

# Etude numérique et expérimentale de l'impact hydrodynamique d'une section d'étrave

Y. RICHARD<sup>a</sup>, N. JACQUES<sup>a</sup>, A. EL MALKI ALAOUT<sup>a</sup>, Y-M. SCOLAN<sup>a</sup>

a. ENSTA Bretagne, UMR CNRS 3744, IRDL, Brest, France  
e-mail : yann.richard@ensta-bretagne.org

## Résumé

*Dans cet article, nous étudions l'impact hydrodynamique pour une géométrie qui représente une section d'étrave de navire. La géométrie heurte la surface libre au repos. Ce phénomène produit un impact primaire, accompagné de la formation de jets d'eau qui affectent la partie haute de la géométrie. Dans certains cas un impact secondaire peut avoir lieu. Dans cette étude, nous avons tout d'abord réalisé des simulations numériques 2D pour déterminer les chargements hydrodynamiques lord de l'entrée en eau d'une section d'étrave. Différents angles de roulis ont été considérés. Une campagne d'essais a aussi été menée à l'aide de la machine d'impact hydraulique de l'ENSTA Bretagne. Des comparaisons entre mesures expérimentales et simulations sont présentées.*

**Mots clefs : Chargements hydrodynamiques, impact secondaire, Couplage Euler-Langrange (CEL), machine d'impact, section d'étrave**

## 1 Introduction

Dans le domaine de l'hydrodynamique navale, le phénomène d'impact hydrodynamique est très largement répandu. L'objectif est de développer des modèles qui reproduisent le plus fidèlement possible les phénomènes physiques mis en jeu, pour pouvoir déterminer avec le plus d'exactitude les chargements hydrodynamiques subis par les structures navales. Dans le but d'optimiser les structures des navires et d'éviter les endommagements dues aux pressions et aux efforts élevés générés lors d'un impact. Cet impact se produit lorsque la partie basse d'un navire heurte brutalement la surface de la mer (surface libre).

En 1929, von Karman [1] propose un modèle dans lequel la condition de surface mouillée est linéarisée et la déformation de la surface libre n'est pas prise en compte. Pour cette raison, sa théorie sous-estime généralement les efforts hydrodynamiques. Quelques années plus tard, Wagner [2] étend le modèle de von Karman pour tenir compte de la déformation de la surface libre. Le modèle de Wagner a fait l'objet de nombreuses extensions.

Zhao et al. [3] présente une méthode dans laquelle la surface mouillée n'est pas linéarisée. La condition dynamique de surface libre est appliquée sur une ligne émanant du point de contact entre la

surface mouillée et la surface libre perturbée. Par contre, le jet développé durant l'impact n'est pas pris directement en compte et donc à fortiori l'impact secondaire n'est pas pris en compte. Des travaux utilisant cette méthode ont été réalisés par Faltinsen [4], Malleron et Scolan [5], Mei et al [6]. La grande majorité des modèles simplifiés ne peuvent traiter que des problèmes bidimensionnels. Les impacts de corps tridimensionnels peuvent être traités avec l'utilisation de "méthodes de tranches", dans lesquels le problème tridimensionnel est approximé par un ensemble de problèmes bidimensionnels. Le problème est que les solutions obtenues sont précises uniquement pour des corps très allongés. Les solutions réellement tridimensionnelles des problèmes d'impacts sont très rares. Scolan et Korobkin [7] ont développé une méthode inverse pour les problèmes tridimensionnels. Dans cette méthode, la surface de contact entre le fluide et le corps impactant est supposée être donnée à tout moment et la forme du corps correspondante est déterminée à partir de la condition de Wagner.

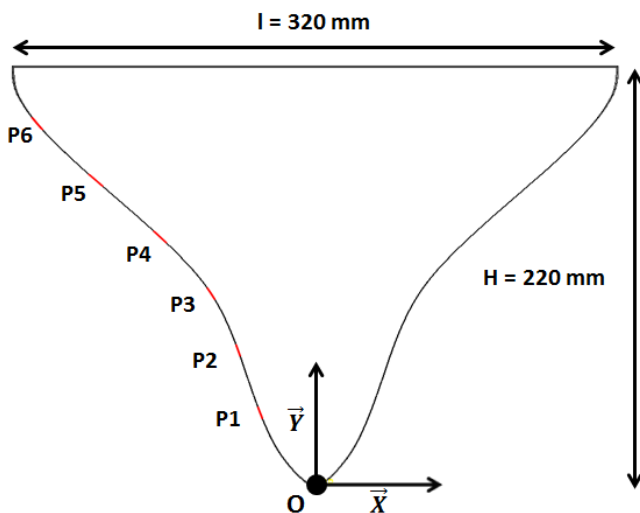
Pour résoudre numériquement les problèmes d'impact, des méthodes CFD (Computational Fluid Dynamics) sont très fréquemment utilisées en particulier pour traiter des géométries complexes. Les méthodes eulériennes sont généralement basées sur l'utilisation d'un schéma de capture d'interface, qui suit la position de la surface libre. La méthode VOF (Volume of Fluid), voir Aquelet et al [8] et Kleefsman et al [9], est l'une des plus utilisées et aussi celle que nous avons utilisé lors de nos simulations. Wang et Soares [10] reprennent la géométrie d'étrave symétrique expérimentée par Aarsnes [11] et utilise la méthode ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) pour déterminer les chargements hydrodynamiques lors de l'impact de cette géométrie avec différents angles de roulis. Puis compare ses résultats avec les résultats expérimentaux d'Aarsnes [11].

Au niveau des recherches expérimentales, de nombreux essais ont été réalisés pour observer le phénomène de slamming et pour valider certains modèles numériques. Greenhow [12] réalise une expérience qui consiste à lâcher en chute libre un cylindre au-dessus de la surface libre au repos et conforte l'existence d'une séparation d'écoulement suite à l'impact. Suite à cela de nombreuses investigations ont été menées notamment les travaux de Monroy et al [13] sur une géométrie d'étrave avec un bulbe qui permet la formation d'un impact secondaire sur les parties hautes suite à une séparation d'écoulement. Ses travaux mettent en relief l'importance de la formation de cavités d'air et de l'impact secondaire.

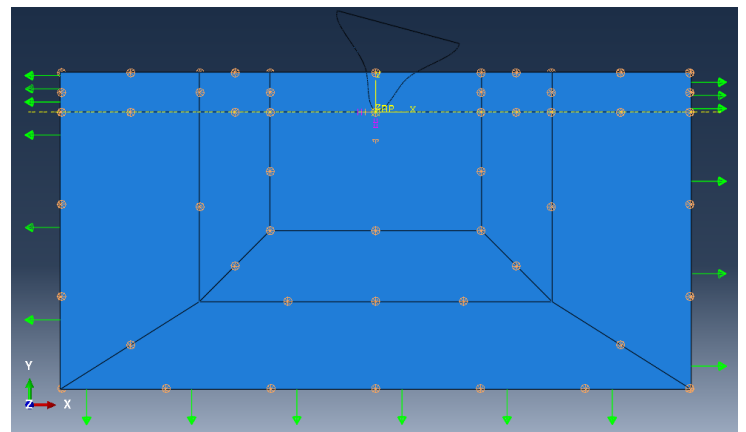
L'étude menée dans ce document porte sur l'étude des impacts hydrodynamiques générés suite à l'entrée dans l'eau d'une géométrie d'étrave symétrique à laquelle on vient appliquer une vitesse constante ainsi que différents angles de roulis constants. Dans un premier temps une approche numérique a été menée à l'aide du logiciel de simulation numérique ABAQUS en utilisant le couplage Euler-Lagrange (CEL) pour estimer les chargements hydrodynamiques liés à l'impact. Puis une campagne expérimentale fut organisée pour valider les résultats numériques.

## 2 Modélisation de la géométrie d'étrave et résultats numériques

La géométrie utilisée est représentée par la **figure 1**. Elle correspond à une section de la maquette expérimentale, la hauteur(H) et la largeur(l) sont identique à celles de la maquette expérimentale. La longueur (L) de la maquette expérimentale est de 495mm. Pour diminuer le temps de simulation nous avons réalisé tous les calculs en prenant une longueur de 5mm pour assimiler le modèle à un modèle 2D. Les pressions sont mesurées sur 6 capteurs différents (P1 à P6) comme nous le montre la **figure 1**. Chaque capteur possède une surface de mesure de 25 mm<sup>2</sup>. La surface est déterminée par rapport à l'aire de mesure du capteur de pression qui a un diamètre D=5.6 mm. Les coordonnées des positions de chaque capteur sont répertoriées dans le **tableau 1**. Plusieurs angles de roulis allant de  $\theta=0^\circ$  à  $\theta=15^\circ$  sont utilisés durant les simulations. La vitesse d'impact est verticale et constante pour toutes les simulations et tests.



**Fig 1:** Géométrie de la section d'étrave et positions des capteurs



**Fig 2:** Configuration du modèle d'impact 2D avec un angle de roulis constant

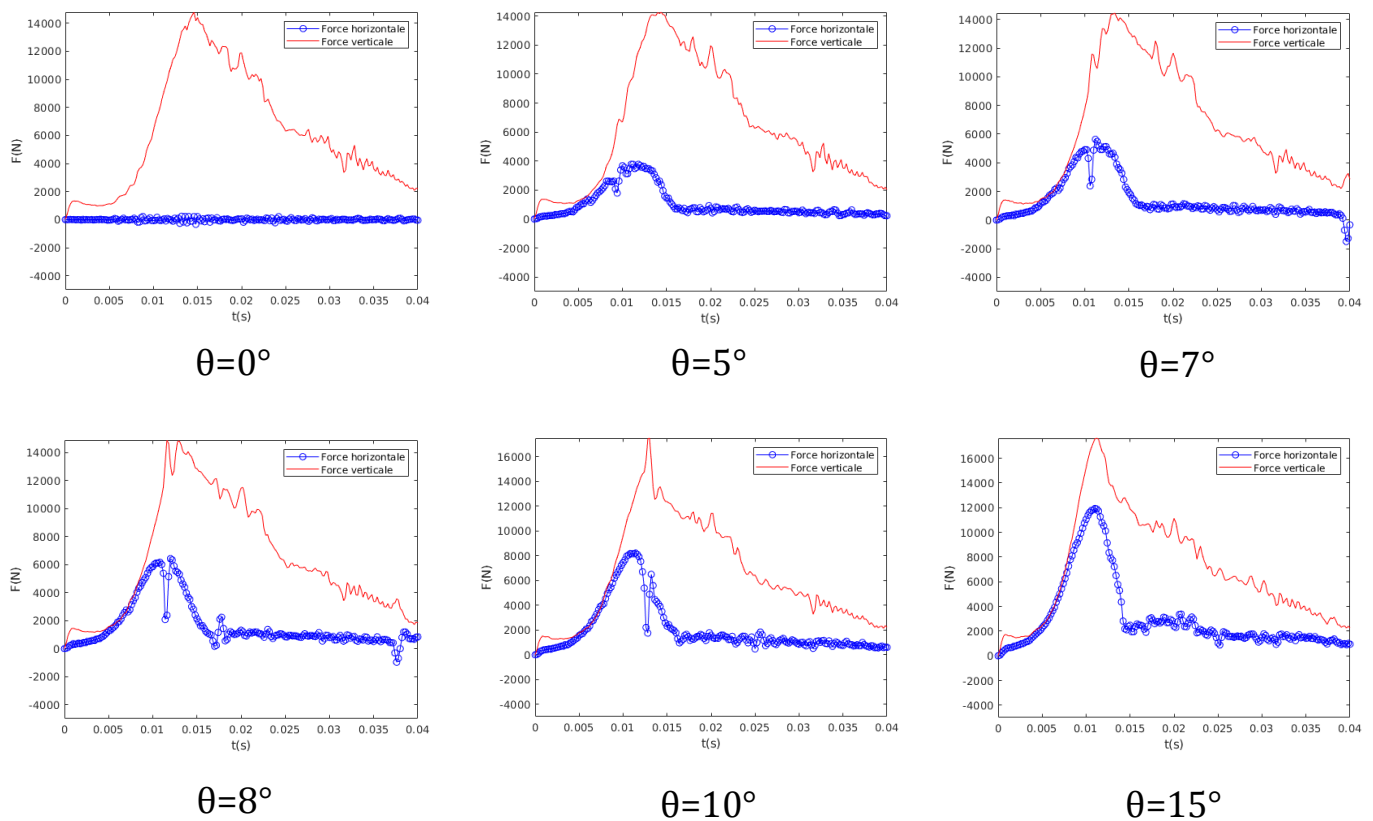
**Tableau 1:** Coordonnées des positions des capteurs de pression

	P1	P2	P3	P4	P5	P6
X(mm)	-29	-40.8	-55	-89.1	-116.1	-147.3
Y(mm)	39	71.8	101.8	131.7	161.6	191.5
Z(mm)	-247.5	-247.5	-247.5	-247.5	-247.5	-247.5

La configuration du modèle éléments finis d'impact est montrée en **figure 2**. La section d'étrave est soumise à une vitesse verticale constante et vient impacter la surface libre au repos avec un angle de roulis  $\theta$ . L'axe  $\vec{X}$  est situé au niveau de la surface libre initiale et l'axe  $\vec{Y}$  est placé sur une ligne verticale passant par la pointe basse de la géométrie. Le déplacement de tous les nœuds du maillage fluide est fixé nul dans la direction  $\vec{Z}$ , ce qui en fait un modèle bidimensionnel. Les conditions aux limites sur les bords extérieurs du domaine fluide sont des conditions de non-réflexion.

Nous avons réalisé des simulations d'impact avec une vitesse de 10 m/s pour différents angles de roulis, puis nous avons tracé les variations des forces verticales et horizontales (**figure 3**) exercées sur l'ensemble de la surface mouillée de la géométrie (**figure 1**). Nous constatons que les forces verticales atteignent environ 14 kN pour un angle de roulis inférieur à 8°, par contre elles sont plus élevées pour  $\theta=10^\circ$  et  $\theta=15^\circ$ , elles augmentent pour atteindre 16 kN. Cette observation s'explique par le fait qu'un angle de roulis important entraîne un faible angle de relèvement du côté droit de la géométrie, ce qui cause un effort vertical d'impact plus important (voir Wang et al. [14]).

Les efforts horizontaux (selon la direction  $\vec{X}$ ) augmentent en fonction de l'angle de roulis ceci s'explique par l'asymétrie du corps impactant. Par contre il faut s'assurer que les efforts horizontaux n'atteignent par une valeur critique qui pourrait endommager le moyen d'essais notamment le piston sur lequel est fixé la géométrie. Les efforts verticaux maximaux sont compris entre 14 kN et 16 kN et les efforts horizontaux maximaux sont compris entre 0 kN et 12 kN. Ce qui nous confirme qu'ils restent en dessous de la limite acceptable pour le bon fonctionnement du moyen d'essais.



**Fig 3:** Variation temporelle des efforts verticaux et horizontaux pour une vitesse  $V=10$  m/s et pour différent angles de roulis

### 3 Approche expérimentale

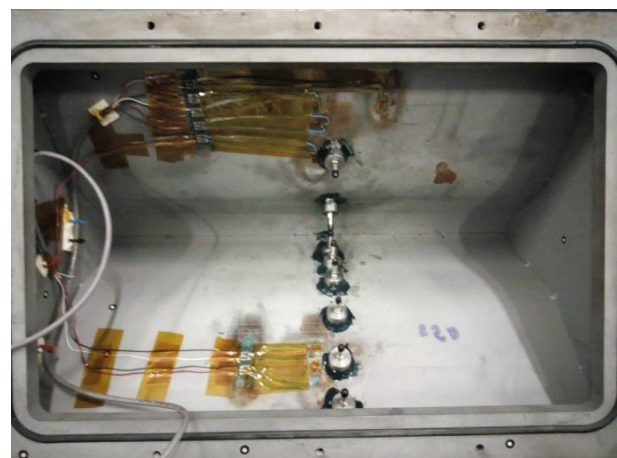
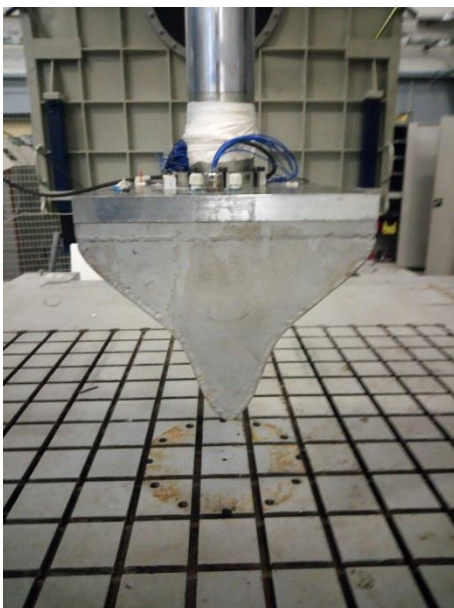
#### 3.1 Dispositif expérimental

Pour valider les simulations numériques d'impact précédentes, nous avons mené une campagne expérimentale à l'aide de la machine de choc hydraulique disponible au laboratoire IRDL de l'ENSTA Bretagne. Cette machine est assez unique en raison de ses performances et de sa flexibilité. Elle bénéficie d'un contrôle en bande ouverte du déplacement et de la vitesse d'impact du piston. L'installation peut supporter une force allant jusque 200 KN, une vitesse allant jusque 20 m/s et permet un déplacement maximal de 300 mm. Les vitesses d'impacts atteignent un niveau stabilisé pour lequel l'écart maximal est de 5% durant la durée totale de l'impact. Le dispositif expérimental est montré en **figure 5**. La maquette est fixée à un piston (**figure 4 et 6**), à l'intérieur d'une cuve remplie d'eau jusqu'au niveau de la moitié des quatre hublots latéraux conçu en PMMA (polyméthyl méthacrylate).



**Fig 4:** Photographie de la géométrie d'étrave suspendue au piston

**Fig 5:** Photographie du dispositif expérimental avec la cuve

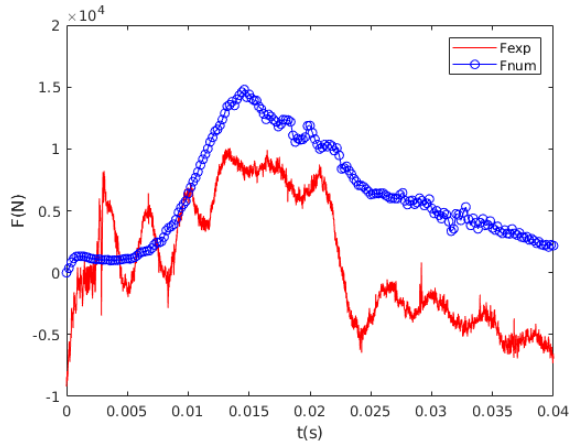


**Fig 6:** Photographie de la géométrie d'étrave vue de face

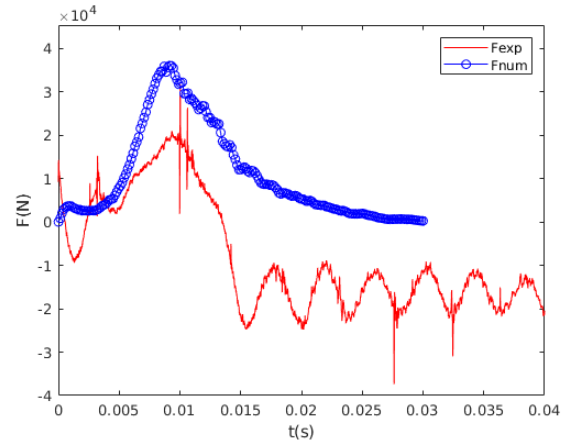
**Fig 7:** Instrumentation des capteurs de pression

Puis sur la carène nous avons disposé six capteurs de pressions P1 à P6 (**figure 7**) aux mêmes emplacements que les points de mesure utilisés durant l'étude numérique et un capteur supplémentaire P8 symétrique par rapport à l'axe vertical  $\vec{Y}$  de P4. La maquette expérimentale pèse 42.7 Kg (carène + couvercle).

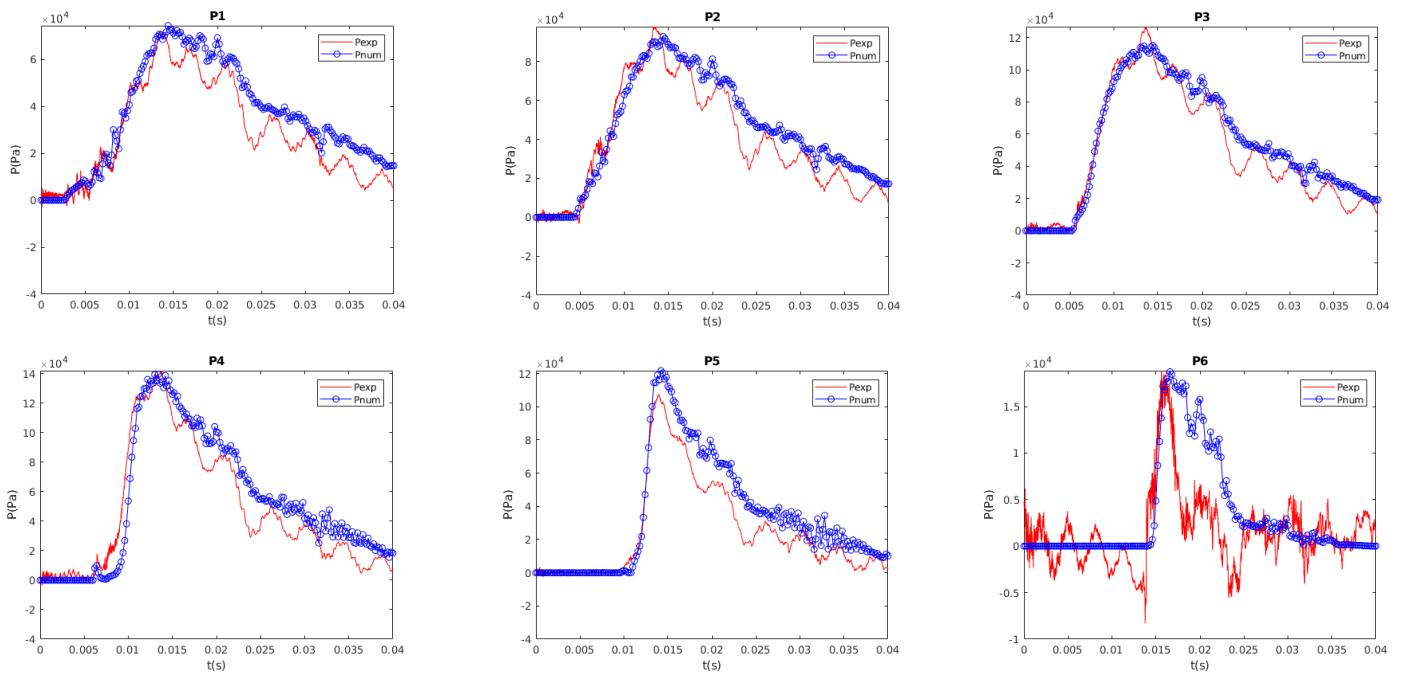
### 3.2 Comparaison des résultats



**Fig 8:** Forces numériques et expérimentales pour  $V=10\text{m/s}$



**Fig 9:** Forces numériques et expérimentales pour  $V=15\text{m/s}$



**Fig 10:** Variations temporelles des pressions numériques et expérimentales sur les surfaces de mesure (P1 à P6), voir figure 1, pour  $V=10\text{m/s}$

Les résultats numériques des efforts sont comparés aux résultats expérimentaux en **figure 8** et **9** respectivement pour des vitesses de 10 et 15 m/s. Les essais ont été réalisés uniquement pour un angle  $\theta=0^\circ$ . Comme nous le voyons, les forces prévues par la simulation numérique sont significativement plus grandes que les mesures. Cela s'explique par l'existence d'efforts tridimensionnels lors des essais (alors que les simulations sont réalisées en 2D).

Nous réalisons la même comparaison mais cette fois-ci pour les pics de pression. Les pressions numériques sont comparées aux pressions expérimentales en **figure 10** pour une vitesse de 10 m/s. Nous pouvons observer que les pressions les plus importantes sont localisées au niveau des capteurs P3 et P4, c'est à dire à l'endroit du rayon de courbure le plus important. Les valeurs mesurées par le capteur P3 atteignent 1.26 bar. Les valeurs de P4 sont encore plus élevées et atteignent 1.42 bar. Par contre les mesures du capteur P6 sont très faibles comparé aux autre valeurs, ceci s'explique par le fait que le capteur P6 est placé tout en haut de la géométrie de manière quasi verticale dans une zone où les chargements hydrodynamiques sont faibles. De plus nous pouvons noter que les pressions numériques et expérimentales sont très proches (si l'on excepte le capteur P6). Pendant les essais, les capteurs étaient placés près du centre de la carène. Dans cette zone, l'écoulement est assez peu affecté par les effets de bord et est proche d'un écoulement 2D.

## 4 Discussions

### 4.1 Comparaison numérique-expérimentale

Les chargements hydrodynamiques qui interviennent durant un impact hydrodynamique à vitesse constante et verticale d'une section d'étrave 2D avec un angle de roulis ont été calculés par la méthode CEL. Les résultats numériques des efforts et des pressions ont été comparés aux résultats expérimentaux. En ce qui concerne les efforts verticaux, il y'a un écart non négligeable entre les mesures numériques et expérimentales. Cette différence est due au fait que l'on compare un modèle numérique 2D avec des résultats d'essais 3D et sans doute aussi à la réponse élastique de la maquette. Pour les futurs travaux, il est prévu de faire une comparaison avec cette fois-ci un modèle numérique 3D malgré que cela engendre un coût CPU bien plus élevé. Au niveau des pressions numériques, elles sont plutôt en accord avec les pressions mesurées expérimentalement avec des erreurs relatives assez faible.

### 4.2 Perspectives

D'autres pistes sont à explorer à l'avenir. Tout d'abord, il est prévu de réaliser une étude portant sur l'impact d'une géométrie d'étrave qui génère un impact secondaire sans nécessairement lui appliquer un angle de roulis (ce qui est délicat à réaliser avec notre moyen d'essais). Il est prévu aussi de comparer deux modèles numériques, l'un avec la méthode CEL l'autre avec la méthode ALE (Arbitrary Lagrangian-Eulerian) et déterminer celle qui convient le mieux pour ce type de phénomène. Etudier l'impact hydrodynamique d'une structure soumise à une vitesse oblique (horizontale et verticale) pourrait aussi être un axe de recherche intéressant.

## Remerciements

Cette étude bénéficie du support financier de la Direction Générale de l'Armement (DGA) et de Brest Métropole.

## Références

- [1] TH. Von Karman., The impact of seaplane floats during landing, NACA Report (1929), 321.
- [2] H. Wagner., Uber Stoss- und gleitvorgange an der oberflache von flussigkeiten, ZAAM (1932), 12.
- [3] R. Zhao., O. Faltinsen. and J. Aarsnes, Water entry of arbitrary two-dimensional sections with and without flow separation, 21th Symposium on Naval Hydrodynamics, Trondheim, Norway (1996), 549, pp 343-373
- [4] OM. Faltinsen., Water entry of a wedge with finite deadrise angle, Journal of Ship Research(2002), 46, pp 39-41
- [5] N. Malleron. and Y.-M. Socolan., Generalized Wagner model for 2D symmetric and elastic body, 23rd IWWF. Jeju, Korea. (2008), 46, pp 39-41
- [6] X. Mei., Y. Liu. and D.K.P. Yue., On the water impact of general two-dimensional sections, Applied Ocean Research (1999), 21, pp 1-15
- [7] YM. Socolan. and A. Korobkin., Three-dimensional theory of water impact. Part 1. inverse wagner problem, Journal of Fluid Mechanics (2001), 440, pp 293-326
- [8] N. Aquelet., M. Souli. and L. Olovsson., Euler-Lagrange coupling with damping effects : Application to slamming problems, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering (2006), 195, pp 110-132
- [9] K.M.T. Kleefsman, G. Fekken., A.E.P. Veldman., B. Iwanovski. and B. Buchner., A Volume of Fluid based simulation method for wave impact problems, Journal of Computational Physics (2005), 206, pp 363-393
- [10] S. Wang. and G. Soares., Slam induced loads on bow-flared sections with various roll angles, Ocean Engineering (2013), 67, pp 45-57
- [11] JV. Aarsnes., Drop test with ship section-effect of roll angle., Ocean Engineering (1996).
- [12] M. Greenhow., Water entry and exit of a horizontal circular cylinder., Applied Ocean Research (1988), 10, pp 191-198
- [13] C. Monroy., S. Seng., L. Diebold., A. Benhamou. and S. Malenica., Comparative study of different methods for water impact computation., Bureau Veritas, Research department, Paris, France (2016), 195.
- [14] S. Wang., H.B. Luo. and C. Guedes Soares., Explicit FE simulation of slamming load on rigid wedge with various deadrise angles during water entry., Maritime Technology and Engineering (2012), pp 399-406.