



15^{ÈMES} JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

22 - 24 novembre 2016 - Brest

STABILISATION DU ROULIS D'UN NAVIRE PAR LES MOUVEMENTS D'UN FLUIDE AVEC SURFACE LIBRE CONTENU DANS UNE CUVE

SHIP ROLL STABILISATION BY THE DYNAMICS OF A FLUID WITH FREE SURFACE CONTAINED IN A TANK

MARC LE BOULLUEC ⁽¹⁾, JEREMY OHANA ⁽¹⁾,
SEBASTIEN CHALONY ⁽¹⁾, AURELIEN TANCRA Y ⁽¹⁾,
CLEMENT LE GALL ⁽²⁾, GASPARD FOURESTIER ⁽²⁾,
TIMOTHEE SANTAGOSTINI ⁽²⁾, JULIEN ERCOLANELLI ⁽²⁾,
QUENTIN CUEFF ⁽³⁾, SAMUEL RAOUX ⁽³⁾,
⁽¹⁾ IFREMER, ⁽²⁾ GEPS TECHNO, ⁽³⁾ ECOLE NAVALE

Résumé

Un procédé de réduction du roulis d'un navire consiste en la mise en place d'une cuve dont le contenu liquide est animé de mouvements d'oscillation de surface libre. Le couplage dynamique avec le navire est étudié expérimentalement sur modèle réduit en bassin d'essais. Des modélisations numériques en fluide parfait et visqueux permettent d'approcher les réponses mesurées.

Summary

A method for reducing the roll of a ship consists in placing a tank whose liquid content is animated by free surface sloshing motions. The dynamic coupling with the vessel is studied experimentally at reduced model in a test tank. Numerical modeling under perfect fluid and viscous fluid assumptions make it possible to approach the measured responses.

1. Notations et relations

ρ :	masse volumique de l'eau	
g :	accélération de la pesanteur	
T :	période d'un phénomène sinusoïdal	
ω :	pulsation d'un phénomène sinusoïdal	$\omega = \frac{2\pi}{T}$
k_o :	nombre d'onde associé à une pulsation	$k_o = \frac{\omega^2}{g}$
T_y :	mouvement de translation en embardée	
R_x :	mouvement de rotation en roulis	
M :	matrice d'inertie propre du flotteur	
M_a :	matrice d'inertie ajoutée du flotteur	
M_{at} :	matrice d'inertie ajoutée de la cuve	
B :	matrice d'amortissement du flotteur	
B_t :	matrice d'amortissement de la cuve	
K :	matrice de raideur hydrostatique du flotteur	
K_t :	matrice de raideur hydrostatique de la cuve	
F_h :	vecteur des efforts de houle sur le flotteur	
φ :	potentiel associé à un mouvement de cuve	
\vec{V}_e :	vitesse d'entraînement associée à un mouvement de cuve	
\vec{n} :	vecteur normal à la paroi interne d'une cuve ou à la carène mouillée externe d'un flotteur	
ε :	nombre sans dimension	

2. Introduction

Le mouvement de roulis d'un navire est généralement associé à un mode résonant autour d'une période propre contenue dans l'intervalle des périodes de houle usuelles, il est particulièrement pénalisant pour le confort voire la sécurité de l'équipage, les opérations en mer telles que la mise à l'eau ou la récupération d'objets flottants ou sous-marins, la pêche [1], l'envol ou l'appontage d'engins volants [6], ainsi que le fonctionnement d'appareils embarqués et de capteurs qui requièrent des mouvements modérés ou minimisés.

La stabilisation du roulis d'un navire ou son atténuation fait appel à divers procédés, dont les translations contrôlés de masses solides mobiles embarquées [6] ou l'emploi de gyroscopes [12][13], l'influence de quilles fixes [1], le pilotage d'appendices immergés de type profils portants [2][5][12][13][15] et les mouvements maîtrisés de fluides à bord de cuves [3][4][5][7][9][10][11][12][16].

La stabilisation du roulis d'un navire par les effets couplés des oscillations d'un fluide embarqué dans une ou des cuves met en jeu deux géométries principales [5] :

- le principe du tube en U (U-tank) exploite un trajet relativement long au sein du flotteur entre deux réservoirs d'extensions verticales sur bâbord et tribord reliés entre eux par un conduit de section inférieure ou égale [3][4][9][10][11][12], les effets de surface libre sont limités,
- le principe du FLUME-tank (FLUME®) exploite un réservoir d'extension horizontale d'un bord à l'autre du navire et privilégie les effets de surface libre, cette cuve est généralement assortie d'éléments induisant des pertes de charge dans l'écoulement [3][7][9][14][16].

La stabilisation par FLUME-tank a été notamment employée à bord de navires océanographiques [14] et particulièrement à bord des Navires Océanographiques Beaufort de la Marine Nationale française et Thalassa de l'Ifremer.

Le fluide est généralement de l'eau de mer dans les dispositifs dédiés.

L'action de la cuve stabilisatrice se caractérise par des effets d'inertie ajoutée et de traînée internes.

Dans le cas des deux navires océanographiques précités, le FLUME-tank est situé relativement haut, en avant et sous la passerelle, la masse d'eau mise en jeu est de l'ordre de 1% du déplacement du navire.

Les premières périodes propres en embardée et roulis de la cuve sont proches de la période propre en roulis du navire en l'absence de cuve, la fonction de transfert en roulis du système couplé présente alors deux pics de résonance de part et d'autre du pic observé sans stabilisateur. Néanmoins les effets d'amortissement atténuent fortement ces deux pics.

Des essais sur modèle réduit du NO Thalassa ont été conduits dans le bassin de l'Ifremer Centre de Bretagne à échelle 1/25.

Des calculs de réponse du navire sans et avec cuve stabilisatrice ont été conduits grâce au code de diffraction-radiation HydroSTAR du Bureau Veritas [8].

Des calculs d'écoulement en fluide visqueux et avec surface libre dans la cuve ont été menés grâce au code de CFD OpenFOAM®.

Des comparaisons entre résultats d'expérience et calculs numériques sont ainsi possibles.

Une part de l'énergie du fluide enclos dans la cuve anti-roulis peut être captée par des générateurs dédiés afin d'être transformée en énergie électrique et alimenter une part des calculateurs et instruments de mesure du bord.

Le présent article n'aborde pas ce point et demeure concentré sur la configuration de base de la cuve anti-roulis et ses effets sur la réduction du mouvement de roulis.

3. Campagne expérimentale

Configuration

Une campagne d'essai est conduite dans le bassin de l'Ifremer Centre de Bretagne, de largeur 12.5 m, de longueur 50 m et de profondeur 9.70 m.

Une maquette du NO Thalassa est construite à l'échelle géométrique 1/25. L'échelle de temps des essais réalisés en similitude de Froude est donc 1/5.

Le flotteur est ancré au point fixe en configuration travers à la houle incidente (figure 1). Les principaux mouvements entretenus sont l'embarquée, le pilonnement et le roulis.

Les ancrages sont constitués d'une ligne avant et d'une ligne arrière destinées à compenser les efforts de dérive induits par l'action de la houle.

La forme de la cuve est reproduite à même échelle géométrique et comprend des appendices internes constitués par les obstacles présents (porques, raidisseurs) dont certains participent à la perturbation de l'écoulement induit par les mouvements transverses. La cuve comporte par ailleurs de courtes extensions longitudinales aux extrémités (figure 2).

Trois chargements du flotteur sont explorés :

- flotteur avec cuve vide
- flotteur équipé de la cuve vide chargée d'une masse solide équivalente à la masse d'eau embarquée
- flotteur avec cuve emplies d'eau

Au réel, la masse d'eau embarquée est proche de 25 tonnes et celle du navire est proche de 2500 tonnes. La cote du centre de carène de la cuve est environ 10 m au-dessus du centre de gravité du flotteur.

Instrumentation

L'instrumentation comprend :

- mesure de la houle incidente par sonde asservie
- mesure des mouvements du flotteur par procédé optique (système Qualisys)

L'ensemble des mesures est synchronisé à une cadence de 100 Hz.

Programme d'essais

Les essais comprennent :

- essais d'extinction du mouvement de roulis en eau calme
- essais en houle régulière pour un ensemble de périodes encadrant particulièrement les résonances en roulis, pour des amplitudes de différents niveaux (figure 3)
- essais en houle irrégulière pour des états de mer caractéristiques (spectres de type Pierson Moskowitz) (figure 3)

Analyse des signaux

Les signaux acquis lors des essais en houle régulières sont décomposés en spectres d'amplitudes et séries de Fourier.

Les signaux acquis lors des essais en houle irrégulières sont décomposés en spectres d'amplitudes et spectres de puissances.

Les fonctions de transfert par rapport à la houle incidente sont évaluées.



Figure 1 : Maquette du NO Thalassa. Echelle 1/25. Vues aérienne et sous-marine.

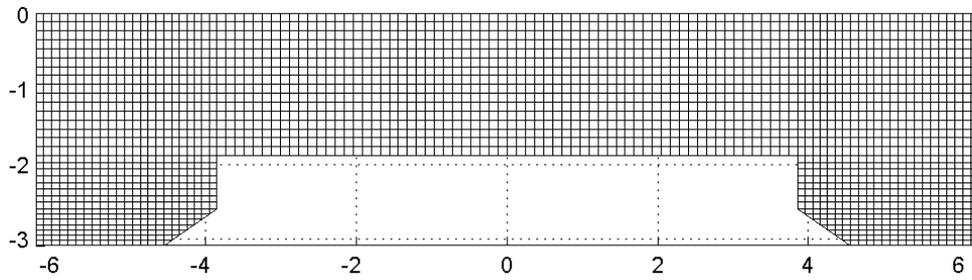


Figure 2 : Géométrie horizontale de la cuve anti-roulis. Hauteur mouillée 0.857 m.

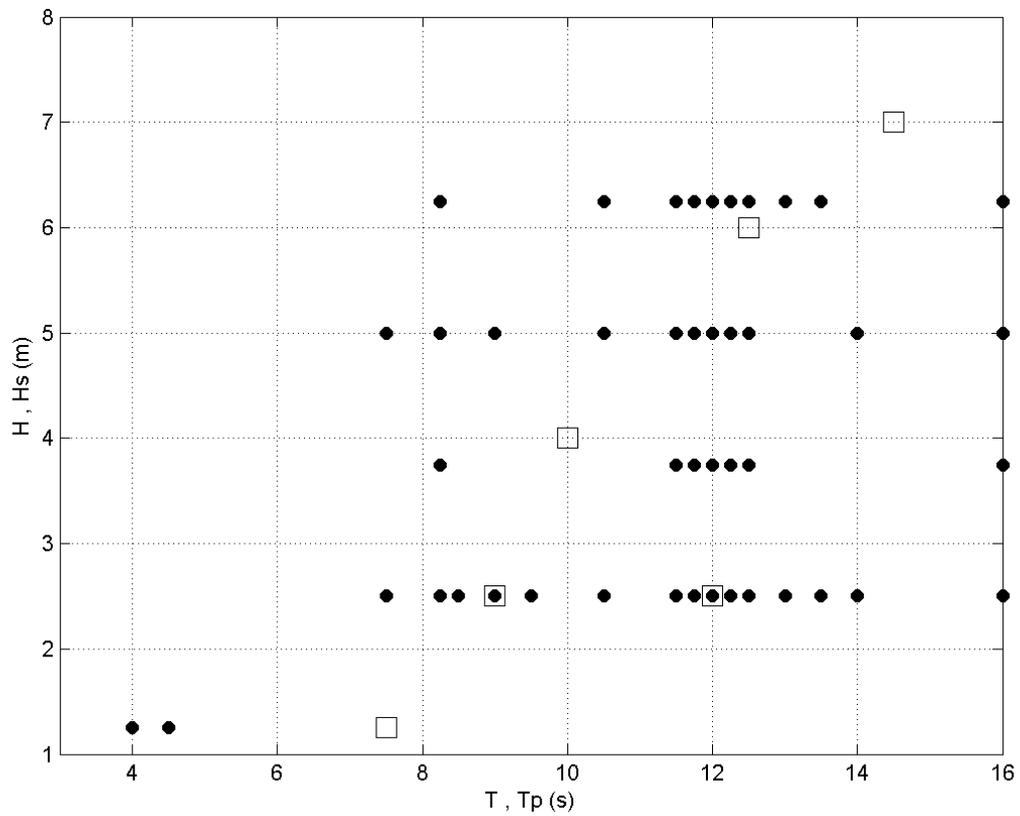


Figure 3 : Périodes T et T_p , hauteurs H et H_s des houles régulières et irrégulières.

4. Modélisation numérique

Diffraction radiation linéaire

Des calculs en diffraction-radiation linéaire sont conduits grâce au code de calcul HydroSTAR [8].

Les résultats issus du calcul sont :

- inerties ajoutées et amortissements d'onde du flotteur
- efforts de houle sur le flotteur
- inerties ajoutées et amortissements de la cuve
- raideurs hydrostatiques
- mouvements du flotteur tenant compte du couplage avec la dynamique de la cuve lorsque celle-ci est emplie d'eau

La carène du flotteur (figure 4) et la cuve (figure 5) sont maillées par facettes:

- 876 facettes sur la demi-carène du flotteur
- 2574 facettes sur la demi-cuve

Un paramètre relatif à la dynamique du fluide contenu dans la cuve permet d'introduire un amortissement d'origine visqueuse. La condition de glissement sur les parois de la cuve, classique en fluide parfait, est modifiée [8] par l'introduction d'un frottement linéaire vis-à-vis d'une vitesse locale et pondéré par un coefficient sans dimension ε dont la valeur peut être ajustée en regard de données expérimentales obtenues en bassin ou *in situ*.

La condition aux limites spécifiée sur les parois est ainsi [8]:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = \vec{V}_e \cdot \vec{n} + i\varepsilon k_o \varphi$$

Les équations intégrales du problème hydrodynamique sont ainsi modifiés. Les inerties ajoutées associées à la cuve sont modifiées par l'introduction du paramètre ε et des termes d'amortissement apparaissent.

Les valeurs du paramètre ε explorées sont : 0.01, 0.05, 0.08, 0.10, 0.15, 0.20, 0.30.

Le modèle ainsi constitué suppose la dissipation concentrée dans la couche limite au niveau des parois. Cette hypothèse est discutable, particulièrement dans le cas de la cuve anti-roulis réelle considérée au sein de laquelle des obstacles (porques, raidisseurs locaux) contrarient fortement l'écoulement.

Lors de la mise en oeuvre des calculs grâce au code HydroSTAR, les parois de la cuve ont été modélisées comme lisses et les cloisons ignorées. La comparaison avec les résultats issus de calculs non linéaires en fluide visqueux et avec les résultats expérimentaux permettent d'évaluer les écarts observés.

Fluide visqueux

Le code OpenFOAM® est mis en oeuvre pour modéliser l'écoulement dans la cuve sous l'effet de mouvements forcés, embardée et roulis non couplés, pour des amplitudes et des périodes d'oscillations fixées. Six amplitudes de mouvements forcés sont ainsi simulées pour une même gamme de périodes d'oscillations.

T (s) = 6, 8, 9, 9.5, 10, 10.5, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 20

Amplitudes d'embarquées (m) = 0.2, 0.8, 1.2

Amplitudes de roulis (deg) = 1, 4, 6

Le maillage utilisé pour les simulations est un maillage structuré par blocs, composé de 98800 cellules. Le pas de temps du calcul est variable, et est recalculé en permanence pour que le nombre de Courant reste inférieur à 0.5.

Le "solveur" d'OpenFOAM utilisé est interDyMFoam. Il s'agit d'un "solveur" diphasique utilisant la méthode Volume of Fluid (VoF) pour modéliser la surface libre.

Les schémas numériques utilisés sont les suivants :

- principalement linéaires à différence centrée pour les calculs des gradients, des laplaciens et des divergences ainsi que pour l'interpolation des grandeurs depuis les centres des cellules vers leurs faces
- schéma d'Euler pour la dérivation temporelle

Une correction est introduite dans les calculs de laplaciens et des gradients normaux aux surfaces pour compenser la non-orthogonalité du maillage.

Le temps nécessaire pour simuler 6 périodes successives d'un mouvement oscillatoire est d'environ 1h30 sur ordinateur équipé de 8 cœurs.

La cuve modélisée comporte des représentations de cloisons obstacles à l'écoulement dans la cuve réelle (figure 6).

Les efforts induits sur la cuve sont évalués par intégration des efforts sur les parois.

L'analyse de Fourier des efforts en oscillations harmoniques permet d'extraire des grandeurs homogènes à des inerties ajoutées et des amortissements dans l'optique d'une comparaison aux résultats fournis par le code HydroSTAR et compatibles avec une formulation de la dynamique couplée entre flotteur et cuve de nature linéaire.

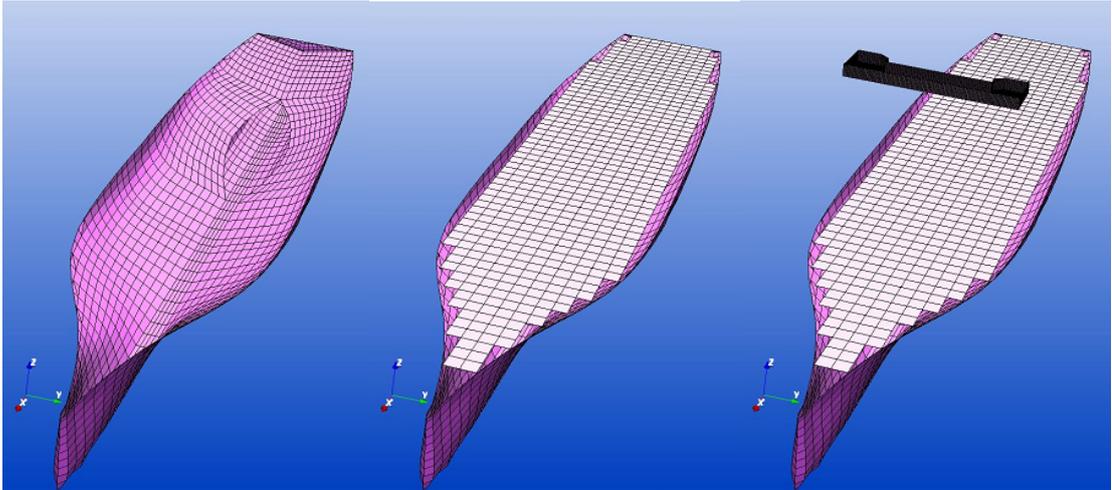


Figure 4 : Maillage par facettes pour calcul de diffraction-radiation (HydroSTAR)
 carène du flotteur (gauche)
 carène et surface de flottaison (centre)
 carène, surface de flottaison et cuve (droite).

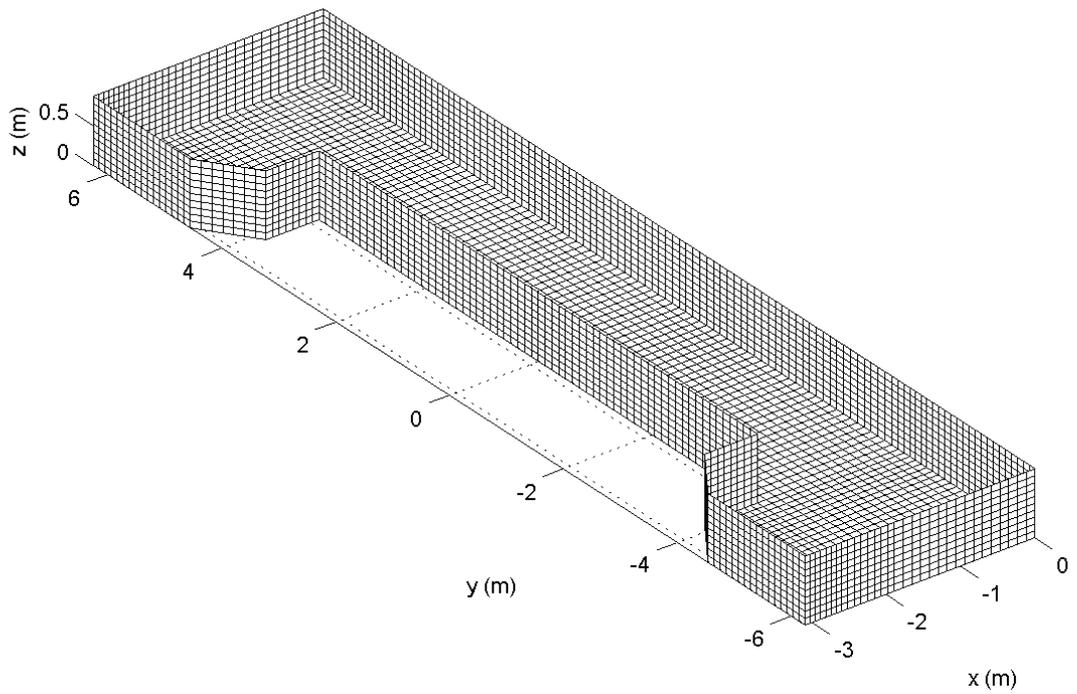


Figure 5 : Maillage de la cuve

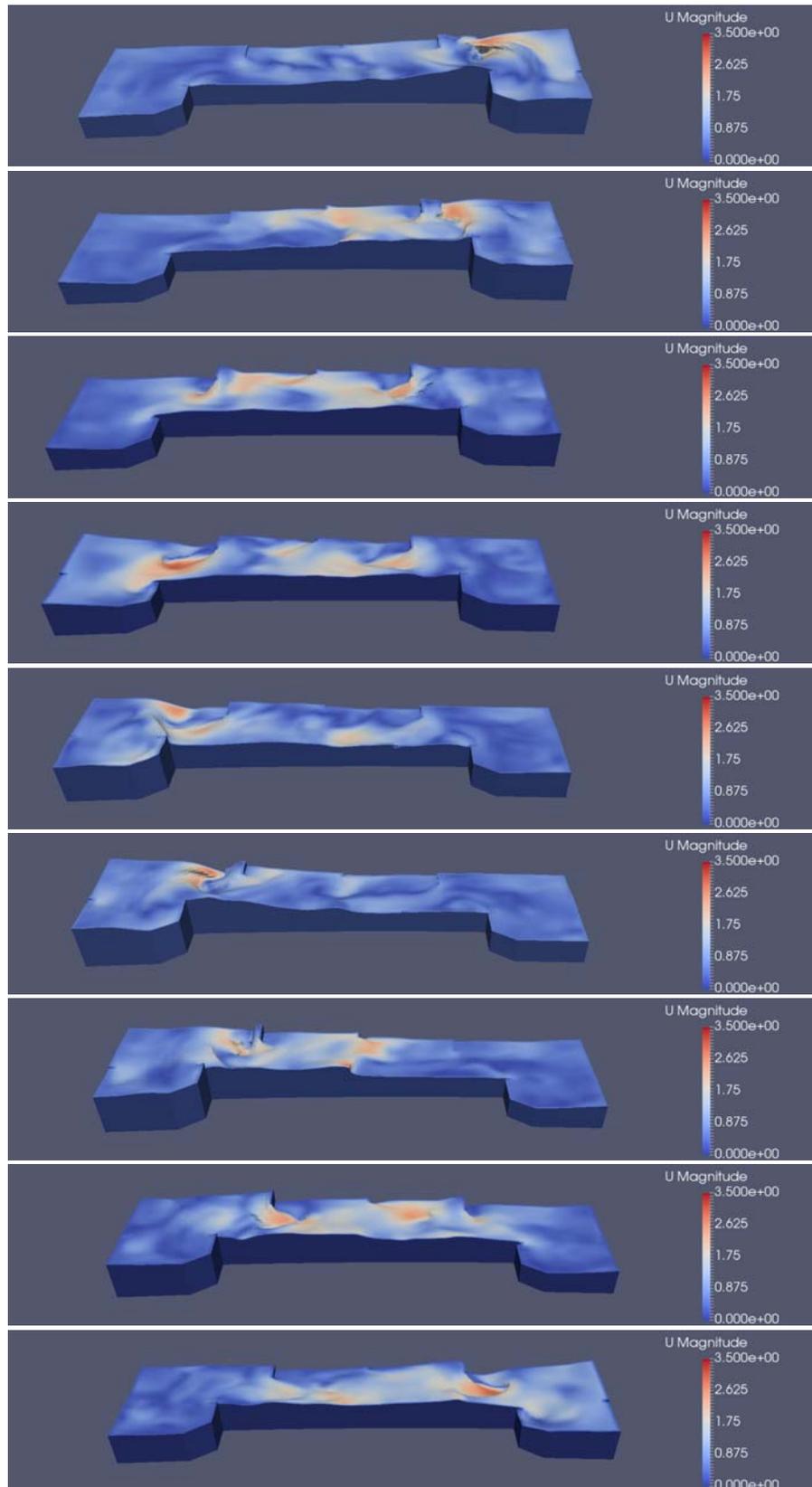


Figure 6 : Mouvements de surface libre dans la cuve en translation d'embardeé.
 9 instantanés répartis sur une période d'oscillation.
 Période = 10 s, amplitude d'embardeé = 0.8 m (logiciel OpenFoam).

5. Comparaison entre résultats de calculs

La comparaison porte sur les inerties ajoutées et les amortissements associés à la cuve évalués par les deux méthodes numériques, diffraction-radiation modifiée (HydroSTAR) et calcul visqueux (OpenFOAM), pour les mouvements d'embarquée et de roulis.

Au mouvement d'embarquée sont associés des termes de forces en translation (22) et des termes de moments en rotation (42).

Au mouvement de roulis sont associés des termes de moment en rotation (44) et des termes de forces en translation (24).

Les termes croisés (24 et 42) sont égaux dans le cas des calculs HydroSTAR.

Les termes croisés (24 et 42) sont différents dans le cas des calculs OpenFOAM.

On observe des ordres de grandeurs similaires entre les termes issus des deux modélisations fluides, mais aussi de fortes variations d'allures selon les valeurs du coefficient ε et les amplitudes des mouvements forcés d'embarquées ou de roulis.

Des "points fixes" sont visibles sur les inerties ajoutées correspondant aux extremum des termes d'amortissement évalués par le code HydroSTAR autour d'une période d'oscillation forcée de 10 s.

Une tendance similaire mais moins franche est identifiable sur les termes évalués par le code OpenFOAM, autour d'une période d'oscillation forcée de 11.7 s.

Ceci correspond à une période propre de la cuve identifiée plus longue en calcul visqueux, ce qui peut être attribué aux effets des appendices faisant partiellement obstacle aux écoulements internes.

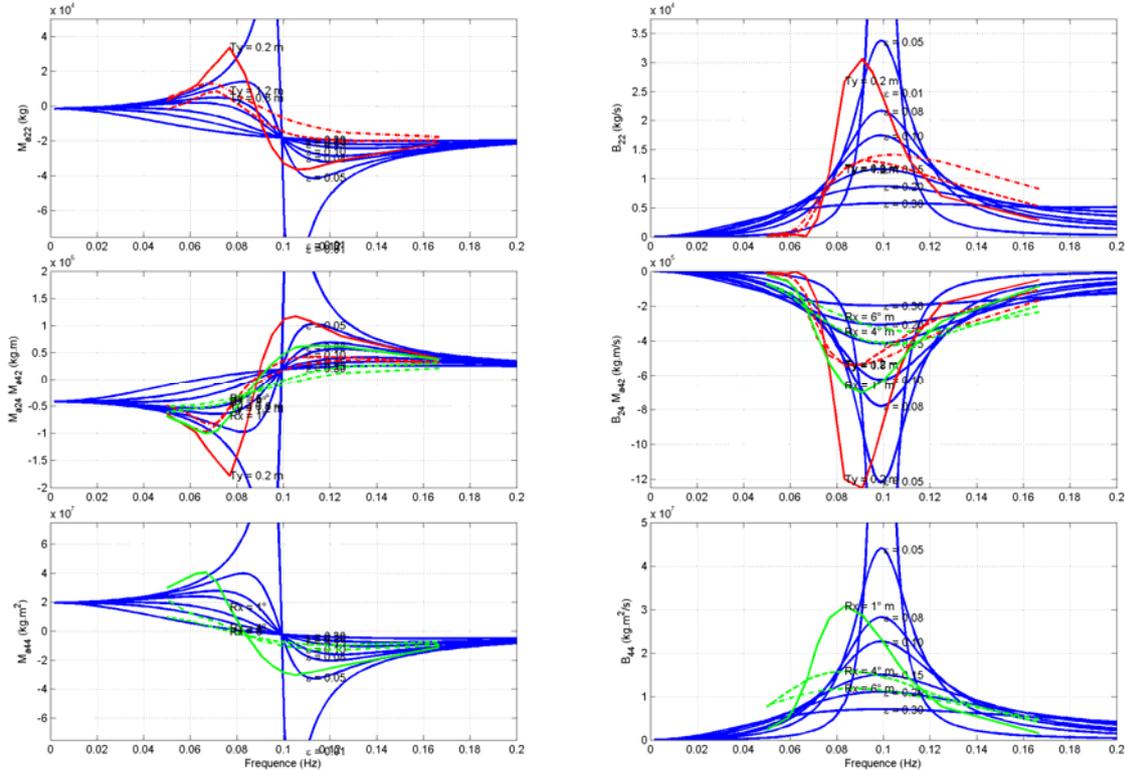


Figure 7 : Inerties ajoutées et amortissements associés au fluide contenu dans la cuve. HydroSTAR (bleu) OpenFOAM embarquée seule (rouge) OpenFOAM roulis seul (vert)

6. Comparaison entre résultats de calculs et d'essais en bassin

Les fonctions de transfert en roulis du NO Thalassa à échelle réduite sont extrapolées au réel en similitude de Froude. Des effets d'échelle sont possibles compte tenu des effets visqueux caractérisés par le nombre de Reynolds. Le ratio entre les nombres de Reynolds à échelle réelle et réduite est 125, ce qui peut induire un changement de régime d'écoulement. La cuve à échelle réduite comporte des événements afin d'éviter des effets de compressibilité de l'air confiné au dessus de l'eau.

Les comparaisons des réponses expérimentales et numériques dans le cas des cuves vides sont satisfaisantes.

Les réponses évaluées par HydroSTAR en présence d'eau dans la cuve sont très dépendantes du paramètre ε comme indiqué au chapitre 5 et la comparaison avec les résultats expérimentaux est particulièrement délicate, d'autant plus que la réponse en roulis est augmentée aux fréquences légèrement inférieures à la fréquence propre de roulis.

Les réponses numériques corrigées en introduisant des termes d'inertie et roulis issus des simulations par OpenFOAM représentent mieux le pic de roulis, mais le niveau de réponse est incertain.

Cuve anti roulis - Réponse sur houle régulière et irrégulière

Incidence = 90 degrés

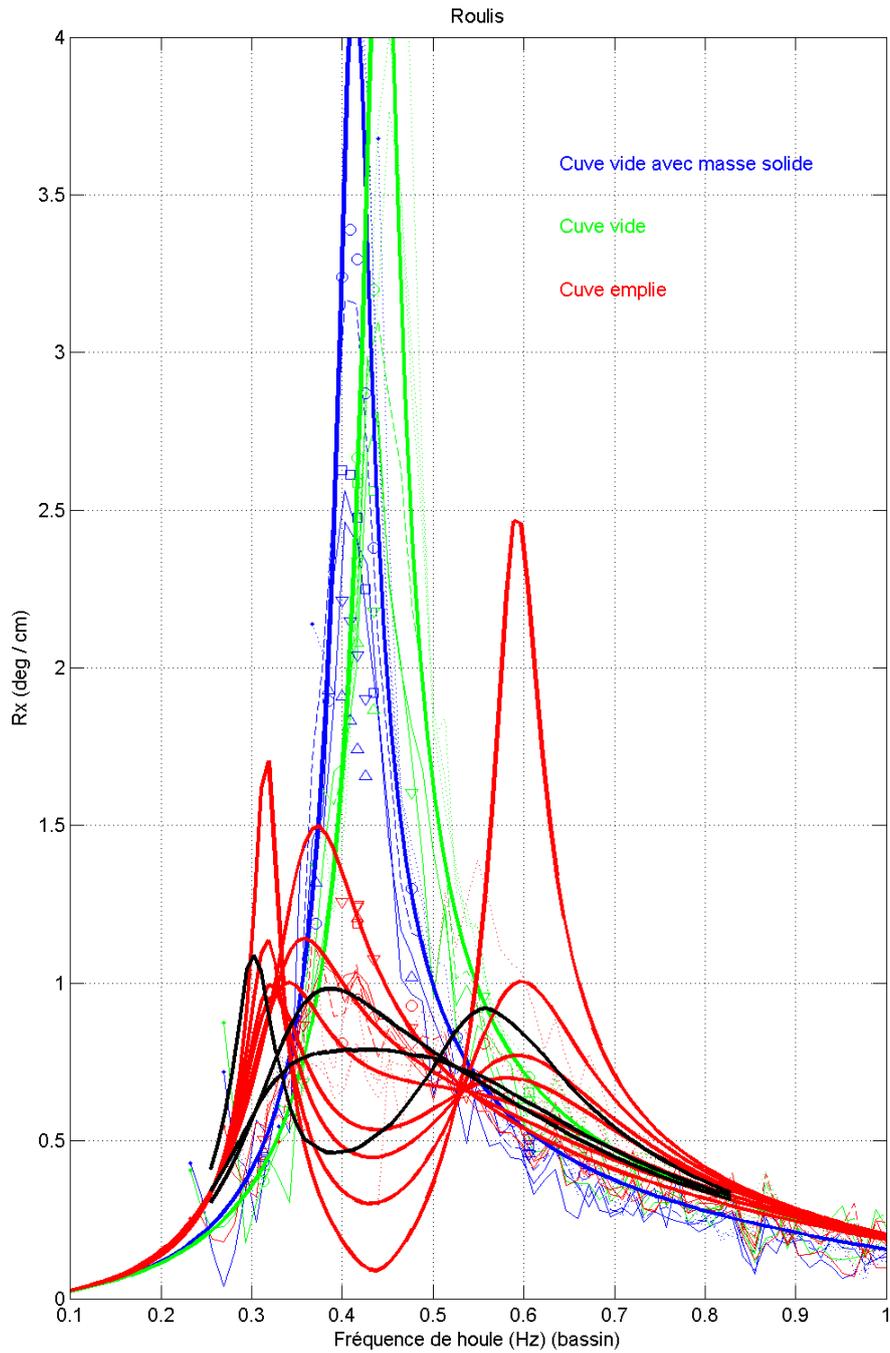


Figure 8 : Fonction de transfert en roulis
traits fins : essais en houle irrégulière
marqueurs : essais en houle régulière
traits gras rouge : résultats HydroSTAR
traits gras noirs : résultats OpenFOAM

7. Conclusion

Les essais conduits dans le bassin de l'Ifremer Centre de Bretagne accompagnés de calculs numériques permettent de mieux cerner les phénomènes mis en jeu dans la dynamique d'un navire équipé d'une cuve anti-roulis.

L'efficacité d'une cuve anti-roulis est démontrée ainsi que la modélisation numérique de ses effets moyennant une approche en fluide visqueux.

Les grandeurs hydrodynamiques de la cuve en eau sont plus favorablement évaluées en fluide visqueux (OpenFOAM) que par la méthode simplifiée proposée en diffraction radiation (HydroSTAR), la précision de la réponse en roulis vis-à-vis des mesures en bassin s'en trouve améliorée.

Des études systématiques par voies expérimentales et numériques sur des formes de cuve et des configurations d'obstacles internes variées devraient permettre d'augmenter la fiabilité des prévisions numériques.

Références :

- [1] Francis Coulombe, Marie-Hélène Fournier, Aurem Langevin. Évaluation de systèmes d'amortissement du roulis sur les bateaux de pêche semi-hauturière du Québec. Études et recherche. RAPPORT R-811
- [2] P. Crossland. The effect of roll-stabilisation controllers on warship operational performance. *Control Engineering Practice* 11 (2003) 423–431
- [3] Karle H. Halse, Vilmar Æsøy and Ove Sporsheim. An active roll reduction system using free flooding tanks controlled by vacuum pumps. World Maritime Technology Conference 29 May – 1 June 2012, Saint-Petersburg.
- [4] Christian Holden, Thor I.Fossen. A nonlinear 7-DOF model for U-tanks of arbitrary shape. *Ocean Engineering* 45 (2012) 22–37.
- [5] K.S. Kula. An overview of roll stabilizers and systems for their control. *The International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. Volume 9, Number 3, September 2015. DOI: 10.12716/1001.09.03.14
- [6] Stéphane Kummer, Georges Hardier, Claude Lambert. Compensation de gite du porte-avions Charles de Gaulle: principes et structure des lois de commande. *Bulletin de l'ATMA*, Numéro : 2343 - Année : 2000.
- [7] Dongming Liu a, PengzhiLin. Three-dimensional liquid sloshing in a tank with baffles . *Ocean Engineering* 36 (2009) 202–212.
- [8] Malenica S., Zalar M. and Chen X.B. Dynamic coupling of seakeeping and sloshing. Bureau Veritas
- [9] Reza Moaleji, Alistair R. Greig. On the development of ship anti-roll tanks. *Ocean Engineering* 34 (2007) 103–121
- [10] Thongchai Phairoh, Jen-Kuang Huang. Modeling and analysis of ship roll tank stimulator systems. *Ocean Engineering* 32 (2005) 1037–1053
- [11] Thongchai Phairoh, Jen-Kuang Huang. Adaptive ship roll mitigation by using a U-tube tank. *Ocean Engineering* 34 (2007) 403–415
- [12] Perez, T., & Blanke, M. Ship roll damping control. *Annual Reviews in Control*, 36(1), 129-147. (2012). DOI: 10.1016/j.arcontrol.2012.03.010
- [13] Perez, T., & Blanke, M. (2010). Ship roll motion control. In *Proc. of 8th IFAC. Conference on Control Applications in Marine Systems*. Rostock: Elsevier.
- [14] William S. Plank, George F. Beardsley, Jr. And Wayne V. Burt. An experimental evaluation of a passive anti-roll tank system. *Ocean Engineering* 2 (1972) 131-139.
- [15] Hervé Tanguy, Guy Lebret. Stabilisation du roulis d'un navire de type frégate. *Journal Européen des Systèmes Automatisés (JESA)*, Lavoisier, 2003, 37/2, pp.287-302.

[16] Wenhua Zhao, Jianmin Yang, Zhiqiang Hu, Longfei Xiao, Longbin Tao. Hydrodynamics of a 2D vessel including internal sloshing flow. *Ocean Engineering* 84 (2014) 45–53.