



16^{èmes} Journées de l'Hydrodynamique

27-29 novembre 2018 - Marseille



TENUE A LA MER D'UN DTMB5415 : SIMULATION ET CAS DE VALIDATION

SEAKEEPING OF DTMB5415: SIMULATION AND VALIDATION CASES

**B. HOREL⁽¹⁾, A. PAGES⁽²⁾, P. ROUX-DE-REILHAC⁽³⁾, J.-J. MAISONNEUVE⁽²⁾,
L. GENTAZ⁽¹⁾**

boris.horel@ec-nantes.fr

⁽¹⁾ Laboratoire de recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique (LHEEA) (ECN/CNRS), UMR6598, Nantes, France

⁽²⁾ SIREHNA, Naval Group, Bouguenais, France

⁽³⁾ DGA-TH, Val-de-Reuil, France

Résumé

Les objectifs majeurs des travaux présentés dans cet article sont la définition des prérequis pour un simulateur temps réel et l'évaluation de l'influence du niveau de complexité des modèles mathématiques sur la précision des prédictions issues des 2 simulateurs CN-Neptune (ECN-LHEEA) et X-DYN (SIREHNA). La comparaison des résultats de simulation avec des données de référence permet alors une validation croisée des simulateurs. Ces travaux, réalisés dans le cadre du projet ASTRID ANR PREDEMO-Nav, s'inscrivent plus globalement dans une démarche visant à développer des outils de prédiction de mouvements de navire sur houle.

Summary

The aims of the presented work are the definition of the prerequisites for real time simulations and the evaluation of the influence of the complexity of the mathematical models on the accuracy of the predictions from the simulators CN-Neptune (ECN-LHEEA) and X-DYN (SIREHNA). The comparison between simulation results and references allows a cross-validation of the simulators. This work is carried out as part of the ASTRID ANR PREDEMO-Nav project, whose aim is to develop tools to predict ship motion in waves.

I – Introduction

La définition des prérequis pour un simulateur temps réel et l'évaluation de l'influence du niveau de complexité des modèles mathématiques sur la précision des prédictions issues de 2 simulateurs par rapport à des résultats de référence tels que des mesures expérimentales est l'objectif majeur de ce travail.

Dans l'approche système présentée, la précision des prédictions dépend grandement de la capacité des modèles mathématiques à modéliser les efforts agissant sur la carène du navire. Dans notre étude, le modèle d'efforts est issu d'une modélisation hybride théorique et physique. Ainsi, le torseur de l'action mécanique totale du fluide sur la coque appliqué au centre de gravité du navire s'écrit comme la superposition de neuf torseurs d'actions mécaniques extérieures : gravité, hydrostatique, interactions hydrodynamiques (résistance et manoeuvrabilité), amortissement visqueux et de radiation, diffraction, contrôle, propulsion et houle. Cette modélisation est appliquée aux 5 cas de validation suivants :

- . Extinction en roulis sur eau calme,
- . Houle régulière de face à faible cambrure avec navire captif et vitesse d'avance,
- . Houle régulière de face à forte cambrure avec vitesse d'avance,
- . Fonction de transfert sur houle régulière de face à faible cambrure avec navire semi-captif et vitesse d'avance,
- . Houle irrégulière de face (état de mer 6) avec vitesse d'avance.

En complément de la présentation des modèles mathématiques utilisés et des résultats obtenus, une attention particulière est apportée à la description des caractéristiques des essais et aux conditions de chargement du navire correspondantes.

Via le calcul du ratio rapidité/précision des simulations, ces travaux montrent que les termes de couplage ainsi que la prise en compte de termes non-linéaires sont essentiels à la bonne prédiction de la tenue à la mer et du comportement du navire sur houle.

Dans un contexte où l'amélioration de la sécurité des opérations en mer et l'augmentation de l'opérabilité des plateformes navales militaires ou civiles sont des enjeux majeurs, cet article tend à proposer des cas de validation pertinents permettant l'évaluation de la précision des outils de simulation.

Etant donné que les modèles programmés dans les 2 simulateurs sont très proches et les résultats tout à fait comparables, les résultats d'un seul simulateur seront présentés dans la suite afin de faciliter la lecture des courbes.

II – Modélisation Mathématique

Les 2 simulateurs CN-Neptune (ECN-LHEEA) et X-DYN (SIREHNA) ont chacun leurs spécificités : environnement de développement, format des données d'entrée, etc. Les modèles d'efforts implémentés dans chacun des simulateurs sont semblables pour la plupart et sont donc décrits dans cette partie de l'article.

Le modèle mathématique à 6 degrés de liberté (DDL) est issu de la seconde loi de Newton. L'origine O_b du repère lié au navire est confondue avec son centre de gravité G , c'est à dire $x_G=y_G=z_G=0$. En outre, le navire disposant de symétries dans les plans $(x_b O_b y_b)$ et $(y_b O_b z_b)$, les produits d'inertie I_{xy} et I_{yz} sont nuls. Par conséquent, le comportement du navire peut être prédit à partir des équations simplifiées du mouvement suivantes :

$$X = m[\dot{u} + qw - rv] \quad (1)$$

$$Y = m[\dot{v} + ru - pw] \quad (2)$$

$$Z = m[\dot{w} + pv - qu] \quad (3)$$

$$K = I_x \dot{p} - I_{zx}(\dot{r} + pq) + (I_z - I_y)qr \quad (4)$$

$$M = I_y \dot{q} + (I_x - I_z)rp + I_{zx}(p^2 - r^2) \quad (5)$$

$$N = I_z \dot{r} - I_{zx}(\dot{p} - qr) + (I_y - I_x)p \quad (6)$$

Dans les équations (1) à (6), X, Y, Z, K, M et N sont respectivement les efforts en cavement, embardée, pilonnement et les moments en roulis, tangage, lacet. Les moments sont exprimés au centre de gravité G du navire. Les composantes du torseur d'effort sont exprimées dans le repère lié au navire comme défini par la figure 1.

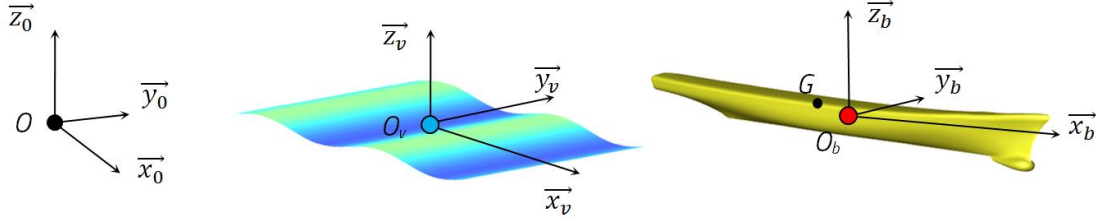


Figure 1. Définition des repères pour le simulateur CN-Neptune : repère absolu ($Ox_0y_0z_0$), repère lié à la vague ($Ovxvyvzv$), repère lié au navire ($Obxbybz_b$).

Les angles de roulis, tangage et lacet sont définis sur la figure 2.

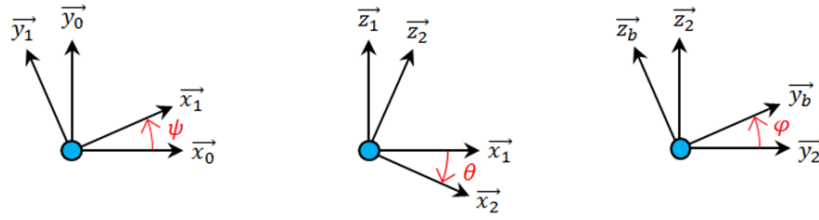


Figure 2. Angles de lacet ψ , tangage θ et roulis φ .

Dans le cas du simulateur CN-Neptune, la matrice de passage de la base b_0 à la base b_b est la suivante :

$$\begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{pmatrix} \quad (7)$$

Les expressions des vitesses angulaires en roulis, tangage et lacet sont alors données par les équations suivantes :

$$p = -\sin \theta \dot{\psi} + \dot{\varphi} \quad (8)$$

$$q = \sin \varphi \cos \theta \dot{\psi} + \cos \varphi \dot{\theta} \quad (9)$$

$$r = \cos \varphi \cos \theta \dot{\psi} - \sin \varphi \dot{\theta} \quad (10)$$

Dans le cas du simulateur X-DYN, les passages d'une base à une autre se font en utilisant des quaternions [1].

En se basant sur les travaux d'A.S. White [2], les équations différentielles 1 à 6 sont résolues par intégration du vecteur des accélérations à l'aide d'une méthode de Runge Kutta d'ordre 4 à pas constant. Dans certains cas, en fonction du ratio précision/rapidité attendu, et lorsque la rapidité est privilégiée, d'autres méthodes peuvent être utilisées, comme la méthode de résolution en Euler explicite.

II – 1 Modélisation des efforts

Dans l'approche système, la précision des prédictions est fortement liée à la capacité des modèles mathématiques à bien prendre en compte les efforts agissant sur la carène du navire. Dans notre étude, le modèle d'effort est issu d'une modélisation hybride théorique et empirique. Ainsi, le torseur de l'action mécanique totale du fluide sur la coque appliqué au centre de gravité du navire s'écrit comme la superposition de neuf torseurs d'actions mécaniques extérieures : gravité (*Grav*), hydrostatique (*HS*), interactions hydrodynamiques (*HD*), amortissement visqueux (*Damp*), radiation (*Rad*), contrôle (*Ctrl*), propulsion (*P*), houle incidente (*W*) et diffraction (*Diff*) exprimés au centre de gravité du navire [3]. Ces torseurs sont explicités ci-après.

$$\begin{pmatrix} X & K \\ Y & M \\ Z & N \end{pmatrix}_G = \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{Grav}} \\ \overrightarrow{M_{Grav}} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{HS}} \\ \overrightarrow{M_{HS}} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{HD}} \\ \overrightarrow{M_{HD}} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{Damp}} \\ \overrightarrow{M_{Damp}} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{Rad}} \\ \overrightarrow{M_{Rad}} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{Ctrl}} \\ \overrightarrow{M_{Ctrl}} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_P} \\ \overrightarrow{M_P} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_W} \\ \overrightarrow{M_W} \end{pmatrix}_G + \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{Diff}} \\ \overrightarrow{M_{Diff}} \end{pmatrix}_G \quad (11)$$

II – 1 – 1 Efforts hydrostatiques

Deux méthodes sont principalement utilisées pour modéliser les efforts hydrostatiques :

- . Méthode linéaire utilisant une matrice de raideurs hydrostatiques,
- . Méthode non-linéaire utilisant l'intégration de la pression hydrostatique p_{HS} sur la surface mouillée instantanée du navire.

La seconde méthode a l'avantage de permettre la prise en compte de fortes non-linéarités géométriques au niveau des voûtes arrière et des formes avant. Les composantes du torseur hydrostatique s'écrivent alors en fonction du nombre de facettes N_f de la carène, de la surface mouillée S_w et de l'élévation de surface libre η .

$$\begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{HS}} \\ \overrightarrow{M_{HS}} \end{pmatrix}_G = \begin{pmatrix} \sum_1^{N_f} d\overrightarrow{F_{HS}} \\ \sum_1^{N_f} G G_f \wedge d\overrightarrow{F_{HS}} \end{pmatrix}_G \quad (12)$$

$$\text{Avec : } d\overrightarrow{F_{HS}} = -\rho \cdot g \cdot z \cdot dS_w \cdot \vec{n}_f \quad (13)$$

II – 1 – 2 Efforts d'interactions hydrodynamiques

Les efforts d'interactions hydrodynamiques sont exprimés comme la superposition de deux modèles : un modèle de résistance à l'avancement pour les efforts longitudinaux et un modèle de manœuvrabilité pour les efforts dus à la dérive et au mouvement de lacet du navire.

Ces efforts sont calculés à partir de régressions sur des résultats d'essais en bassin et de formulations empiriques telles que celles issues des travaux de Clarke et al. [4].

II – 1 – 3 Efforts d'amortissement visqueux

Les modèles d'amortissement utilisés à l'heure actuelle permettent de modéliser la dissipation et le transfert d'énergie entre le navire et le fluide. Ces efforts sont classiquement décrits comme résultant de deux effets :

- . Un amortissement potentiel linéaire dit de radiation, lié à l'émission des vagues du fait des mouvements du navire,
- . Un amortissement visqueux résultant de la friction du liquide sur la carène et de

l'émission de tourbillons.

L'estimation des efforts d'amortissement visqueux se fait à l'aide de formulations semi-empiriques telles que celles proposées par Ikeda [5], ou expérimentalement par identification de résultats d'essais, ou à l'aide d'études théoriques et de schémas numériques de type méthode de vortex discrète, ou encore par calculs directs (CFD).

II – 1 – 4 Efforts de radiation

En tenue à la mer, les efforts de radiation sont évalués dans le domaine temporel par la formulation de Cummins basée sur la théorie linéaire [6]. En outre, les hypothèses de fluide parfait utilisées dans les codes potentiels AQUA+ et NEMOH [7], ne permettent de calculer qu'un amortissement de radiation. Celui-ci n'est pas suffisant pour éviter des valeurs de mouvements surestimés près des périodes de résonance du système mécanique, pour lesquels les effets de viscosité deviennent prépondérants dans la réponse. Des coefficients d'amortissement visqueux supplémentaires, linéaire ou quadratique, issus d'essais ou de formulations semi-empiriques, doivent alors être ajoutés.

II – 1 – 5 Efforts de contrôle

Les efforts de contrôle représentent l'ensemble des efforts qui tendent à modifier l'orientation ou le cap du navire lors de manœuvres au port ou en conditions de navigation.

Dans une modélisation des efforts de type Abkowitz [8], les efforts sur le safran sont exprimés à partir de coefficients hydrodynamiques identifiés à l'aide de mesures expérimentales. Dans cette étude, les efforts de contrôle sont modélisés à partir de formulations empiriques de type MMG [9] qui suggère que l'influence des interactions entre la carène et l'hélice sur la vitesse du fluide en amont du safran dépend des coefficients de sillage et de succion.

II – 1 – 6 Efforts de propulsion

Les efforts de propulsion sont calculés à partir du modèle d'hélice Wageningen série B, lequel consiste en une série d'équations dont les données d'entrée sont les caractéristiques géométriques de l'hélice, la vitesse de rotation de l'hélice et la vitesse d'avance du navire.

La proximité de l'hélice et de la carène implique qu'il y ait des interactions dont les effets sont pris en compte par l'utilisation de trois paramètres d'interactions : le coefficient de succion, le coefficient de sillage et le rendement d'adaptation. De plus, la connaissance des coordonnées du point d'application de la poussée dans le repère navire et de l'angle d'inclinaison de la ligne d'arbre permettent d'écrire le torseur de l'effort de propulsion exprimé au centre de gravité du navire.

II – 1 – 7 Efforts de houle incidente

Les efforts de houle incidente (ou de Froude-Krylov) sont liés aux pressions induites par la houle seule, non modifiée par la présence du navire. Ces efforts, intégrés sur la carène exacte (surface mouillée instantanée), permettent d'accéder à un premier type de non-linéarités.

Les composantes du torseur de l'effort de la houle incidente s'écrivent alors en fonction du potentiel de la houle incidente Φ_i , du nombre de facettes N_f de la carène et de la surface mouillée S_w .

$$\begin{Bmatrix} \vec{F}_W \\ \vec{M}_W \end{Bmatrix}_G = \begin{Bmatrix} \sum_1^{N_f} d\vec{F}_{FK} \\ \sum_1^{N_f} \vec{G}G_f \wedge d\vec{F}_{FK} \end{Bmatrix}_G \quad (14)$$

$$\text{avec : } d\vec{F}_{FK} = -\rho \left[-\frac{\partial \Phi_i}{\partial t} - \frac{1}{2} (\vec{\nabla} \Phi_i)^2 \right] \cdot dS_w \cdot \vec{n}_f \quad (15)$$

II – 1 – 8 Efforts de diffraction

Les efforts de diffraction de la houle sont obtenus à partir des coefficients hydrodynamiques calculés par le code de calcul potentiel AQUA+ ou NEMOH. Ainsi, à partir de l'amplitude F_d et de la phase φ_d des efforts, il est possible de connaître l'expression du torseur de diffraction linéaire qui s'ajoute à celui de Froude-Krylov.

$$\begin{pmatrix} \overrightarrow{F_{Diff}} \\ \overrightarrow{M_{Diff}}_G \end{pmatrix} = F_{d_i}(\omega_e) \cos(kx - \omega t + \varphi_{d_i}(\omega_e)), i=1,2,\dots,6 \quad (16)$$

III – Cas de validation

III – 1 Caractéristiques du navire

Comme mentionné précédemment, 5 cas de validation sont présentés dans cet article. Les carènes utilisées sont celles du DTMB5415 et du DTMB5512 et les conditions de chargement différent d'une carène à l'autre. Leurs caractéristiques de masse et d'inertie sont données dans le tableau 1.

Tableau 1. Caractéristiques du DTMB5415

	<i>DTMB5415 (Extinction en roulis)</i>	<i>DTMB5512 (Houle régulière)</i>	<i>DTMB5415 (Houle régulière)</i>	<i>DTMB5415 (RAO Houle régulière)</i>	<i>DTMB5415 (Houle irrégulière)</i>
Echelle	1/51	1/46.588	1/24.83	1/24.83	1/24.83
Longueur à la flottaison, L_{wl}	2.788 m	3.048 m	5.72 m	5.727 m	5.727 m
Largeur au maître-bau, B_{wl}	0.374 m	0.409 m	0.768 m	0.768 m	0.768 m
Tirant d'eau moyen, T	0.12 m	0.157 m	0.248 m	0.314 m	0.248 m
Mass, m	63.5 kg	83.11 kg	532.3 kg	566.5 kg	551.3 kg
Position verticale du centre de gravité, KG	0.148 m	0.16 m	0.28 m	0.31 m	0.306 m
Position longitudinale du centre de gravité par rapport à la perpendiculaire arrière, x_G	1.375 m	1.509 m	2.761 m	2.888 m	2.835 m
Rayon d'inertie en roulis, R_{xx}	0.136 m	0.139 m	0.261 m	0.305 m	0.261 m
Rayon d'inertie en tangage, R_{yy}	0.696 m	0.768 m	1.443 m	1.432 m	1.443 m
Hauteur métacentrique transversale, GM	0.038 m	-	-	-	0.0764 m
Période de roulis, T_R	1.37 s	-	-	-	2.06 s

III – 2 Résultats

III – 2 – 1 DTMB5415 - Extinction en roulis sur eau calme

Pour ce cas test, les résultats expérimentaux de référence sont issus des essais réalisés dans le

bassin du laboratoire Kelvin de l'Université de Strathclyde et présentés par Begovic et al. [10]. Le mouvement de roulis du navire est mesuré sans vitesse d'avance à l'aide d'un système de trajectographie optique.

Les résultats des simulateurs sont comparés en termes de période moyenne et d'erreurs en amplitude telles que décrit par la figure 3.

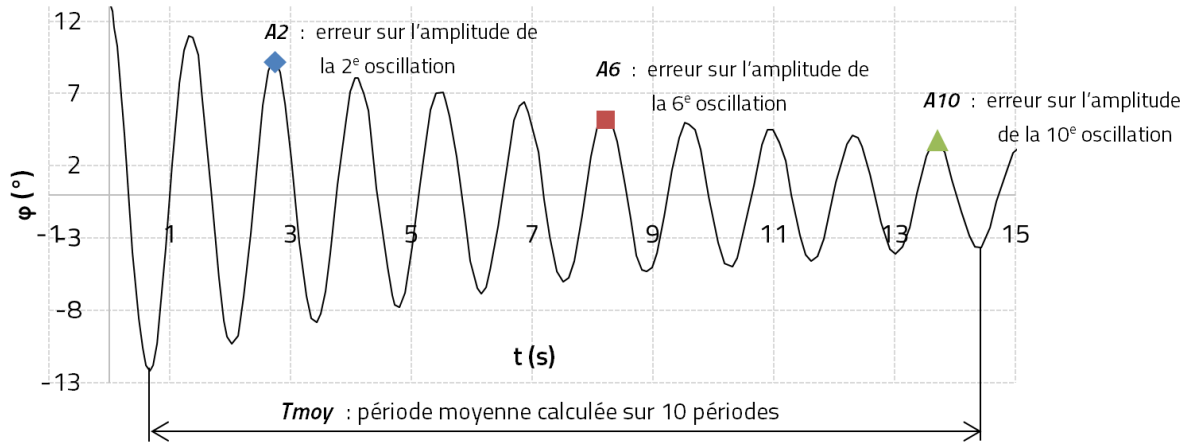


Figure 3. Description des points de mesure des erreurs.

Ainsi, plusieurs cas de modélisation combinant différents modèles d'effort ont été testés pour voir l'influence de chacun : 1DDL en roulis, 6DDL, hydrostatique linéaire, hydrostatique non-linéaire, avec et sans amortissement empirique (linéaire+quadratique), avec et sans convolution sur les efforts de radiation, avec et sans prise en compte de la masse ajoutée.

La figure 4 présente le cas de modélisation 11 présentant une erreur moyenne sur les amplitudes inférieure à 10% pour les faibles amplitudes de mouvement et une erreur sur la période inférieure à 1%. Les résultats sont présentés pour 2 angles de gîte initiaux : 4degrés et 28degrés.

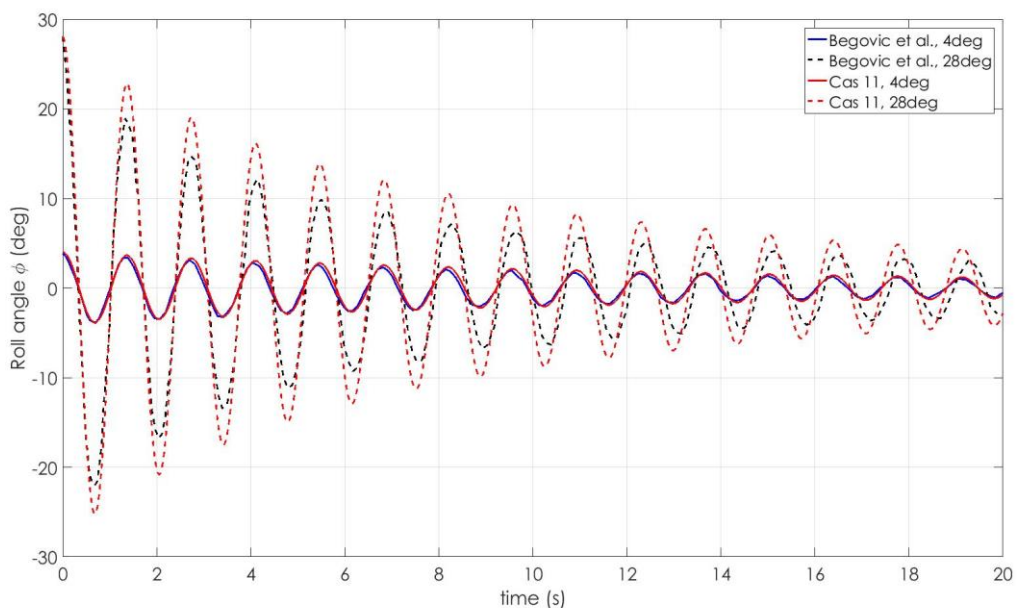


Figure 4. Evolution temporelle du roulis

Les résultats de ce premier cas de validation ont montré que les deux simulateurs tendent à prédire le comportement du navire avec des niveaux d'erreur similaires en fonction des cas de

modélisation choisis.

Au regard des valeurs des erreurs sur les amplitudes et la période, il semble que dans le cas du DTMB5415, le cas de modélisation 11 présenté sur la figure 4 (6DDL, hydrostatique linéaire et modèle d'amortissement linéaire+quadratique) soit le meilleur compromis entre précision et rapidité de calcul.

Le gain de précision apporté par les modèles non-linéaires n'est ainsi pas perceptible sur ce type d'essai.

III – 2 – 2 DTMB5512 - Houle régulière de face à faible cambrure en navire captif et vitesse d'avance

Les mesures expérimentales utilisées comme résultats de référence sont issus des travaux de Gui et al. [11]. Les essais en modèle captif sont réalisés dans le bassin de traction de l'IIHR (Iowa Institute of Hydraulic Research). La maquette du DTMB5512 est alors bridée sur les 6 degrés de liberté et la vitesse d'avance est imposée à 1.531m.s^{-1} . La houle générée est une houle d'Airy, de longueur d'onde λ égale à la longueur du navire et de cambrure (ratio hauteur crête à creux $H /$ longueur d'onde) égale à 0.0159.

Afin d'évaluer la capacité de l'approche système à prédire les efforts de la houle incidente sur le navire, plusieurs cas de modélisation sont une nouvelle fois testés : hydrostatique linéaire et non-linéaire, effort de houle incidente linéaire et non-linéaire, avec et sans diffraction.

Les résultats sont présentés sous forme adimensionnelle. Les coefficients de résistance totale (C_T), de force en pilonnement (C_H) et de moment de tangage (C_M) sont alors calculés comme suit :

$$C_T(t) = \frac{F_x(t)}{0.5\rho U^2 S_w} \quad (17)$$

$$C_H(t) = \frac{F_z(t)}{0.5\rho U^2 S_w} \quad (18)$$

$$C_M(t) = \frac{M_y(t)}{0.5\rho U^2 S_w L_{wl}} \quad (19)$$

F_x , F_z et M_y sont respectivement la résistance, la force de pilonnement et le moment de tangage. La masse volumique du fluide est notée ρ , la surface mouillée initiale S_w , la longueur à la flottaison L_{wl} et la vitesse d'avance du navire est noté U .

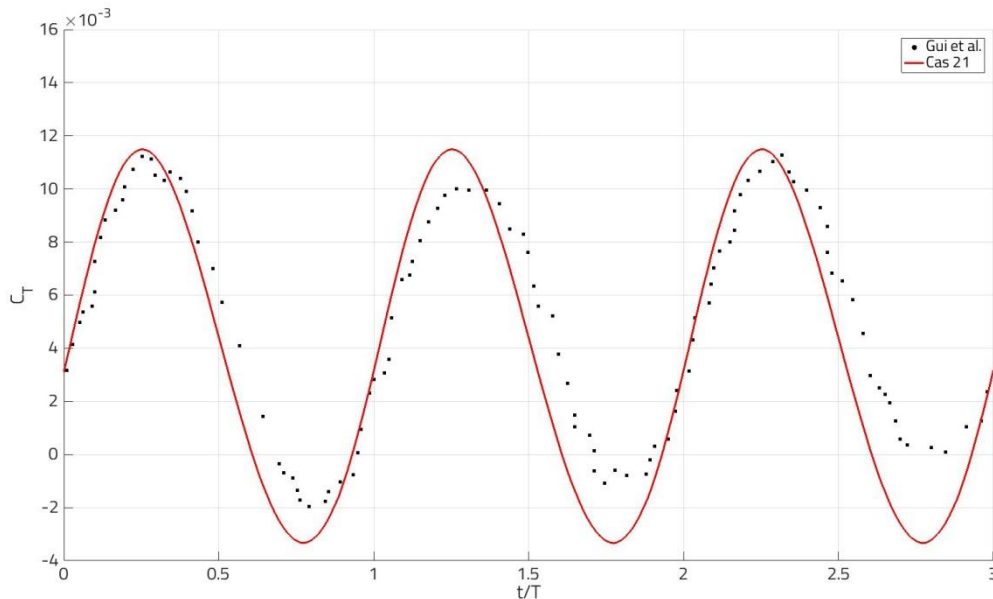


Figure 5. Evolution temporelle du coefficient de résistance totale C_T

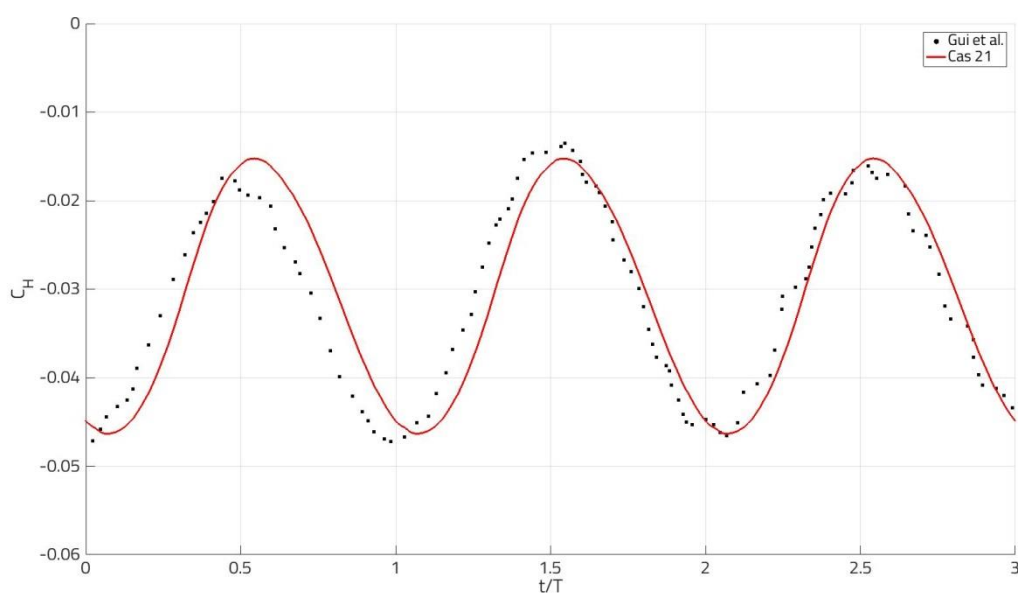


Figure 6. Evolution temporelle du coefficient de force de pilonnement C_H

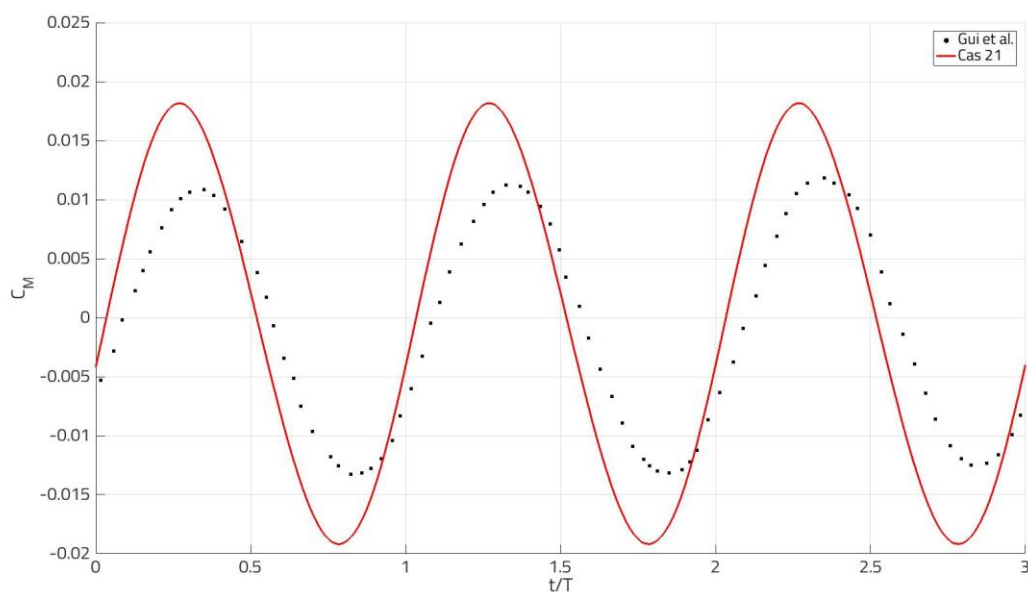


Figure 7. Evolution temporelle du coefficient de moment de tangage C_M

Pour le meilleur des cas de modélisation, le cas 21 (efforts hydrostatique et de houle incidente non-linéaires, modèle de résistance sur eau calme et diffraction à pulsation de rencontre), l'écart de prédiction maximale est observé sur l'amplitude du moment de tangage. L'écart atteint alors une valeur de l'ordre de 30% alors que les écarts sur la phase et la période restent inférieurs à 10%. Des écarts inférieurs à 10% sont observés sur la prédiction de l'effort vertical.

Les données présentées dans l'article ne permettent pas de conclure quant à l'origine des importants écarts rencontrés sur l'amplitude des efforts prédits. Les 2 simulateurs tendent toutefois à montrer que l'apport de la modélisation du phénomène de diffraction de la houle par le navire permet de réduire l'erreur de prédiction sur l'amplitude et la phase des efforts.

Les paramètres initiaux de calcul sont extraits des travaux de Akkerman et al. portant sur la modélisation numérique des interactions fluide/structure à surface libre [12]. Leur méthodologie consiste en la mise en œuvre d’une formulation Euler-Lagrange multi-échelle pour la résolution des équations de Navier-Stokes et d’une approche Level-Set pour le domaine fluide. Les résultats de référence utilisés sont donc des résultats numériques.

Les simulations sont réalisées sur une houle d’Airy de face ayant une longueur d’onde égale à la longueur du navire et une cambrure égale à 7%. La vitesse d’avance est constante et égale à $1.873\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Seuls les degrés de liberté en pilonnement et tangage sont libres.

Les cas de modélisation testés ont permis d’évaluer la précision des résultats au regard de plusieurs combinaisons de modèles : hydrostatique et houle incidente linéaire et non-linéaire, avec et sans diffraction, avec et sans masse ajoutée, avec et sans radiation linéaire, avec et sans convolution, avec et sans amortissement empirique.

Les figures 8 à 10 présentent les comparaisons en termes d’efforts entre les prédictions des simulateurs et les résultats CFD pour le cas de simulation 75 (hydrostatique et houle incidente non-linéaires, avec diffraction, avec masse ajoutée, avec convolution sur la radiation et amortissement empirique) présentant les plus faibles écarts en amplitude et en phase de la première harmonique.

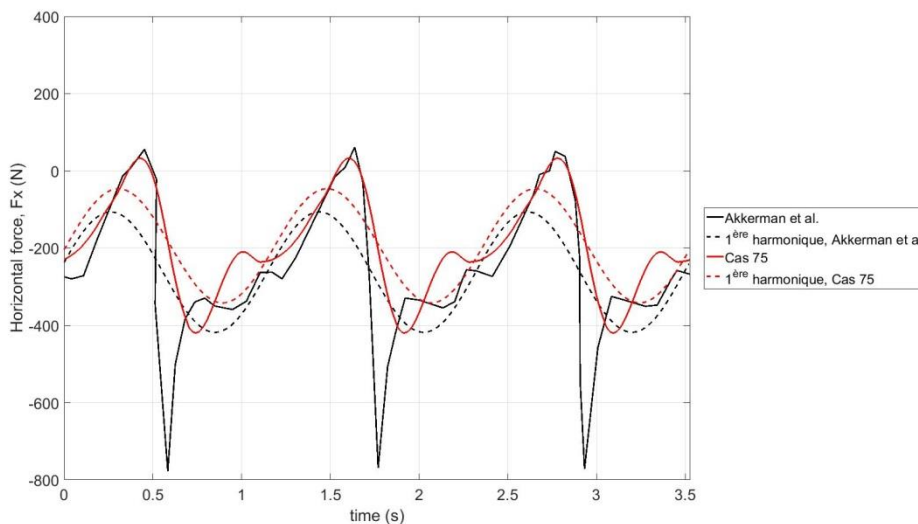


Figure 8. Evolution temporelle de l’effort de cavement

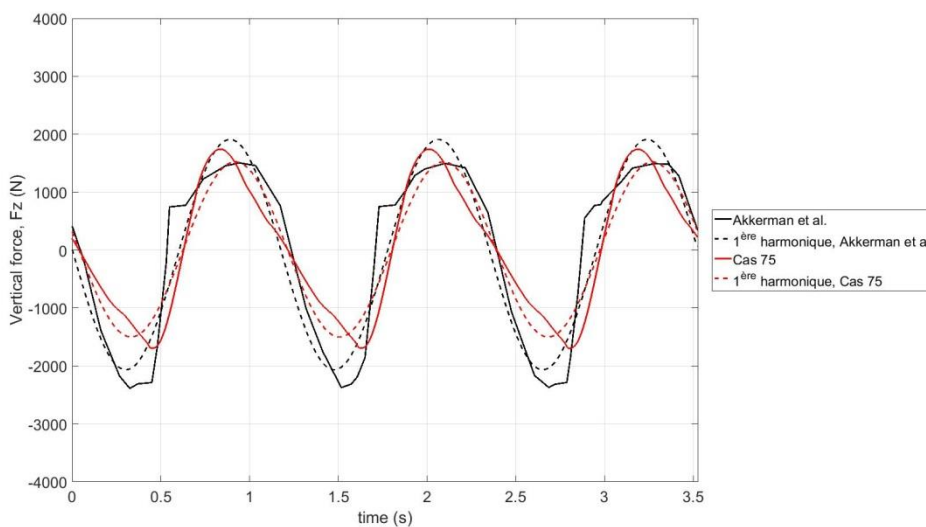


Figure 9. Evolution temporelle de l’effort vertical

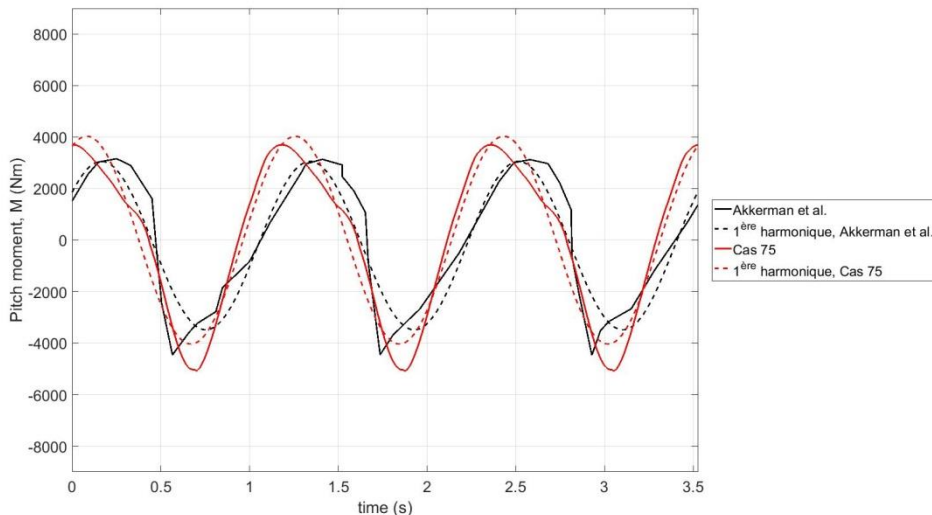


Figure 10. Evolution temporelle du moment de tangage

Ce cas de validation sur houle fortement cambrée met en lumière une partie des limitations des modélisations simplifiées existantes puisqu'en effet, parmi les cas de modélisation testés, le meilleur parvient à prédire les amplitudes des efforts avec une erreur de l'ordre de 20% par rapport à la CFD (que l'on suppose ici réaliste et validée).

Les signaux temporels permettent de constater un relativement bon accord entre la phase des résultats CFD et celle des résultats des simulateurs.

III – 2 – 4 DTMB5415 - Fonction de transfert sur houle régulière de face à faible cambrure et avec vitesse d'avance

Les fonctions de transfert de référence en pilonnement et tangage avec vitesse d'avance sont extraites des travaux de Diez et al. portant sur l'optimisation hydrodynamique de la résistance et de la tenue à la mer d'un DTMB5415 [13]. Les mesures expérimentales sont une nouvelle fois réalisées dans le bassin de l'IIHR.

Pour établir les fonctions de transfert, les simulations sont réalisées à cambrure constante ($H/\lambda=0.0079$, soit $kA=0.025$, k étant le nombre d'onde de la houle et A l'amplitude) pour des longueurs d'onde de vague allant de 0.5 à 2.4 fois la longueur du navire. La houle modélisée est une houle régulière d'Airy. La vitesse d'avance du navire est imposée à 3.073m.s^{-1} , soit un nombre de Froude Fn égal à 0.41, et seuls le pilonnement et le tangage sont libres.

Le résultat des simulateurs en termes de RAO (Response Amplitude Operator, fonction de transfert) de pilonnement et de tangage sont présentés sur les figure 11 et 12 et comparés avec les RAOs de référence obtenus expérimentalement (EFD) et à l'aide d'un code potentiel (SMP).

Les résultats en pilonnement et tangage sont respectivement adimensionnalisés par l'amplitude de la houle A et la cambrure de la houle kA .

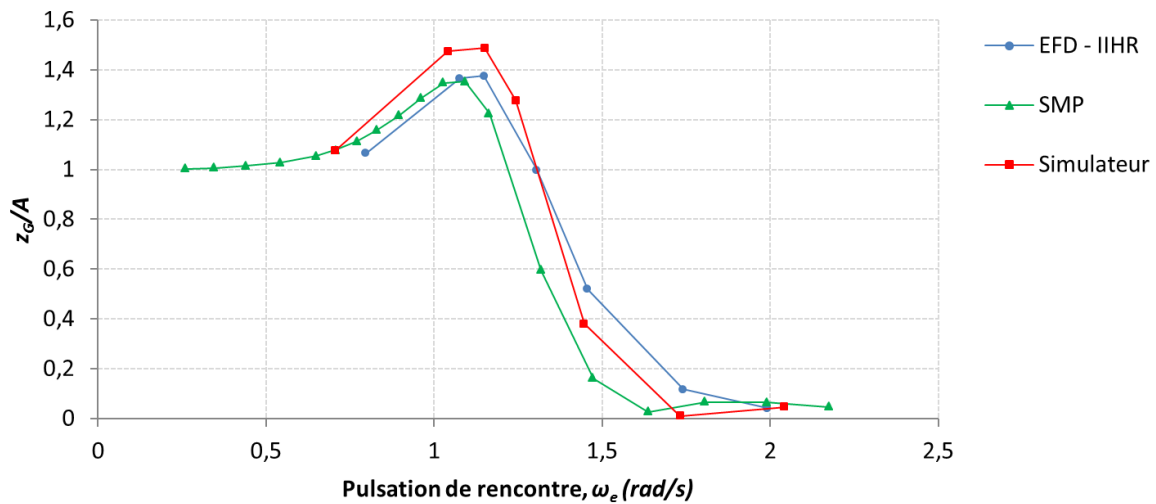


Figure 11. RAO en pilonnement ($F_n=0.41$, $kA=0.025$)

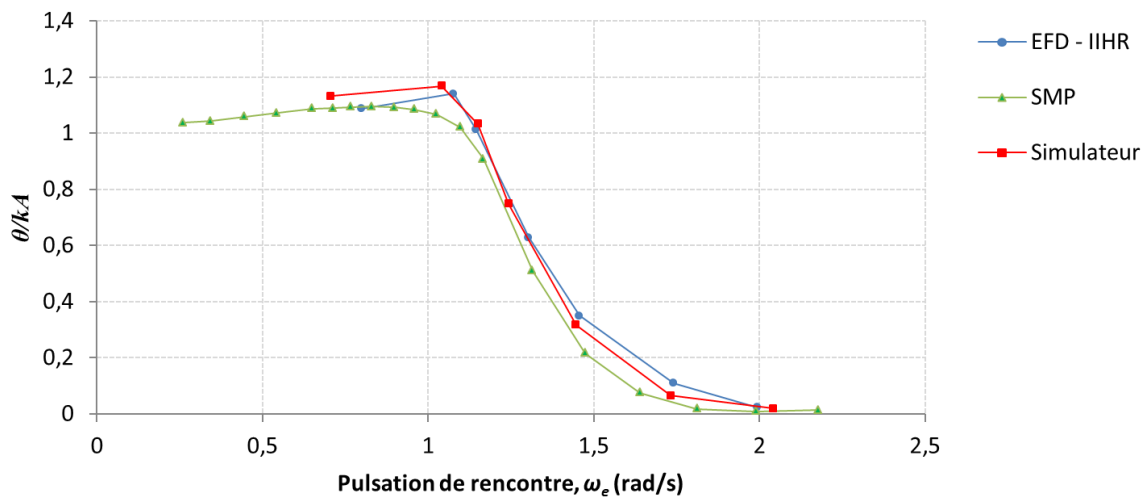


Figure 12. RAO en tangage ($F_n=0.41$, $kA=0.025$)

A partir des figures précédentes, il est possible de noter que la modélisation simplifiée retenue permet de capter la dépendance du comportement du navire à la pulsation de rencontre entre la houle et le navire. Proche du pic, l'amplitude du mouvement de pilonnement est toutefois surestimée de l'ordre de 7% et celle du tangage de 13%.

III – 2 – 5 DTMB5415 - Houle irrégulière de face avec vitesse d'avance

Les résultats des simulations sur houle irrégulière sont comparés à des mesures expérimentales réalisées dans le bassin de traction de DGA-TH sur un DTMB5415 dont les conditions de chargement sont rappelées dans le tableau 1. Les essais en bassin ont été réalisés en modèle libre et avec pour consigne du contrôleur le suivi d'une position évoluant au cours du temps à vitesse imposée constante.

Le cas de modélisation est identique à celui utilisé pour l'établissement des RAOs sur houle régulière. A l'échelle de la maquette ($1/24.83^e$), la hauteur significative de la houle irrégulière linéaire est de 0.217m et la période de pic est de 2.586s. Le navire est autopropulsé pour une vitesse cible de $1.61\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ et libre sur les 6 degrés de liberté.

Ne disposant pas des tirages de phases expérimentaux des composantes de la houle irrégulière, les spectres de réponse sont tracés à partir de l'analyse des signaux temporels dont les bornes ont

été définies à partir du contenu spectral de la houle, c'est-à-dire que le contenu spectral de la houle est similaire entre les essais en bassin et les simulations.

Comme présenté sur la figure 13, l'évolution du navire sur la houle peut être perçue qualitativement à partir des outils de visualisation des simulateurs.

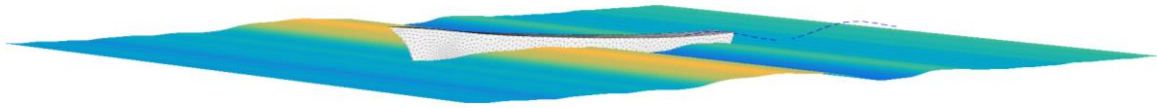


Figure 13. Evolution du DTMB5415 sur houle irrégulière de face

Les spectres de réponse du navire en pilonnement et en tangage présentés sur la figure 14 sont établis pour un spectre de houle de Bretschneider.

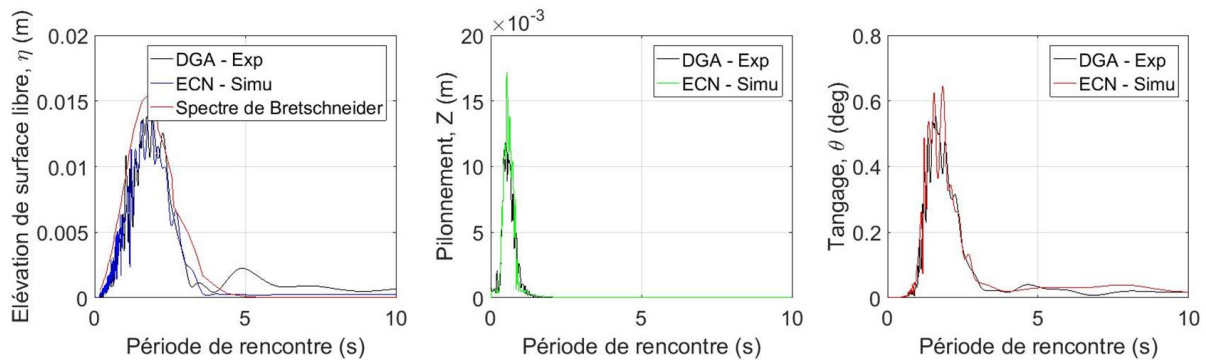


Figure 14. Spectre d'amplitude en pilonnement et tangage ($F_n=0.21$)

Ce cas de validation sur houle irrégulière permet de constater un bon accord en fréquence entre les signaux prédit et les signaux mesurés. Toutefois, la modélisation simplifiée présentée dans cet article a tendance à surestimer l'amplitude des pics de pilonnement et de tangage.

IV – Conclusions et perspectives

La conclusion majeure de ce travail réside dans le choix d'une modélisation adaptée à la prédiction de mouvements de navire, au type d'essais à réaliser et qui s'avère optimale en termes de ratio précision/rapidité de calcul. Au vu des résultats obtenus, il semble qu'à l'heure actuelle en fonction des modèles disponibles, ce soit la modélisation basée sur la superposition d'un modèle hydrostatique et de houle incidente non-linéaires, d'un modèle de diffraction linéaire, d'un modèle de résistance à l'avancement et d'un modèle de radiation avec convolution et masse ajoutée qui présente le meilleur compromis en termes de polyvalence et de précision.

Le critère de rapidité de calcul est toutefois hautement dépendant du langage utilisé pour l'implémentation des simulateurs et il est bon de noter que le langage C++ utilisé dans le simulateur X-Dyn s'est avéré être le plus rapide et donc le plus intéressant pour une implémentation dans un système embarqué.

Cette étude permet de mettre en lumière les modélisations et paramètres de calcul à prendre en compte pour maximiser la précision des résultats par rapport à des résultats de référence, tout au moins pour les cas considérés (houles de face), et consolide la confiance qu'on peut avoir dans ces simulateurs. Il reste néanmoins à considérer d'autres configurations (autres directions de houle, y compris de l'arrière).

L'étude ne permet toutefois pas pour le moment de conclure sur les modélisations adaptées à une utilisation dans le cadre d'un système embarqué de prédiction de mouvement à partir de mesures de houle : il est dans ce cas possible qu'une précision inférieure soit suffisante, dès lors qu'un recalage temporel permanent peut être envisagé.

Une tâche importante consisterait à définir plus précisément la manière dont de tels simulateurs peuvent être utilisés dans le cadre de ce type de système : algorithmes, intégration avec les capteurs, les autres briques du système, les actionneurs, les utilisateurs.

Références

- [1] O.E. Fjellstad, T.I. Fossen, « Position and attitude tracking of AUVs: A quaternion feedback approach », IEEE J. Oceanic Eng., 19(4): 512–518, 1994.
- [2] A.S. White, P.T. Gleeson, M. Karamanoglu, « Control of Ship Capsize in Stern Quartering Sea », International Journal of Simulation Systems, Science & Technology, 8(2) pp. 20-31. ISSN 1473-804X, 2007.
- [3] B. Horel, « Physical Modelling of Ship's Behaviour in Astern Seas », PhD dissertation, Centrale Nantes, 2016.
- [4] D. Clarke, P. Gedling, G. Hine, « The application of manoeuvring criteria in hull design using linear theory », Trans RINA 125:45-68, 1983.
- [5] Y. Ikeda, Y. Himeno, N. Tanaka, « A Prediction Method for Ship Roll Damping », Osaka, 1978.
- [6] W.E. Cummins, « The Impulse Response Function and Ship Motions », Technical report, Department of the Navy, David Taylor Model Basin, Seaworthiness and Fluid Dynamics Division Report 9 (47), 101-109, 1962.
- [7] A. Babarit, G. Delhommeau, « Theoretical and numerical aspects of the open source BEM solver NEMOH », In Proc. of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2015), Nantes, France, 2015.
- [8] M.A. Abkowitz, « Lectures on Ship Hydrodynamics - Steering and Maneuvering », Hydro- and Aerodynamics Laboratory Report Hy-5, Lyngby, Denmark, 1964.
- [9] Y. Yoshimura, « Mathematical Model for Manoeuvring Ship Motion (MMG Model) ». Workshop on Mathematical Models for Operations involving Ship-Ship Interaction, Tokyo, 2005.
- [10] E. Begovic, A.H. Day, A. Incecik, S. Mancini, D. Pizzirusso, « Roll damping assessment of intact and damaged ship by CFD and EFD methods », Proceedings of the 12th International Conference on the Stability of Ships and Ocean Vehicles, 2015.
- [11] L. Gui, J. Longo, B. Metcalf, J. Shao, F. Stern, « Forces, moment, and wave pattern for surface combatant in regular head waves », Experiments in Fluids, Vol.31 pp 674-680, 2001 et Vol.32 pp 27-36, 2002.
- [12] I. Akkerman, Y. Bazilevs, D.J. Benson, M.W. Farthing, C.E. Kees, « Free-Surface Flow and Fluid-Object Interaction modeling With Emphasis on Ship Hydrodynamics », Journal of Applied Mechanics, Vol. Ed. 0 79, (1), 2012.
- [13] M. Diez, A. Serani, E.F. Campana, O. Goren, K. Sarioz, D.B. Danisman, G. Grigoropoulos, E. Aloniati, M. Visonneau, P. Queutey, F. Stern, « Multi-objective Hydrodynamic Optimization of the DTMB 5415 for Resistance and Seakeeping », 13th International Conference on Fast Sea Transportation - FAST 2015, 2015.