l'étude et la mise au point des nouveaux systèmes de stabilisation du roulis obtenus par l'action des gouvernails seuls ou par l'action coordonnée des gouvernails et d'ailerons stabilisateurs.

De tels systèmes équipent actuellement des navires de servitudes ou de type frégate de différentes marines (Etats-Unis, Hollande, Suède, Danemark, ...) [6], [20], [12], [11], [2], [8]. Leur principe consiste à utiliser l'effet transitoire de contre-roulis produit par les braquages rapides des gouvernails, et à les superposer à la commande lente des braquages qui assurent la tenue de cap. Cette superposition est rendue possible par l'avance de phase que présente le transfert gouvernail-roulis du filtre navire. Avance expliquable par les effets de couplages lacet-embarquée-roulis (cf. figure 1), mais qui est responsable de la moins grande efficacité de ces systèmes lorsque le navire est soumis à des houles de grandes longueurs d'onde ou à une mer de l'arrière.

Une dégradation des performances s'observe aussi avec les systèmes simples de stabilisation par ailerons lorsque, pour les mêmes conditions de mer, la vitesse latérale qu'ils produisent en compensant les roulis de basses fréquences, n'est plus négligeable (par exemple lors des départs en embarquée par mer de 3/4 arrière).

Les systèmes de pilotage ou de stabilisation qui viennent d'être mentionnés doivent donc être fondés sur la compréhension des trois composantes des mouvements de plate-forme autour des points de fonctionnement correspondant aux évolutions stationnaires de consigne, (vitesse d'avance constante, gîte et vitesse en lacet nulle ou constante).

Ces mouvements sont le résultat de l'action de la mer, ou des appareils à stabiliser et à gouverner. Nous nous intéressons ici aux seuls mouvements (mouvements "commandables") qu'il est possible de produire ou de compenser à l'aide des appareils. Nous qualifierons ces mouvements et ces commandes de "rapides". Nous sommes concernés plus particulièrement par ceux dont les composantes spectrales appartiennent à la bande [1/6 Hz, 1/60 Hz].

Nous appellerons "lents", les mouvements qui apparaissent en pratique comme une succession de régimes stationnaires, et dont l'amplitude et la vitesse s'écartent peu de celles qui définissent le point de fonctionnement.

Ces définitions ne sont pas exclusives:

- la mauvaise efficacité en basses fréquences des commandes rapides de la stabilisation du roulis est due à des mouvements de lacet ou d'embarquée qui sont observables également dans le domaine "lent".

- les évolutions lentes, décrites généralement par une dynamique simple (constante de temps) ont des régimes transitoires (entrée en giration, ...) également représentés dans le domaine rapide.

L'objet de ce travail est de présenter un modèle susceptible:

- d'être établi à partir de données d'expériences à la mer,
- de faciliter l'analyse des couplages des mouvements commandables,
- et de prédire les mouvements de la plate-forme lorsque le navire, évoluant à cap et vitesse constants, est soumis à des perturbations connues et à l'action stabilisante des gouvernails et des ailerons.

Nous appelons "rapide" un tel modèle. Le modèle "lent" apparaissant a contrario comme le modèle de manoeuvrabilité habituellement considéré.

Nous discutons dans la deuxième partie les choix principaux concernant la définition du modèle:

- choix de l'expérience,
- choix de la forme du modèle,
- choix de l'algorithme d'estimation.

Nous comparons en particulier les approches temporelles et fréquentielles.

Dans la troisième partie, nous nous donnons les moyens de simulation des données expérimentales: signaux d'excitations, bruit, modèle non linéaire de navire.

Les outils et les procédures d'identification des coefficients du modèle ainsi qu'une analyse de l'importance de leur rôle sont exposés dans la partie 4.

Les résultats d'identification obtenus par différentes procédures et pour différentes structures de couplage sont regroupés dans la partie 5.

## 2. Définition du modèle à identifier

Les travaux portant sur l'identification des modèles de navire concernent principalement les modèles de manoeuvrabilité à deux ou trois degrés de liberté (cavalement, embardée, lacet), (voir par ex. [2], [4], [29], [1], ...). Le plus souvent un modèle théorique, déjà précisé par des essais en bassin, est recalé à partir des manoeuvres standards effectuées à la mer pour la qualification du navire.

D'autres articles décrivent le filtre-navire et les transferts "rapides", gouvernails-roulis ou ailerons-roulis, qui sont alors identifiés sans faire intervenir explicitement le couplage du lacet ou de l'embardée. Le modèle possède ainsi une seule entrée (gouvernails ou ailerons) et une seule sortie (lacet ou roulis).

Les signaux d'excitation sont donnés par des sinus, des suites binaires, des fonctions de Walsh, ... ([30], [10])

Certains auteurs ont également cherché à identifier un modèle non linéaire à quatre degrés de libertés qui puisse représenter à la fois les mouvements lents et rapides [31], [32]. On a pu également établir un tel modèle, pour l'essentiel, par une connaissance théorique [20]. Il a été vérifié, dans ce dernier cas, une bonne correspondance entre les mouvements rapides du modèle et ceux observés à la mer.

### Première formulation

Le problème de la définition d'un modèle rapide à partir des données d'essais à la mer peut être posé de la manière suivante.

1) Le domaine spectral des mouvements rapides est pris comme la bande [1/60 Hz, 1/6 Hz], contenant la résonance en roulis à la fréquence de 1/10 Hz, et dont on peut estimer qu'elle couvre les couplages roulis-embardée-lacet. Pour une vitesse d'avance du navire de 15 noeuds, cette bande couvre également correctement les perturbations les plus lentes rencontrées par mer de l'arrière et les plus rapides, par mer avant.

2) Les meilleurs signaux d'excitations sont ceux qui, tout en tenant compte des contraintes de mise en oeuvre (système de commande, contraintes opérationnelles, ...) fournissent à la plate-forme, en un minimum de temps, un maximum d'énergie dans la bande définie. Cela conduit à appliquer une excitation composée d'une suite [20], d'une somme ou d'un vobulé [23] de sinus adaptés à cette bande.

3) L'intérêt porté aux couplages entre les mouvements incite à utiliser un modèle d'état explicite. Sa forme générale est:

$$\begin{aligned} (1) \quad & dv/dt = a_{11} v + a_{12} \phi + a_{13} p + a_{14} r + b_{11} dF + b_{12} dR + \eta v \\ & d\phi/dt = p \\ & dp/dt = a_{31} v + a_{32} \phi + a_{33} p + a_{34} r + b_{31} dF + b_{32} dR + \eta p \\ & dr/dt = a_{41} v + a_{42} \phi + a_{43} p + a_{44} r + b_{41} dF + b_{42} dR + \eta r \end{aligned}$$

avec:

$v$  = vitesse latérale, comptée positive vers tribord.

$\phi$  = angle de roulis, positif si tribord s'enfonce.

$p$  = vitesse angulaire de roulis.

$r$  = vitesse angulaire de lacet, positive pour une giration à droite.

$dF$  = braquage de l'aileron tribord, positif si le bord d'attaque est orienté vers le haut.

$dR$  = braquage des gouvernails, positif si la barre est à droite.

Dans un tel modèle les coefficients  $a_{31}$  et  $a_{34}$  par exemple, représentent respectivement les effets de couplage des mouvements de lacet et d'embarquée sur le mouvement de roulis.

Nous faisons l'hypothèse que les valeurs de  $dF$  et de  $dR$  sont connues et que  $v$ ,  $p$ ,  $\phi$ ,  $r$  sont observables par les variables:

$$v + \eta v, p + \eta p, \phi + \eta \phi, r + \eta r$$

où  $\eta v$ ,  $\eta p$ ,  $\eta \phi$ ,  $\eta r$  sont des bruits additifs utilisés pour représenter les perturbations dues à la mer et les bruits de mesure.

L'estimation des coefficients du modèle présente alors les difficultés suivantes:

a) Les relations imposées par les régimes stationnaires et qui portent sur les braquages permanents, le taux de giration, la gîte permanente, ..., ne sont pas nécessairement satisfaites pour le modèle rapide. Elles ne pourront pas être utilisées simplement, au titre de conditions supplémentaires, pour réduire une multiplicité éventuelle des solutions de l'algorithme d'identification alors qu'elles sont faciles à déterminer à partir d'essais à la mer.

b) La réponse de la plate-forme à des signaux d'excitations composés de plusieurs harmoniques peut être assez différente de la somme des réponses propres à chacune des harmoniques.

c) Le traitement des bruits par l'algorithme d'identification est plus complexe dans le cas multivariable, d'autant que les dynamiques de lacet et d'embarquée d'une part, et de roulis d'autre part, sont assez différentes.

C'est ainsi qu'il est possible, par exemple, de pénaliser les erreurs basses fréquences de l'équation de lacet et d'embarquée, (jusqu'à la fréquence du roulis  $f_r$ ), de manière à blanchir les spectres des résiduels et à éliminer les biais des estimations. L'équation de roulis, par contre, doit rester effectivement large bande. Pourtant son rapport signal/bruit est dégradé inutilement en hautes fréquences (supérieures à  $f_r$ ) par le signal de lacet et d'embarquée qui n'a plus, pour celles-ci, de signification physique.

d) La détermination de l'ordre effectif du modèle rejoint la question du traitement du bruit. En effet, si l'on appelle bruit l'information qui n'est pas à modéliser, un ordre du modèle inutilement élevé, en raison d'un couplage supposé non nul mais en réalité sans signification, conduit à la prédiction de ce bruit au détriment de la représentation des évolutions intéressantes.

Ces trois dernières difficultés sont classiques [3] et peuvent être résolues en partie par des filtres de Kalman - Bucy. Ces filtres sont adaptés en temps aux signaux observés de telle sorte que, successivement, suivant l'ordre temporel, une connaissance à priori du modèle et du bruit soit mise à jour par les observations mesurées.

D'autres méthodes temporelles, de type global, sont utilisées. Cependant elles peuvent masquer certaines indéterminations liées au mauvais conditionnement des équations du modèle. C'est ainsi par exemple que, pour l'équation du roulis, les effets dus aux mouvements de lacet et d'embarquée ne sont pas toujours correctement décorrélés par les signaux de tests employés [18].

Les méthodes d'identification fréquentielles [24] traitent également de ces difficultés. La pondération en fréquence de l'erreur d'équation du modèle d'état, - évoquée en c) -, est aisée; de même que l'analyse de l'importance des effets de couplages.

Le mélange lent - rapide des variables peut être traité en considérant l'erreur des sorties exprimées à l'aide des entrées -les braquages- seules. Cependant ces erreurs sont des fonctions non linéaires

des coefficients inconnus. La recherche d'un minimum est numériquement plus complexe et ne fournit que des solutions locales, et les couplages sont bien sûr masqués.

#### Autre formulation

Le problème de la définition du modèle rapide peut être posé dans un cadre plus restreint, en cherchant simplement à recaler empiriquement un modèle d'état linéaire issu d'un modèle de manoeuvrabilité, théorique ou déterminé au bassin.

Cette approche a été suivie par exemple par [6] pour construire un modèle de référence d'une commande de stabilisation du roulis par gouvernails. Les signaux de tests utilisés ("Rudder Lurch test" [5]) et leurs réponses, calculés pour notre modèle d'étude, sont représentés ci-dessous.

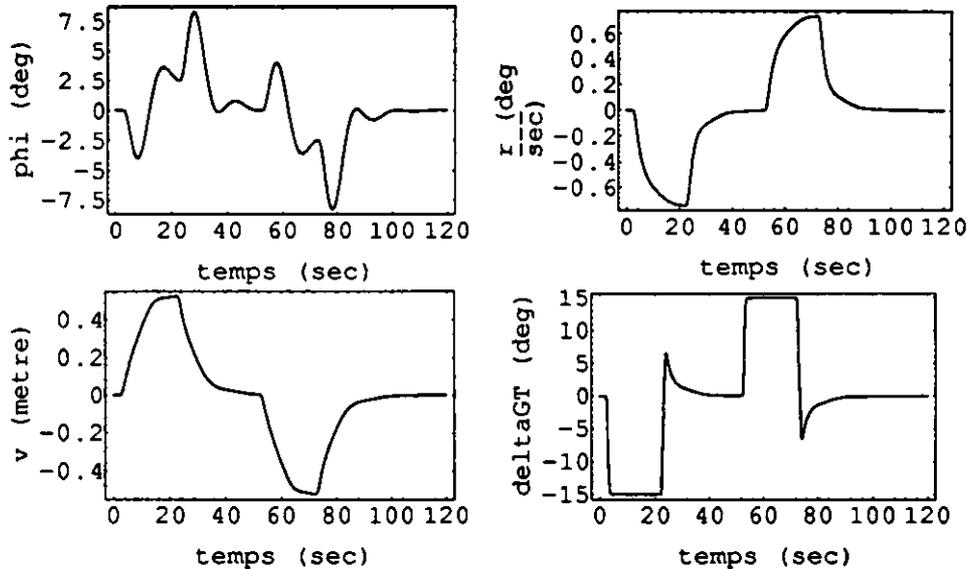


Figure 1. Réponse simulée du navire à des créneaux de barre (test de type "rudder-lurch"). Vitesse d'avance 15 noeuds. Vent nul. Bruit de mer nul

Ces tests doivent être exécutés par temps calme, mais ils résolvent les difficultés a) et b) de la première formulation

#### Formulation retenue

Nous retenons pour définition du modèle la première formulation ci-dessus. Nous pourrions ainsi juger des limites d'une définition exhaustive et justifier ou non une étude ultérieure du modèle simple de la deuxième formulation.

### 3. Simulation des données expérimentales

#### 3.1 Modèle de navire

Les données expérimentales qui servent à cette étude sont calculées à l'aide d'un modèle mathématique de navire ayant servi initialement à l'étude d'un destroyer [7] [10]. Les caractéristiques principales de ce navire sont:

Masse	4.0 10 <sup>6</sup> kg
Longeur (LBP)	134 m
largeur	14 m
Tirant d'eau	9 m
Hauteur métacentrique (GM)	1 m

Le modèle donné initialement pour les déplacements en cavalement, embardée et lacet est complété pour ce travail de manière à tenir compte du roulis, de l'appareil à stabiliser et des efforts aérodynamiques. Il s'agit d'un modèle mécanique ( voir annexe A) écrit dans un repère mobile situé au centre de gravité du navire sous la forme :

$$\begin{aligned} m(u' - r v) &= X \\ m(v' + r u) &= Y \\ I_x \dot{p} &= L \\ I_z \dot{r} &= N, \end{aligned}$$

où, suivant les conventions de signe indiquées §2,  $u, v, p, r$  notent respectivement les vitesses en cavalement, embardée, roulis et lacet de la plate-forme, et où  $X, Y, L, N$  représentent la somme des forces et moments s'exerçant en cavalement, embardée, roulis et lacet.

Les forces et moments hydrodynamiques sont exprimés selon des développements en  $u, v, p, r$  et  $\phi$ . Le courant est supposé constant. Les forces et moments aérodynamiques sont calculés suivant l'approximation d'Isherwood [19].

Les mouvements du navire soumis à l'action des vagues sont obtenus en ajoutant aux évolutions de l'état de ce modèle des perturbations lues dans un fichier de données.

La réponse du modèle à des créneaux de barre a été donnée en figure 1. Le spectre des perturbations sont représentés ci-dessous.

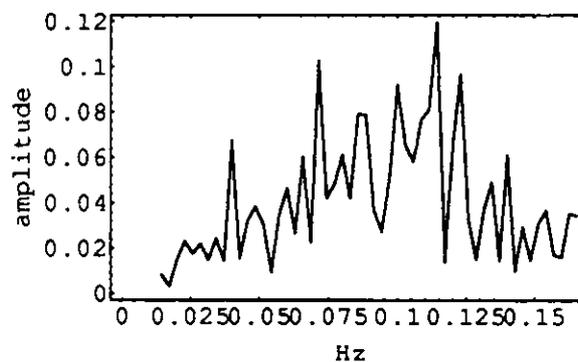


Figure 2. Amplitude du spectre du bruit de mer sur le mouvement en roulis

### 3.2 Signaux d'excitation

La réponse harmonique de la plate-forme aux commandes des gouvernails ou des ailerons peut être sollicitée par différents signaux de test. Parmi ceux qui optimisent la puissance fournie dans la bande de fréquences considérée [1/60 Hz, 1/6 Hz], nous pouvons comparer les signaux réalisés comme une suite de sinus (SS), un vobulé de sinus (VS), et une somme de sinus (multisinus MS) [26].

Un signal VS à balayage linéaire de la fréquence  $w_1$  à  $w_2$  et de durée  $t_f$  a pour expression

$$y = a \sin(\omega t), \text{ avec } \omega t = (w_1 + (w_2 - w_1) * t / (2 * t_f)).$$

Un signal MS composé de 10 harmoniques sur la bande [1/60, 1/6] Hz s'écrit

$$y = \sum_{i=1,10} a_i \sin(\omega_i t + \phi_i) \text{ avec } \omega_i = 2\pi i / 60.$$

Le choix du type du signal et de sa durée répond à des critères pratiques qui sont liés à l'importance du bruit de l'environnement qui entache l'expérience, aux contraintes opérationnelles et aux besoins de l'algorithme d'identification.

Afin d'améliorer le rapport signal sur bruit des mesures, on sait qu'il est préférable de multiplier des expériences indépendantes de courte durée. Cela donne également plus de souplesse dans la mise en œuvre des tests, au détriment cependant de la durée totale de l'essai.

Dans le cas du signal VS, ce compromis doit être également établi en prenant en compte la résolution spectrale qui est induite par la durée du test et une modulation parasite de la transmittance pour les signaux de courte durée (voir figure 3).

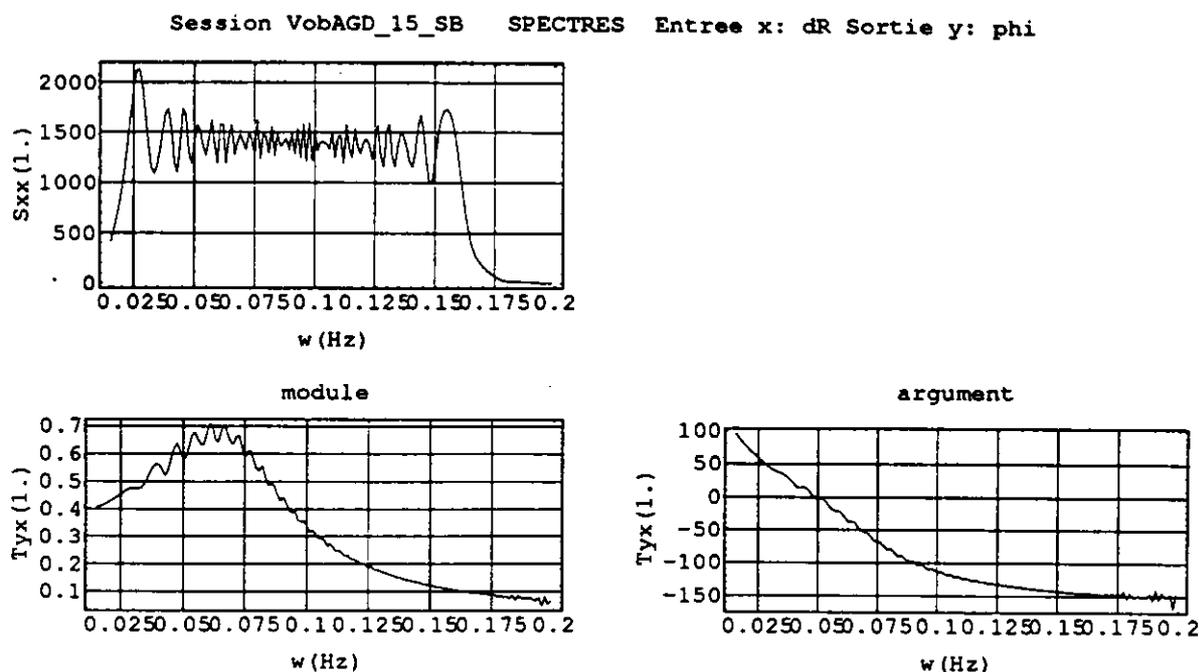


Figure 3. Signal vobulé de 360 s. Balayage linéaire par fréquences croissantes : Spectre des braquages des gouvernails et transmittance gouvernail-roulis. Vitesse d'avance 15 noeuds. Vent vrai nul. Bruit de mer nul.

De plus, pour ce signal, la vitesse de balayage en fréquence semble avoir une influence: il a été observé un décalage en fréquence des transmittances obtenues par balayage suivant des fréquences croissantes et décroissantes [13]. Un tel phénomène peut être du à des effets séculaires mis en jeu dans l'expérience au réel, cependant il n'a pas pu être reproduit par simulation de notre modèle non linéaire. Nous avons noté simplement un affaiblissement de 2% de la surtension lorsque la durée du balayage diminue de 720 secondes à 360 secondes.

Les amplitudes des braquages et des mouvements mis en jeu sont soumises à des contraintes opérationnelles.

Les braquages choisis pour nos test sont simplement limités par les saturations des appareils. Cette limite est facile à réaliser dans le cas d'un VS. Dans le cas d'un signal MS, il est nécessaire de déterminer au mieux la phase  $\phi_j$  de chacun des sinus afin d'éviter toute surtension de la somme. Cela a été réalisé pour le MS représenté ci-dessous à l'aide de l'algorithme décrit dans [27]. Cet algorithme permet effectivement d'obtenir un rapport entre le maximum de l'amplitude du signal et l'énergie fournie aussi faible (parfois plus faible) que le rapport correspondant du VS.

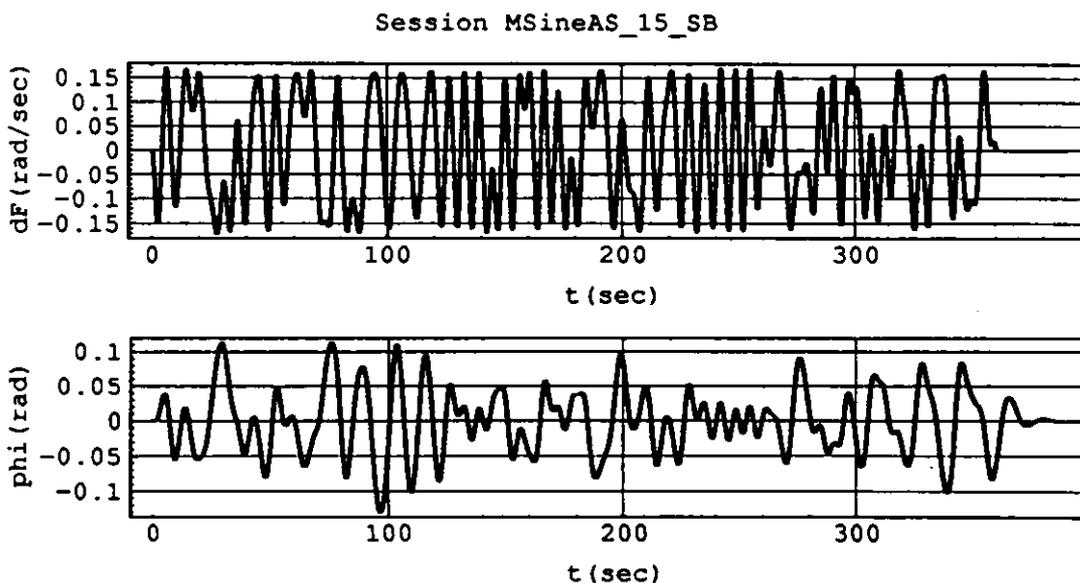


Figure 4. Réponse du roulis à une excitation multi sinus des gouvernails. Vitesse d'avance 15 noeuds. Vent vrai nul. Bruit de mer nul.

L'amplitude du roulis à la résonance peut être réduite - pour le signal VS - en choisissant une amplitude du vobulé fonction de la fréquence instantanée [14] et - pour le signal MS, en choisissant correctement les amplitudes  $a_i$  de chacune des harmoniques du signal. Cependant pour MS, on note que, même sans cette correction, la réponse en roulis a une amplitude qui reste limitée. Cela est dû au fait que la composante spectrale de l'énergie à la fréquence de roulis est répartie sur la durée totale du test au lieu que cette énergie soit localisée, comme avec VS, à l'instant où la fréquence instantanée du signal est celle du roulis. Cet avantage opérationnel relatif du signal MS par rapport au VS s'observe également en ce qui concerne la tenue de route.

#### 4. Identification

Domaine. L'analyse multifréquence des mouvements de la plateforme est certainement facilitée lorsque les résiduels de l'identification sont exprimés dans le domaine fréquentiel.

Cet avantage qu'offre les méthodes d'identification fréquentielles est conforté par le caractère stationnaire des signaux de tests MS choisis.

Ces méthodes permettent également de traiter d'une manière globale les informations contrairement aux méthodes temporelles récursives (type RPE), bien adaptées aux besoins d'identification en temps réel, mais dont on ne connaît pas a priori la durée nécessaire à la convergence de leur algorithme.

Critère. On doit ensuite choisir un critère fonction de l'erreur entre les données expérimentales et celles imposées par le modèle. Les valeurs des coefficients du modèle qui lui assure la valeur la plus faible, fournissent une estimation des coefficients réels tels qu'on aurait pu les identifier en l'absence de bruit.

Il est préférable pour notre étude de retenir une définition du critère telle que l'algorithme numérique de recherche de minima conduise au vrai minimum, quitte à négliger ou à simplifier l'influence du bruit sur les mesures.

Cette possibilité est alors offerte en prenant pour erreurs, les erreurs d'équations évaluées à chacune des composantes spectrales, et pour critère, la somme des carrés de ces erreurs. Ces erreurs sont en effet linéaires en les coefficients inconnus et ce critère quadratique équivaut, dans le cas d'un bruit blanc, au critère statistique qui assure maximum de vraisemblance.

Plus précisément, on peut exprimer sous forme matricielle l'erreur d'équation du modèle (1), à chaque instant  $t$  du domaine temporel, comme :

$$(2) \quad e(t) = dx(t)/dt - A.x(t) - B.u(t)$$

où  $x(t)$  représente le vecteur des mesures des variables d'état  $v, p, \phi, r$  à cet instant,  $u(t)$  le vecteur des mesures des variables d'entrée  $dF, dG$ , et  $A$  et  $B$  les matrices des coefficients du modèle qui sont à estimer.

Dans le domaine fréquentiel cette erreur s'écrit comme

$$(3) \quad E(w) = DX(w) - A.X(w) - B.U(w)$$

où  $X(w)$  et  $DX(w)$  représentent respectivement les composantes spectrales de fréquence  $w$  des variables  $x$  et  $dx/dt$ .

Le critère que l'on cherchera à minimiser par rapport aux paramètres de  $A$  et  $B$  est la quantité:

$$(4) \quad \sum_i \|E(w_i)\|^2 \text{ avec } w_i = 2 \pi i / T.$$

où  $T$  est la durée totale du test et  $i$  les indices tels que les fréquences  $w_i$  appartiennent à la bande des fréquences étudiées.

On note que ce critère est celui considéré dans le calcul des régressions.

Mise en forme des données Le contenu spectral des données expérimentales ne doit pas être modifié par le filtrage du bruit de mesure. Un lissage des données dans le domaine fréquentiel par un filtre polynomial de type Golay Stavisky peut permettre d'éliminer des bruits numériques et de faciliter la lecture des spectres.

Une attention particulière doit être portée au calcul des composantes spectrales par les transformation de Fourier circulaires. Pour éviter le phénomène de Gibbs et rendre exact le passage de l'équation (2) à (3), les signaux expérimentaux doivent être périodiques.

Cela impose, dans la mise en oeuvre des tests, de commencer et de finir les passes dans les conditions d'allure du navire aussi proches que possible.

Statistiques. L'estimateur donné par la somme finie (4) est une approximation de l'estimateur théorique correspondant à une durée d'expérience infinie. Les statistiques de cet estimateur: moyenne, variance sont approchées par les statistiques de l'estimateur à durée d'expérience finie. On sait cependant que si l'estimateur est de bonne qualité, la multiplication des expériences ou l'augmentation de la durée permettra de converger vers les statistiques théoriques, dont la valeur moyenne sera également la valeur réelle des coefficients.

Une connaissance à priori du bruit permet de déterminer des intervalles de confiance des statistiques approchées fournies par l'algorithme, qui devront donc contenir, avec une certaine probabilité, les statistiques théoriques.

Des statistiques empiriques peuvent par ailleurs être construites sans qu'il soit nécessaire de disposer d'un modèle paramétrique du bruit. La méthode de "BootStrap" [15] montre qu'il est possible d'estimer les statistiques inconnues à partir de la répartition des résultats d'expériences artificielles formées en extrayant des jeux d'échantillons des données initiales.

Cette méthode a été suivie pour le calcul des résultats présentés dans la partie 5.

Les valeurs des écarts type obtenus par cette méthode s'avèrent être en outre, en l'absence de bruit, des indicateurs de l'importance que peut avoir un paramètre dans la recherche du minimum de l'erreur.

En effet, dans le cas, par exemple, de l'identification de la parabole  $y = a x^2 + b x + c$  qui approche au mieux un nuage de points défini par les valeurs peu ou non bruitées des points ( $y = 2 x + 1$ ,  $x$ ), l'estimation des paramètres  $a$ ,  $b$ ,  $c$  faite sur un nombre limité de points (4 par ex.), tirés au hasard, donnera un ensemble de valeurs dont la variance pour  $a$  sera beaucoup plus importante que pour  $b$  ou  $c$ .

Procédure d'identification. On dispose de deux jeux de données expérimentales: celles relatives aux excitations des gouvernails (AG) et celles relatives aux ailerons (AS).

Plusieurs stratégies d'identification peuvent être envisagées:

- Stratégie 1:

i) Identifier la fréquence propre de l'amortissement en roulis à partir des données AS (coefficients  $a_{32}$  et  $a_{33}$ ).

ii) Ces coefficients étant fixés, identifier les couplages en roulis et les coefficients des équations de lacet et d'embarquée et l'efficacité des gouvernails à partir des données AG.

iii) Identifier finalement l'efficacité des ailerons à partir des données AS.

- Stratégie 2 :

Effectuer les sommes des données AS et AG variables par variables.

Identifier les coefficients de chacune des équations pour ces données

- Stratégie 3

Utiliser dans le calcul du minimum de la somme (5) indifféremment des données AS ou des données AG.

Les résultats pour les stratégies S1 et S2 ont été présentés dans [16]. Le chapitre suivant présente les résultats pour la stratégie S3.

## 5. Résultats

Les tableaux ci-dessous donnent les résultats d'identification des coefficients du modèle rapide suivant la procédure S3 pour quatre cas: sans bruit ou avec bruit, et avec tirage du signal d'erreur dans la bande large [1/60 Hz, 10/60 Hz] ou dans la bande réduite [1/60 Hz, 6/60 Hz].

Comme il a été dit §4, un terme dont le coefficient a une valeur de l'écart type (noté  $\sigma$ ) relativement faible, en l'absence de bruit, est peu pertinent pour modéliser des données de la bande de fréquence considérée.

On observe pour les termes relatifs à l'embarquée et au lacet (a11, a14,a41,a44) un sigma plus faible lorsque l'on identifie sur la bande réduite des données non bruitées ou bruitées. Par contre, les valeurs des coefficients relatifs au roulis (a32,a33) ont un sigma plus élevé sur cette bande.

On note également, pour l'équation de lacet, des difficultés pour identifier les coefficients relatifs aux effets de couplage du roulis sur le lacet (a43,a42). Pour les données expérimentales qui ont été simulés l'annulation de ces coefficients sera probablement sans conséquence sur l'erreur en lacet. Ce résultat entre très bien dans le cadre des efforts de simplification réaliste de Nomoto et de son école, par exemple.

Dans l'équation d'embarquée, on note enfin que le coefficient a13 (gîte sur embarquée) est significatif, mais, que a14 l'est beaucoup moins.

Equation d'embarquée		Valeur globale		Valeur itérée (2 x 8 échantillons, 30 tirages)			
Coef.	Bruit	[1/60,1/6]	[1/60,6/60]	[1/60,1/6]		[1/60,6/60]	
				moyenne	sigma	moyenne	sigma
a11	avec	-1.350	-0.0726	-0.113	0.800	-0.490	0.971
	sans	-0.136	-0.123	-0.108	0.0570	-0.116	0.0166
a12	avec	1.23	0.0603	0.0576	0.881	-0.0917	1.329
	sans	0.0403	0.00514	-0.000611	0.0266	0.000656	0.0302
a13	avec	2.88	0.910	1.67	3.29	1.62	5.10
	sans	0.383	0.322	0.287	0.0630	0.290	0.0956
a14	avec	18.8	14.3	7.20	48.7	-6.24	41.1
	sans	-3.10	-0.741	-0.274	3.07	-0.657	0.680
b11	avec	2.87	-0.190	0.00676	2.16	0.360	2.01
	sans	0.239	0.213	0.205	0.0312	0.212	0.0257
b12	avec	-1.44	-0.654	-0.856	1.92	-0.518	1.678
	sans	-0.296	-0.319	-0.314	0.0812	-0.307	0.0361

Equation de roulis		Valeur globale		Valeur itérée (2 x 8 échantillons, 30 tirages)			
Coef.	Bruit	[1/60,1/6]	[1/60,6/60]	[1/60,1/6]		[1/60,6/60]	
				moyenne	sigma	moyenne	sigma
a31	avec	0.167	0.0435	0.0193	0.150	-0.0488	0.788
	sans	0.0679	0.0595	0.0655	0.0147	0.0699	0.0935
a32	avec	-0.340	-0.228	-0.231	0.158	-0.194	0.818
	sans	-0.234	-0.233	-0.233	0.0178	-0.246	0.0983
a33	avec	-0.325	-0.292	-0.350	0.666	-0.125	1.86
	sans	-0.307	-0.316	-0.300	0.167	-0.390	0.517
a34	avec	3.47	-1.09	-1.84	5.13	-4.27	23.6
	sans	-0.0584	-0.554	0.328	1.86	-0.283	1.63
b31	avec	-0.111	-0.0957	-0.102	0.167	-0.0915	0.971
	sans	-0.105	-0.106	-0.101	0.0344	-0.126	0.124
b32	avec	0.157	0.103	0.103	0.158	0.146	0.298
	sans	0.0873	0.104	0.0724	0.112	0.103	0.0648

Equation de lacet		Valeur globale		Valeur itérée (2 x 8 échantillons, 30 tirages)			
Coef.	Bruit	[1/60,1/6]	[1/60,6/60]	[1/60,1/6]		[1/60,6/60]	
				moyenne	sigma	moyenne	sigma
a41	avec	-0.000397	-0.0114	-0.0197	0.0697	-0.00740	0.0172
	sans	-0.00460	-0.00387	-0.00435	0.000950	-0.00487	0.000855
a42	avec	-0.00726	-0.00726	0.0199	0.110	0.00366	0.0130
	sans	0.0000	-0.000585	0.000218	0.000983	-0.0000457	0.00103
a43	avec	-0.0315	-0.0315	-0.0109	0.125	0.0318	0.0796
	sans	0.00536	0.00317	0.00556	0.00341	0.00552	0.00170
a44	avec	--1.028	-1.03	-0.837	2.937	-0.467	0.629
	sans	-0.427	-0.432	-0.426	0.0481	-0.445	0.0324
b41	avec	-0.0740	-0.0740	0.0177	0.0584	0.00938	0.0233
	sans	0.00412	0.00247	0.00391	0.000951	0.00423	0.00135
b42	avec	0.0144	0.0144	0.0217	0.0404	0.0133	0.0124
	sans	0.0150	0.0151	0.0149	0.000727	0.0147	0.006739

Tableau 1. Valeurs estimées des coefficients. Cas avec bruit, sans bruit, bande complète et réduite.

## 6. Conclusion

La notion de modèle rapide des mouvements commandables de navire a été introduite. Un tel modèle sert de référence pour le calcul des lois de pilotage des systèmes de stabilisation. Sa détermination à partir de données d'expériences est également essentielle pour établir le domaine d'action et les objectifs de performances de ces systèmes.

Les moyens d'identification de ce modèle : signaux de tests, algorithme de calcul ont été discutés dans l'hypothèse où les données expérimentales seraient fournies par des essais à la mer.

Des résultats partiels ont été obtenus à partir de données calculées par simulation. Ils montrent que l'approche choisie offre une souplesse de mise en oeuvre qui permet un traitement précis des bruits d'environnement. Elle permet également de construire des indicateurs de pertinence des coefficients, utiles pour analyser l'importance des effets de couplages et plus généralement la structure du modèle. Des travaux complémentaires devront cependant montrer l'équivalence des prédictions fournies par les différents modèles ainsi suggérés.

Notons enfin que les formes des modèles rapides des mouvements de plate-forme sont probablement très dépendantes des propriétés spécifiques de tenue à la mer du navires, et que les observations faites à partir de données simulées d'un modèle de manoeuvrabilité ne sont pas généralisables, ni au réel, ni à d'autres modèles.

## Références.

- [1] M. A. Abkovitz, "Measurement of hydrodynamics characteristics from ship maneuvering trials by system identification," SNAME transactions, Vol. 88, 1980.
- [2] J. van Amerongen and al., "Rudder roll stabilization - Controller design and experimental results," 8th Ship Control System Symposium, 1987.
- [3] K. J. Aström and P. Eykhoff, "System identification - A survey," Automatica, vol. 7, 1971.
- [4] K. J. Aström, C. G. Källström, N. H. Norrbin, & L. Byrström, "The identification of linear ship steering dynamics using maximum likelihood parameter estimation," Swedish state ship building experimental tank, rapport n° 75, Göteborg, 1975.
- [5] A.E. Baitis & W.G. Meyers, "DDG51/WHEC 715 Rudder roll stabilization performance predictions," Rapport SPD-1172-01, Bassin David Taylor, oct. 1985.
- [6] D. A. Bennet & J. C. Johnson, "The role of validated simulation models in the design and development of digital control system for ship steering, 3rd Manoeuvring and Control of Marine Craft, Southampton 1994.
- [7] S.H. Brown and R. Alvestad, "Simulation of maneuvering characteristics of a destroyer study ship using a modified nonlinear model," Journal of Ship Research, Vol. 19, No. 4, Dec. 1992.
- [8] M. Blanke, A. C. Christensen, "Rudder-roll damping autopilot robustness to sway-roll-coupling," 10<sup>ème</sup> Ship Control Systems Symposium, Ottawa, 1993.
- [9] M. Blanke & al., "Rudder-roll damping experience in Denmark," Proc. IFAC workshop on Control Application in Marine Systems, CAMS'89, Lyngby, Denmark 1989.
- [10] T. B. Booth, "Identifying the marine vehicle from pulse response," Fourth Ship Control System Symposium, 1975.
- [11] J. B. Carley, "Feasibility study of steering and stabilization by rudder," Proc. 4<sup>th</sup> Ship Control Systems Symposium, La Hague, Hollande 1975.
- [12] W. E. Cowley & T. H. Lambert, "The use of the rudder as a roll stabiliser," Proc. 3rd Ship Control Systems Symposium, Bath 1972.
- [13] W.E. Cowley and T.H. Lambert, "Sea trials on a roll stabiliser using the ship's rudder," 4th Ship Control System Symposium, 1975.
- [14] H. Eda, "Rolling and steering performance of high speed ships," 13th O.N.R Symposium, 1980.
- [15] B. Efron, "The Jackknife, the Bootstrap and other resampling plans," SIAM eds. 1982
- [16] Ph. Fabiani, "Practical issues when identifying multilinear ship model," 3rd Manoeuvring and Control of Marine Craft, Southampton 1994.
- [17] M. Hirano, "A calculation of ship turning motion taking coupling effect due to heel into consideration," Trans. of the West Japan Soc. of Naval Arch., n° 59, mars 1980.
- [18] W. Y. Hwans, "Application of system identification to ship maneuvering," M.I.T Ph.D. Thesis, Department of Ocean engineering, 1980.
- [19] R.M. Isherwood, "Wind resistance of merchant ships," RINA 1972.
- [20] A.R.J.M. Lloyd, "Roll stabilisation by rudder," Fourth Ship Control System Symposium, 1975.
- [21] L. Ljung and K. Glover, "Frequency domain versus time domain methods in system identification," Automatica, vol. 17, no. 1., 1981.
- [22] T. L. Moran, A. B. Wemple & W.E. Smith, "Mariner surface ship system identification," 6th Ship Control Systems Symposium, 1981.

- [23] P. Mouyon, J.M. Mathe & C. Lempereur, "Control and identification of lateral motions with selfpropelled model in Basin," IFAC workshop on Expert Systems and Signal Processing in Marine Automation, Lyngby, Danemerk, 1984.
- [24] R. Pintelon & al, "Parametric identification of transfer function in the frequency domain - A survey," IEEE Trans. on Automatic Control, vol. 39, n° 11, 1994.
- [25] J. Schoukens and al., "Survey of excitation signals for FFT based signal analysers," IEEE Trans. Instrumentation and Measurements, vol. 37, no. 3, september 1988.
- [26] J. Schoukens and al., "Peakfactor minimization of input and output signals of linear systems," IEEE Trans. Instrumentation and Measurements, vol. 37, no. 2, june 1988.
- [27] K. H. Son et K. Nomoto, "On the coupled motion of steering and rolling of high-speed container ship," J. S. N. A. Japan, Vol. 150, Dec. 1981.
- [28] F. Swern, "Analysis of oscillations in systems with polynomial type non linearities using describing functions," IEEE Trans. Aut. Control, 28, 31.
- [29] T. L. Trankle, J. S. KArmarkar, J. S. Tyler, "Instrumentation and data processing for identification of nonlinear ship hydrodynamics," Proc. IFAC conf. Identification and System Parameters Identification, 1982.
- [30] G.P. Windett and J.O. Flower, "Measurement of ship roll dynamics by pseudo-random binary sequences techniques," Fourth Ship Control System Symposium, 1975.
- [31] W.W. Zhou, "Identification of rudder-yaw and -roll steering model by using RPE techniques," IFAC Workshop on Expert Systems and Signal Processing in Marine Automation, Lyndby, Denmark, 1989.
- [32] W. W.K Zhou & M. Blanke, "Identification of a class of nonlinear state-space models using RPE techniques," IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 34, n°3, 1989.

## Appendice A: Coefficients du modèle

Les forces d'inertie  $f$  et les moments  $m$  sont exprimées ci-dessous dans le formalisme Mathematica:

```
With[{ Xudot = 353*(0.5*ro*LBP^3) *10^-5,
      Yvdot = 531*(0.5*ro*LBP^3) *10^-5,
      Ypdot = 3.5*(0.5*ro*LBP^4) *10^-5,
      Lvdot = (1/36)*(0.5*ro*LBP^5) *10^-5,
      Lpdot = 0.006*(0.5*ro*LBP^6) *10^-5,
      Nrdot = 31.8*(0.5*ro*LBP^5) *10^-5},
  { fx -> Xudot *udot - m*v*r ,
    fy -> Yvdot*vdot - 0.*Ypdot*pdot + m*r*u,
    mx -> - Lvdot*vdot + Lpdot*pdot,
    mz -> Nrdot*rdot } ] ;
```

$f_x$  et  $f_y$  forces longitudinales et transversales,  $m_x$  moments de roulis,  $m_z$  moments de lacet. Le moment de rappel est  $GM \sin[\phi]$ .

Forces et moments hydrodynamiques:

```
With[{ Xvv = 2*400*(ro*LBP^2/2) *10^-5,
      Xvr = -m + 550*(0.5*ro*LBP^3) *10^-5,
      Xdd = -2*93*cdt*(0.5*ro*LBP^2*(u^2)) *10^-5,
      Yv = -1040*(0.5*ro*LBP^2*u) *10^-5,
      Yvvv = 6*6712*(0.5*ro*LBP/u) *10^-5,
      Yvrr = -2*746*(0.5*ro*LBP^4/u) *10^-5,
      Yr = m*u -52*(0.5*ro*LBP^3*u) *10^-5,
      Yrvv = 2*6126*(0.5*ro*LBP^3/u) *10^-5,
      Yufr = 2*(ro*LBP^4) *10^-5,
      Yvvfr = 1400*(0.5*ro*LBP^4/u) *10^-5,
      Yd = 209*cdt*(0.5*ro*LBP^2*u^2) *10^-5,
      Yddd = -6*247*cdt*(0.5*ro*LBP^2*u^2) *10^-5,
      Lv = 130*(0.5*ro*LBP^3*u/2) *10^-5,
      Lvvv = -6*40*(0.5*ro*LBP^3/u) *10^-5,
      Lvpp = 2*0.15*(0.5*ro*LBP^5/u) *10^-5,
      Lp = -2.4*(0.5*ro*LBP^4*u) *10^-5,
      Lpvv = -2*1.4*(0.5*ro*LBP^4/u) *10^-5,
      Ld = -12*cdt*ldt*(0.5*ro*LBP^3*u^2) *10^-5,
      Lddd = 16*cdt*ldt*(0.5*ro*LBP^3*u^2) *10^-5,
      Nv = -330*(0.5*ro*LBP^3*u) *10^-5,
      Nvvv = 6*1023*(0.5*ro*LBP^3/u) *10^-5,
      Nvrr = -2*23.3*(0.5*ro*LBP^5/u) *10^-5,
      Nr = -240*(0.5*ro*LBP^4*u) *10^-5,
      Nrvv = -2*1127*(0.5*ro*LBP^4/u) *10^-5,
      Nd = -89.3*cdt*ldtn*(0.5*ro*LBP^3*u^2) *10^-5,
      Nddd = 6*112.1*cdt*ldtn*(0.5*ro*LBP^3*u^2) *10^-5 },
  { fx -> -(1.0*10^7)*r^2 - 7500 u^2 + Xvv*v^2/2 + Xvr*v*r +
    Xdd*dR,
    fy -> Yv*v + Yvvv*v^3/6. + Yvrr*v*r^2/2 + Yr*r +
    Yrvv*r*v^2/2 + Yufr*u*r*Abs[f] +
    Yvvfr*v*v*r*Abs[f] + Yd*dR + Yddd*dR^3/6,
    mx -> Lv*v + Lvvv*v^3/6 + Lvpp*v*p^2/2 + Lp*p +
    Lpvv*p*v^2/2 + Ld*dR/2 + Lddd*dR^3/6,
    mz -> Nv*v + Nvvv*v^3/6 + Nvrr*v*r^2/2 + Nr*r +
    Nrvv*r*v^2/2 + Nd*dR/2 + Nddd*dR^3/6
  } ]
```

Les coefficients des développements sont notés suivant la forme générale Aabc... où A signifie une contribution en cavalement (X), embardée (Y), roulis (L) ou lacet (N), et où a,b,c,... repèrent une "derivation" par rapport à la vitesse de cavalement (u), d'embarcée (v), à la gîte ( $\phi$ ), à la vitesse de roulis (p), ou de lacet (r) ou enfin par rapport à l'angle de barre (d).  
 $cdt = 1.8$ .  $dR$ .: angle de barre.

