

ACCOSTAGE EN MER D'UN BATEAU CONTRE UN EMBARCADÈRE À DÉFENSE «LOW» OU «HIGH FRICTION»

L.Barthélemy⁽¹⁾ *, J. Gontier^{(1), (2)}

⁽¹⁾ Laurent Barthélemy Ecole Nationale Supérieure Maritime Nantes, France

⁽²⁾ Jean Gontier, Clément & Associés Sète, France

* Corresponding author: laurent.barthelemy@supmaritime.fr

Résumé

L'accostage d'un navire en mer à un embarcadère se fait à l'aide de défenses en caoutchouc. Selon la dureté de la défense, le comportement du navire à la houle sera différent. Les travaux réalisés ont comme méthodologie, dans le cas d'un bateau de servitude d'éoliennes en mer :

1. Le calcul des efforts d'une houle unidirectionnelle qui sont exercés sur le bateau dans le cas où il peut pilonner (« low friction ») ou ne peut pas pilonner (« high friction »).
2. La formule de calcul du coefficient de frottement de la défense contre l'embarcadère.
3. La comparaison des limites d'accostage à ceux d'une autre publication.
4. La comparaison des résultats des cas d'accostage « low friction » et « high friction ».

Les résultats suivants ont été obtenus sur un catamaran de 27m de long:

- Défense « low friction »: accostage sécurisé possible avec une hauteur de vague de 1,5m quelque soit la période de houle, ou avec 2m pour de faibles périodes de houle.
- Défense « high friction »: accostage sécurisé possible avec une hauteur de vague de 0,5m quelque soit la période de houle, ou avec 2m pour de faibles périodes de houle.

Summary

Berthing a boat against a boat landing is realized by means of fenders made of rubber. Depending on the rubber stiffness, the behavior of the boat with the waves will be different. The works performed use the following methodology, in the case of a wind turbine crew transfer vessel :

1. The calculation of the efforts of a monochromatic wave applied against the boat in the case she can heave (low friction) or not (high friction).
2. The formula used for calculating the friction coefficient of the fender against the boat landing.
3. The comparison of the berthing criteria against those from another publication.
4. The comparison of the results for accessing a boat landing with a low or high friction fender.

The following findings are for a 27m catamaran:

- Low friction fender: safe berthing possible with a 1,5m wave whatever the wave period, or otherwise with 2m for small wave periods.

- High friction fender: safe berthing is possible with a 0,5m wave whatever the wave period, or otherwise with 2m for small wave periods.

1. Introduction



Fig. 1 - Accostage en mer d'un CTV avec une défense « low friction » à un embarcadère [1]



Fig. 2 - Accostage en mer d'un CTV avec une défense « high friction » à un embarcadère [2]

Avec le développement des parcs éoliens marins, la problématique se pose de la sécurité des techniciens qui doivent intervenir pour leur maintenance. Il est donc primordial de connaître les contraintes et conditions d'accostage des bateaux de servitude (CTV) qui viendront, à l'aide de défenses, se plaquer à l'échelle d'accostage des pieux d'éoliennes.

Ces défenses sont faites en caoutchouc, en effet c'est ce matériau qui permet d'obtenir un bon coefficient d'adhérence sur l'acier. Après le type de matériau, on peut définir sa dureté. Deux systèmes principaux existent pour permettre l'accostage : les défenses en caoutchouc dur « stiff fenders » et celles en caoutchouc mou « soft fenders ». Dans ces deux cas, le CTV vient se plaquer contre l'échelle et maintient le contact à l'aide de sa propulsion. La défense « stiff » sera peu compressée et aura donc un coefficient de frottement faible : il s'agit de « low friction ». La défense « soft » s'écrasera plus sur l'embarcadère et

aura alors un coefficient de frottement plus élevé : c'est le type « high friction », où la proue s'accroche à l'embarcadère.

Un modèle de diffraction-radiation linéaire simplifié est mis en œuvre dans le domaine fréquentiel.

L'équation de la dynamique s'écrit :

$$(I + I_a)\ddot{X} + B\dot{X} + KX = F_{excit} \Rightarrow I\ddot{X} = F_{excit} - I_a\ddot{X} - B\dot{X} - KX \Rightarrow I\ddot{X} = \sum F_{ext} \text{ avec:}$$

$$I = \begin{bmatrix} I_{11} & 0 & I_{15} \\ 0 & I_{33} & 0 \\ I_{15} & 0 & I_{55} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m & 0 & mZ_G \\ 0 & m & 0 \\ mZ_G & 0 & I_G + mZ_G^2 \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} F_{excit}: \text{vecteur des efforts de houle} \\ I_a: \text{matrice des inerties ajoutées} \\ \text{(ces deux données sont calculées par NEMOH [6])} \end{array}$$

$$B = \begin{bmatrix} \lambda H + b'_1 & 0 & -\lambda \frac{H^2}{2} + b'_1 \cdot Z_A^+ \\ 0 & b_3 & 0 \\ -\lambda \frac{H^2}{2} + b'_1 \cdot Z_A^+ & 0 & \lambda \frac{H^3}{3} + b'_1 \cdot Z_A^{+2} \end{bmatrix} \quad K = \begin{bmatrix} K & 0 & KZ_a^+ \\ 0 & \rho BCg & 0 \\ KZ_a^+ & 0 & -mgCG + mg \frac{B^2}{12H} + K(Z_a^+)^2 \end{bmatrix}$$

$$b_3 = 2\rho BC\sqrt{gH} \times b_c$$

$$\lambda = [4/(3\pi)]\rho C C_d \omega (x_{max} + H\theta_{max})$$

$$b'_1 = 1,2 [2\pi/T_n] m (1 + C_{m1}) [7]$$

K: Raideur horizontale modélisant l'hélice de la barge

$$K = [2\pi/T_n]^2 m (1 + C_{m1}) [7]$$

T_n : période naturelle des oscillations lentes du bateau

2.2 Calcul du coefficient de frottement de la défense du CTV contre l'embarcadère (accostage)

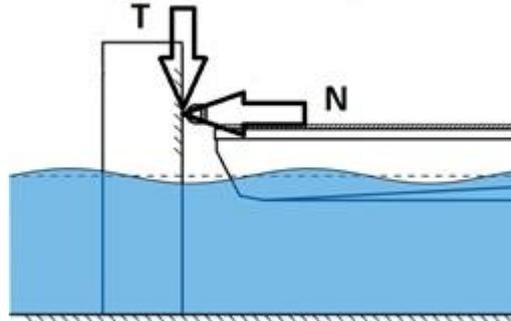


Fig. 5 –Loi de Coulomb

Le coefficient de frottement sans glissement est, en vertu du principe de l'action et de la réaction. :

$$f = \frac{\text{Force tangente à la paroi verticale}}{\text{Force normale à la paroi verticale}} = \frac{T}{N} = \frac{-\sum F_{ext z}}{-\sum F_{ext x}}, \quad (1)$$

Hypothèse 1: dans le cas d'un frottement glissant, on supposera que le pilonnement de la barge reste découplé du cavement et du tangage.

Hypothèse 2: on rajoute une poussée $\vec{P} = -\|\vec{P}\|\vec{x} = P\vec{x} = m\omega^2 G\vec{x}$ (avec $P < 0$ et $G < 0$) de l'hélice du CAT CTV pour ne jamais avoir $N < 0$.

Hypothèse 3: dans le cas d'un accostage « low friction » avec une défense « stiff », on suppose que le CTV étant collé à l'embarcadère, $\sum F_{ext z} = I_{33}\ddot{Z}$.

Hypothèse 4: dans le cas d'un accostage « high friction » avec une défense « soft », on suppose que le CTV étant collé à l'embarcadère $\sum F_{ext z} = I_{33}\ddot{Z} + f_{moy}P$, avec f_{moy} la force d'adhérence de la défense « soft ».

D'après l'annexe de calcul de la matrice des inerties, on a donc, au point d'accostage $A = A^-$:

$$\sum F_{ext z} = I_{33}\ddot{Z} + f_{moy}P \text{ avec } f_{moy} < 0 \text{ (ou sinon } \sum F_{ext z} + f_{moy}P = I_{33}\ddot{Z} \text{ avec } f_{moy} > 0) \text{ et}$$

$$\sum F_{ext\ x} + P = I_{11}\ddot{X} + I_{15}\ddot{\theta} \Rightarrow f = \frac{-I_{33}\ddot{Z} - f_{moyen}P}{-I_{11}\ddot{X} - I_{15}\ddot{\theta} + P} \Rightarrow f = \frac{-\ddot{Z} - f_{moyen}P}{-\ddot{X} - Z_G\ddot{\theta} + \mathcal{G}\omega^2} \quad avec \quad \mathcal{G} = \frac{P}{m\omega^2}$$

Si t_T et t_N sont les respectivement les corrections en déphasages temporels pour se recalcr les courbes $T(t)$ et $N(t)$ des tests HSVA 2017 (2):

$$\begin{aligned} Z &= Z_m \cos[\omega(t - t_T) + \varphi_z] \\ X &= X_m \cos[\omega(t - t_N) + \varphi_x] \\ \theta &= \theta_m \cos[\omega(t - t_N) + \varphi_\theta] \\ Si \ T &\stackrel{def}{=} \tan(\omega t/2), \ A \stackrel{def}{=} Z_m \cos(\varphi_z - \omega t_T), \ B \stackrel{def}{=} Z_m \sin(\varphi_z - \omega t_T), \\ C &\stackrel{def}{=} X_m \cos(\varphi_x - \omega t_N) + Z_G \theta_m \cos(\varphi_\theta - \omega t_N), \ D \stackrel{def}{=} X_m \sin(\varphi_x - \omega t_N) + Z_G \theta_m \sin(\varphi_\theta - \omega t_N), \text{ alors} \end{aligned}$$

$$f(T) = \frac{[-(A + f_{moy}\mathcal{G})T^2 - 2BT + (A - f_{moy}\mathcal{G})]}{-(C - \mathcal{G})T^2 - 2DT + (C + \mathcal{G})} \quad (2)$$

Pour avoir une courbe $f(T)$ à extrêmes relatifs, il faut que le discriminant δ' du numérateur soit positif:

$$\delta' > 0 \Leftrightarrow |P| > m\omega^2 \sqrt{(AD - BC)^2} / \sqrt{(A + f_{moy}C)^2 + (B + f_{moy}D)^2} \quad (3)$$

Il faut aussi que la poussée P de l'hélice soit telle que le dénominateur de $f(T)$ ne soit jamais nul, c'est -à-dire pour ne jamais avoir $N < 0$, à savoir que son discriminant Δ' soit toujours négatif et que $(\mathcal{G} - C) < 0$:

$$\Delta' < 0 \text{ et } (\mathcal{G} - C) < 0 \Leftrightarrow |P| > m\omega^2 \sqrt{D^2 + C^2} \quad (4)$$

Si les conditions (3) et (4) sont remplies, alors, au cours d'une période de houle, le coefficient de frottement atteindra ses valeurs extrêmes pour les valeurs T_+ et T_- correspondant aux 2 instants t_+ et t_- suivants :

$$T_{\pm} = \frac{\left[(A\mathcal{G} + f_{moy}\mathcal{G}C) \pm \sqrt{\{[(A + f_{moy}C)^2 + (B + f_{moy}D)^2]\mathcal{G}^2 - (AD - BC)^2\}} \right]}{(AD - BC + B\mathcal{G} + f_{moy}D\mathcal{G})} \quad (5)$$

La valeur absolue du coefficient de frottement maximal f_{max} est donc le maximum entre $|f(T_+)|$ et $|f(T_-)|$:

$$|f_{max}(T)| = \max[|f(T_+)|, |f(T_-)|] \quad (6)$$

Il faut donc choisir \mathcal{G} . Physiquement, c'est le déplacement du CTV sur lequel son capitaine a le temps d'ajuster la poussée P de l'hélice avant que la défense ne perde le contact avec l'embarcadère. Néanmoins, le CTV est limité par la poussée maximale P_{max} de son hélice. On en déduit :

$$|P| = \min(|\mathcal{G}|m\omega^2, |P_{max}|), \text{ ou encore } \mathcal{G} = -\min\{L, [|P_{max}|/(m\omega^2)]\} \quad (7)$$

Enfin, on pourra noter que les comportements suivants aux grandes périodes de vagues :

$$\lim_{T \rightarrow \infty} |f_{max}(T)| = \lim_{T \rightarrow \infty} |(A + f_{moy}\mathcal{G})/(C - \mathcal{G})| = |(a - f_{moy}L)/L| \quad (8)$$

Critère de frottement admissible pour embarquer au point d'accostage :

Le critère d'accostage choisi est que le coefficient de frottement ne dépasse pas le seuil d'adhérence [8]:

$$|f_{max}(T)| < f_{adhérence} \text{ avec } f_{adhérence} = 0,8 \text{ (caoutchouc – sol très mouillé)} \quad (9)$$

3. Résultats dans le cas du CAT CTV HSVA [4]

Le modèle de carène utilisé pour approcher la maquette de 2,191m est une barge parallélépipédique de même longueur, tirant d'eau et déplacement: longueur de 2,191m, tirant de 0,12m, déplacement de 79,139kg.

3.1 Tenue à la mer

Les paramètres de la barge parallélépipédique (T_n , x , x_{max}/a , θ_{max}) ont été ajustés pour approcher au mieux les fonctions de transfert en pilonnement et en tangage calculées avec celles (en rouge) publiées par HSVA [4] :

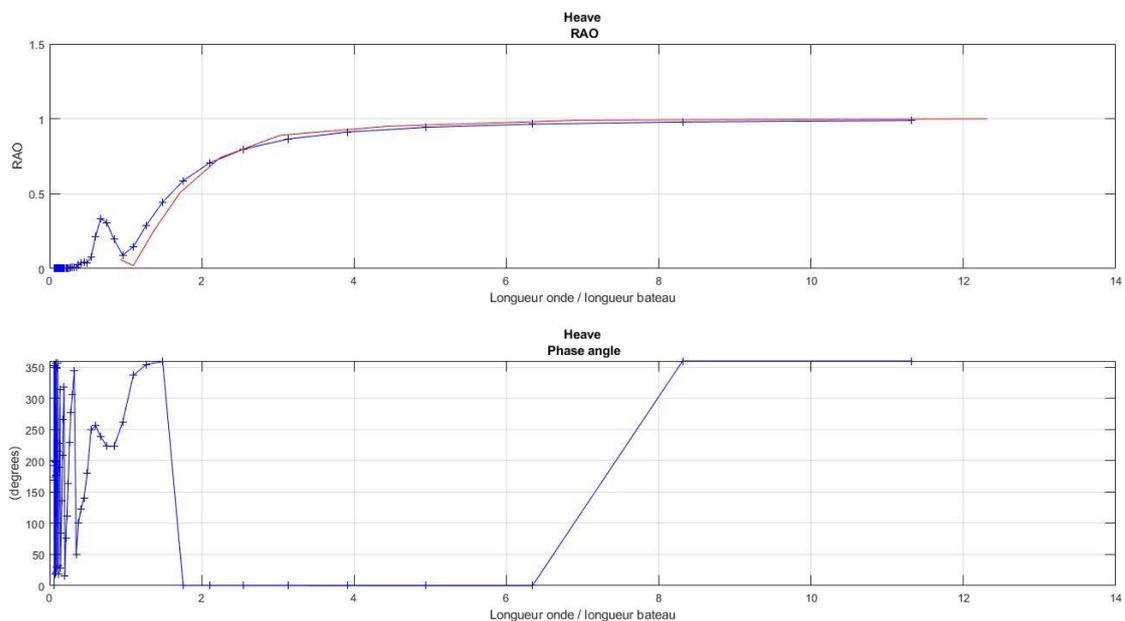


Fig. 8 – Amplitude et déphasage en pilonnement

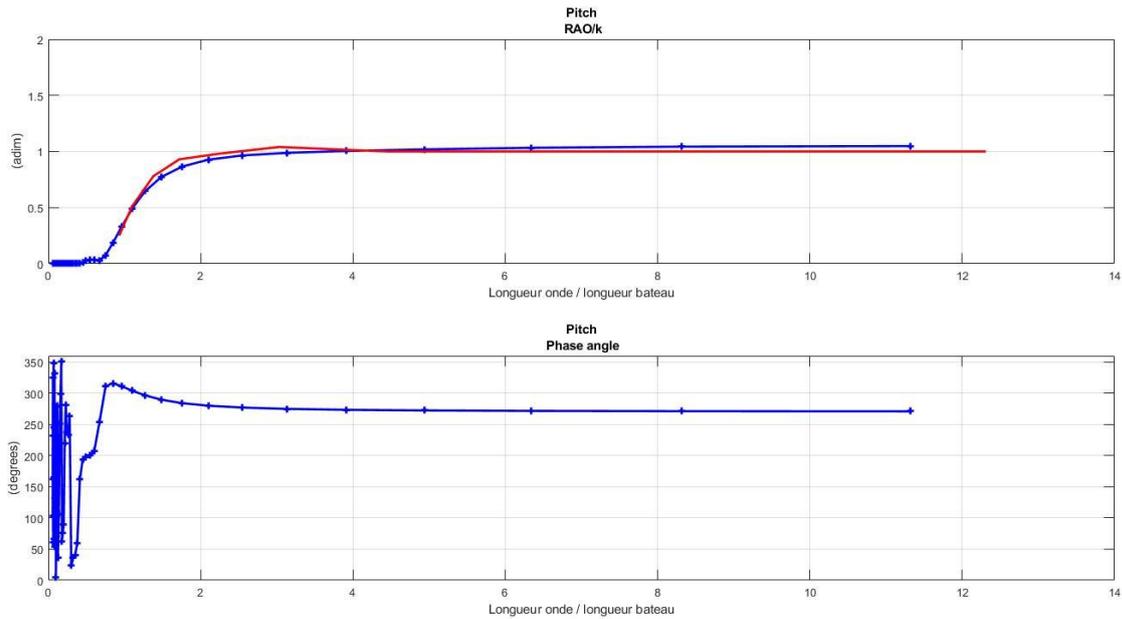


Fig. 9 – Amplitude et déphasage en tangage

3.2 Accostage

On ajoute à la barge la poussée P testée par HSVA (127 N si « low friction », 61 N si « high friction »).

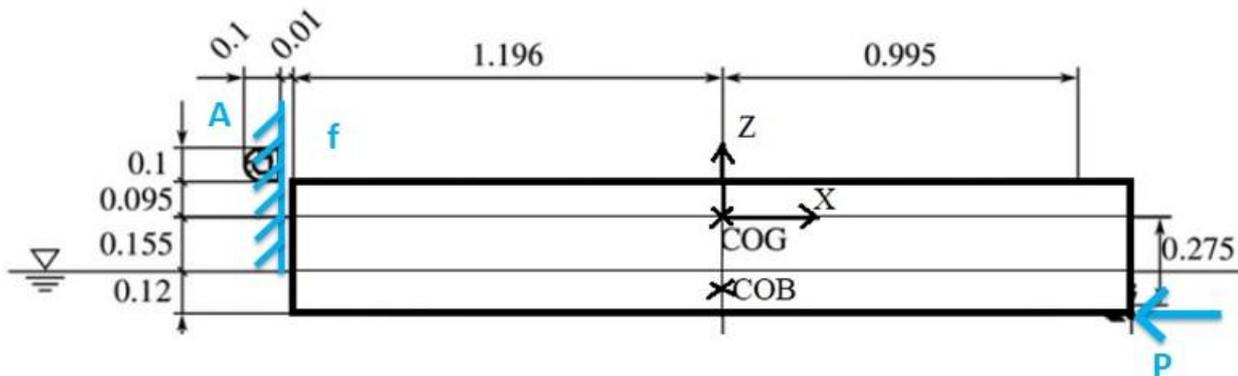


Fig. 10 – Modèle pour l'accostage

Ramenée à l'échelle 1, la longueur de la défense est $L = 1\text{m}$. En effet la maquette est à l'échelle $1/10^{\text{ème}}$.

$f_{\text{moy}}=0$ (low friction) ou 0,5 (high friction). En effet, dans le cas « high friction », $T_{\text{moyen}} \# 30\text{Te}$ et $-N_{\text{moyen}} \# -65\text{Te} \sim P=-61\text{Te}$, d'où $f = T_{\text{moyen}}/(-P) \# 30/(-61) \# -0,5$; la raison pour laquelle on peut relier T_{moyen} avec N_{moyen} est que les évolutions temporelles $T(t)$ et $-N(t)$ fournies par HSVA [4] sont en phase.

3.3 Accostage avec défense « low friction »

Les résultats suivants sont obtenus pour la maquette de CAT CTV de 2,191m:

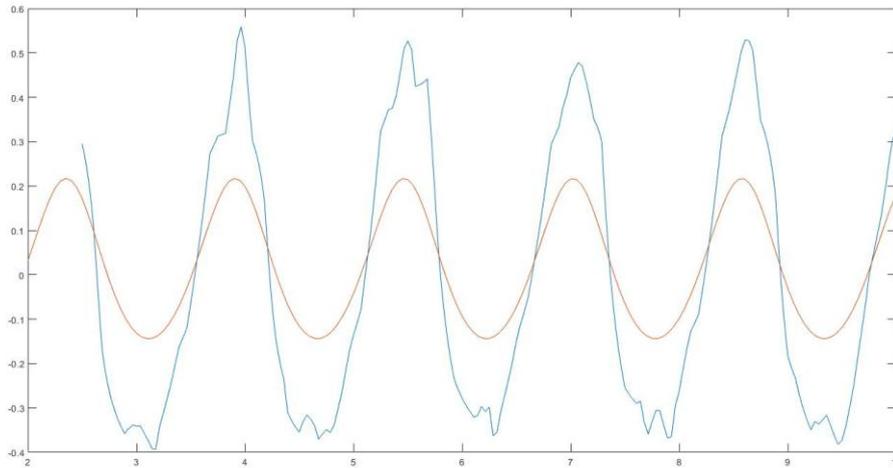


Fig. 11 – Low friction fender : coefficient de frottement en fonction du temps ($a=0,03\text{m}$, $\lambda/B=0,75$)

Il y a clairement une différence d'amplitude entre le coefficient calculé par la méthode exposée dans la présente publication et celui mesuré par HSVA [4].

Des explications possibles sont :

- Les limites de modéliser une vraie carène avec une barge parallélépipédique.
- L'hypothèse faite que le pilonnement est découplé du cavalemt et du tangage.

Les figures 12 et 13 montrent les limites d'accostage pour un CAT CTV de 27m avec $H_s=2\text{m}$ et 1,5m. Ce CAT CTV est extrapolé à partir de sa maquette, en vertu de la loi de similitude géométrique [10].

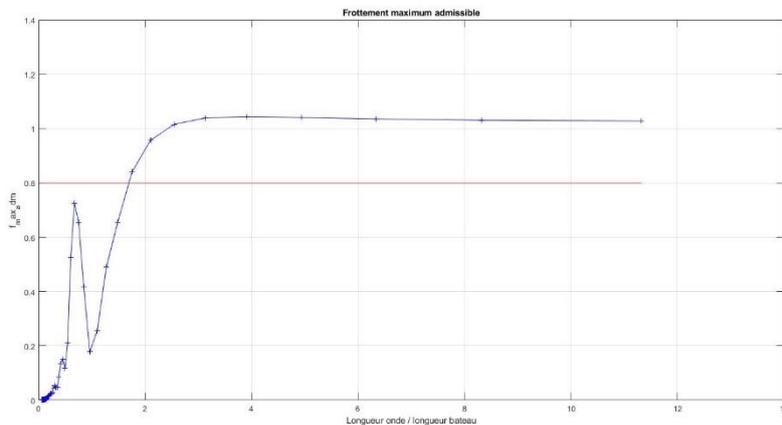


Fig. 12 – Low friction fender : critère d'accostage en fonction de λ/B ($a=1\text{m}$)

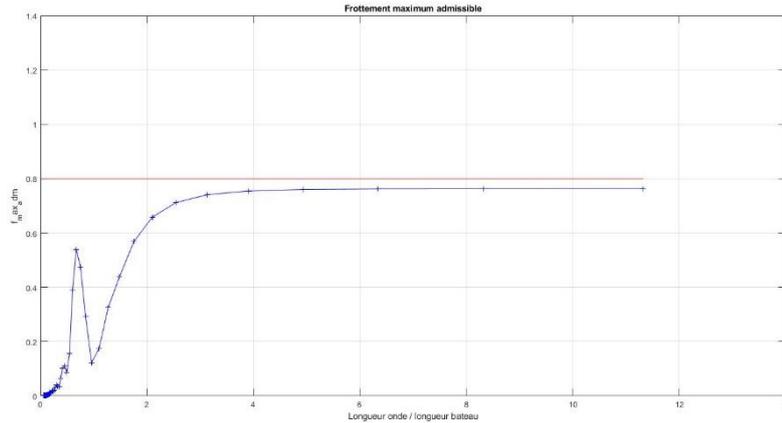


Fig. 13 – Low friction fender : critère d'accostage en fonction de λ/B ($a=0,75m$)

Les figures 12 et 13 permettent de construire les critères d'accostage suivants, comparés à la référence [9] :

Rapport longueur d'onde sur longueur du CTV (λ/B)	0	1,85	14
Méthode FAST 2017 [9]		2m Hs	1,5m Hs
λ/B	0	1,70	14
Méthode proposée (low friction)		2m Hs	1,5m Hs
λ/B	0		14
Comportement aux grandes périodes $ (a - f_{moy}L)/L < f_{adhérence}$ $\Leftrightarrow (a + 0 \times 1)/1 = a < 0,8m$		1,6m Hs	

Tableau 1. Limite d'accostage à un embarcadère de monopieu d'éolienne (CAT CTV de 27m homothétique de la maquette)

L'écart relatif entre la limite d'accostage de la méthode proposée ($\lambda/B = 1,70$) et celle de la méthode FAST 2017 [9] ($\lambda/B = 1,85$) est de seulement 8%. Il faut aussi noter que la méthode FAST ne fait pas de distinction entre les défenses « low friction » et « high friction ». Néanmoins les photos jointes à cette présentation laissent à penser qu'il s'agit bien d'une défense « low friction » [9].

Enfin on retrouve bien que l'accostage est possible avec $H_s=2a=1,5m$ quelque soit la longueur d'onde, comme calculé en figure 13. En effet, la formule analytique appliquée aux grandes périodes obtient $H_s=2a=1,6m$, comme indiqué au tableau 1.

3.4 Accostage avec high friction fender

Les résultats suivants sont obtenus pour la maquette de CAT CTV de 2,191m:

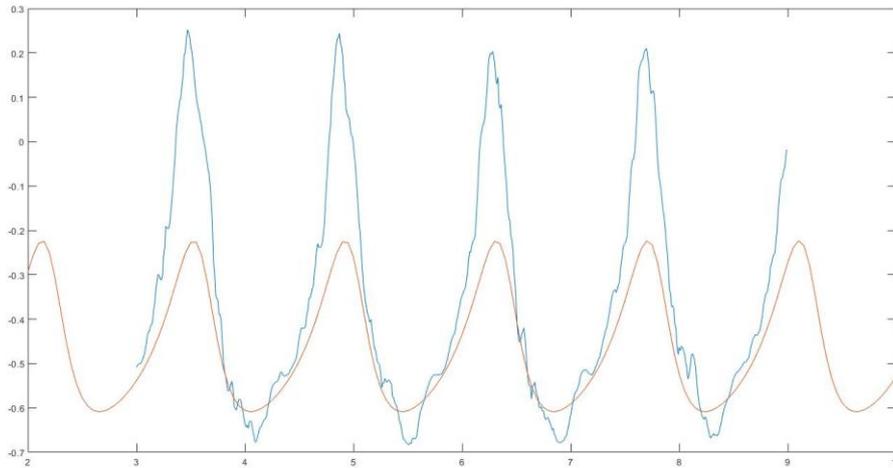


Fig. 14 – High friction fender : coefficient de frottement en fonction du temps ($a=0,04m$, $\lambda/B=1,39$)

Tout comme dans le cas de la défense « low friction », on observe aussi, dans le cas « high friction », une différence d’amplitude entre le coefficient calculé par la méthode proposée et celui mesuré par HSVA [4]. Néanmoins, on retrouve bien la même allure de courbe. En effet, dans l’essai HSVA, la force $N(t)$ (c’est-à-dire la force normale à la paroi verticale) s’approche de zéro. Entre d’autres termes, le CTV est à la limite de perdre le contact avec l’embarcadère. Ceci s’explique par le fait que la poussée de l’hélice dans le cas « high friction » ($P=61$ N) est environ 2 fois plus faible que celle dans le cas dans le cas « high friction » (127N). C’est d’ailleurs aussi un des avantages de la défense dans le cas « high friction » : le CTV dépense moins d’énergie pour réaliser l’accostage que dans le cas « low friction ».

Les figures 15 et 16 montrent les limites d’accostage pour un CAT CTV de 27m avec $H_s=2m$ et $0,5m$.

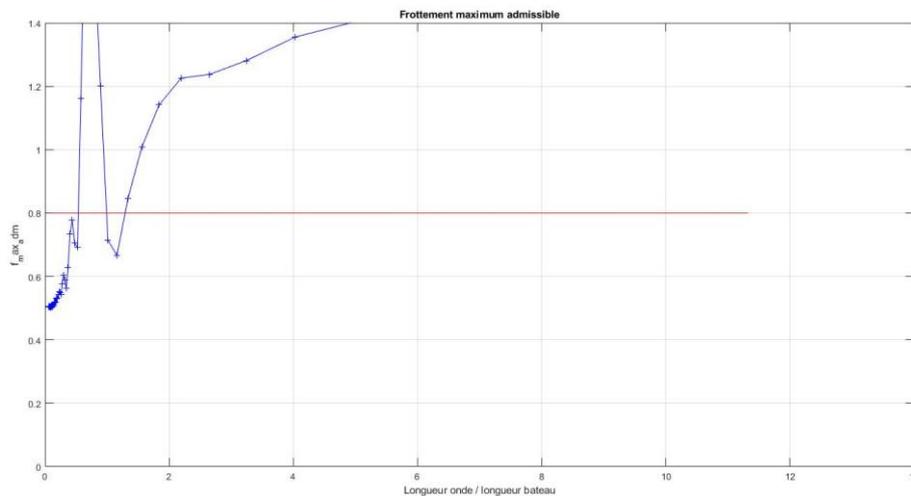


Fig. 15 - Low friction fender : critère d’accostage en fonction de λ/B ($a=1m$)

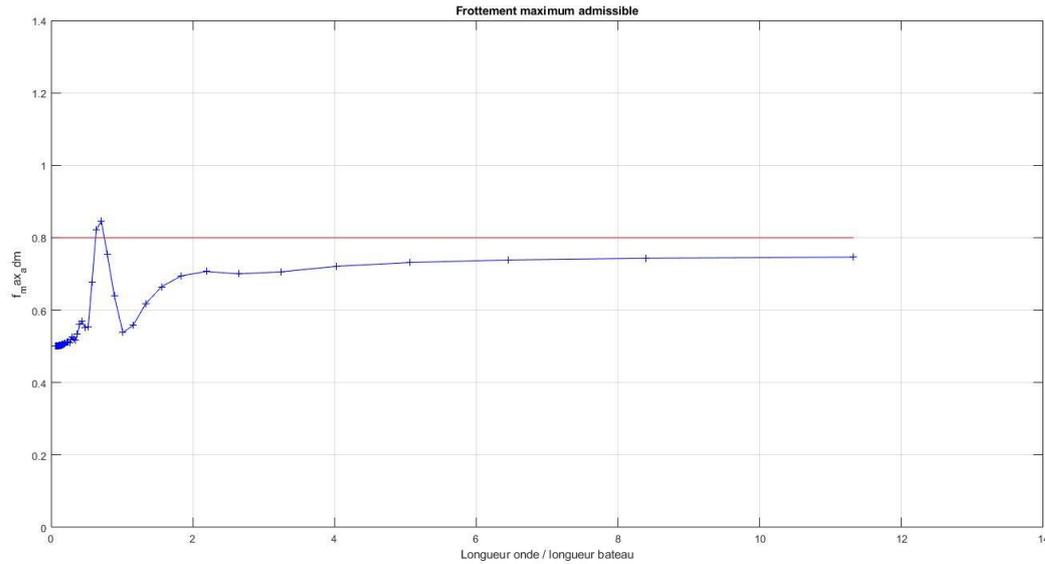


Fig. 16 - Low friction fender : critère d'accostage en fonction de λ/B ($a=0,25m$)

Les figures 15 et 16 permettent de construire les critères d'accostage suivants, dans le cas « high friction »:

λ/B	0	14
Méthode proposée (high friction)	Pas d'accostage sécurisé pour 2m de Hs	
Méthode proposée (high friction)	Accostage sécurisé pour 0,5m de Hs	
Comportement aux grandes périodes $ (a - f_{moy}L)/L < f_{adhérence}$ $\Leftrightarrow (a + 0,5 \times 1)/1 < 0,8m$ $\Leftrightarrow a < 0,8 - 0,5 = 0,3m$	0,6m Hs	

Tableau 2. Limite d'accostage à un embarcadère de monopieu d'éolienne (CAT CTV de 27m homothétique de la maquette)

FAST 2017 [9] ne permet pas de comparaison avec les résultats ci-dessus dans le cas « high friction ». Enfin on retrouve bien que l'accostage soit possible avec $H_s=2a=0,5m$ quelque soit la longueur d'onde, comme calculé en figure 16, à l'exception d'un pic aux alentours de $\lambda/B = 0,7$. En effet, la formule analytique appliquée aux grandes périodes obtient $H_s=2a=0,6m$, comme indiqué au tableau 2.

4. Conclusion et recommandations

Les résultats présentés s'accordent avec la référence FAST 2017, en ce qui concerne le critère d'accostage pour une défense « low friction ».

Si on se base sur ce critère, il semble qu'un CTV à défense « low friction » permet un accostage à la fois plus sécurisé et avec un état de mer plus important qu'un CTV à défense « high friction ».

Néanmoins la méthode présentée sous-estime clairement l'amplitude du coefficient de frottement, par rapport à celle mesurée avec la maquette HSVA 2017. Des études sont actuellement en cours pour :

- remplacer la barge parallélépipédique par une carène de Wigley (à défaut d'avoir accès à la forme de la carène du CAT CTV HSVA 2017),

- prendre en compte le couplage 3D cavalement-pilonnement-tangage, via la poussée de l'hélice.

Il convient aussi de mentionner que les méthodes numériques utilisées par HSVA [4], bien que plus précises, ne permettent pas non plus de retrouver les mêmes coefficients de frottement que ceux mesurés sur maquette.

Enfin, la présente formule de calcul du coefficient de frottement mérite d'être approfondie pour les raisons suivantes :

- elle est indépendante de la forme de la carène, et donc les résultats peuvent être améliorés en passant à différentes formes de carènes,
- elle peut être conservée pour étudier des accostages avec des états de mer plus représentatifs qu'une houle monochromatique : houles bidirectionnelles, etc...

5. Nomenclature

Notation	Désignation	Réf
O, x, y, z	Repère absolu	(5)
M	Point courant fixé sur la barge	(5)
ρ	Masse volumique de l'eau	(5)
h	Profondeur d'eau	(5)
E_{HSVA}	Echelle du modèle réduit HSVA2017 par rapport au CAT CTV réel HSVA2017 (modélisé par la barge)	(4)
E_{CATCTV}	Echelle du modèle réduit HSVA2017 par rapport au CAT CTV réel étudié (modélisé par la barge)	(4)
B	Longueur de la barge	(5)
C	Largeur de la barge	(5)
m (ou Δ)	Masse (ou déplacement) de la barge	(5)
G	Centre de gravité de la barge	(5)
I_G	Inertie de la barge	(5)
C	Centre de carène	(5)
I	Matrice d'inertie propre	(5)
I_a	Matrice d'inertie ajoutée	(5)
K	Matrice de raideur	(5)
Bb	Matrice d'amortissement	(5)
F	Vecteur des efforts de houle	(5)
F_x	Force de houle suivant x	(5)
F_z	Force de houle suivant z	(5)
λ	Longueur d'onde de houle	
M_y	Moment de houle suivant y / O	(5)
A	Point d'accostage	(5)
O', X', Y', Z'	Repère lié à la barge	(5)
F	Centre de flottaison	
g	Accélération de la pesanteur	(5)
H	Tirant d'eau de la barge	(5)
x_G, z_G	Côtes du centre de gravité	(5)
x_C, z_C	Côtes du centre de carène	(5)
b_1	Coefficient d'amortissement dû à l'hélice	(7)
b_3	Coefficient d'amortissement en pilonnement	
Z_A^+	Côte verticale de la position de l'hélice de la barge	
X_A^-	Côte horizontale du point d'accostage	(5)

K_x (ou K)	Raideur horizontale modélisant l'hélice de la barge au point A+	(5)
k_3	Raideur verticale: raideur hydrostatique de barge (Archimède).	
C_d	Coefficient de traînée de la barge	(5)
C_{m1}	Coefficient de masse ajoutée de la barge en cavalement	(5)
X	Vecteur des mouvements	(5)
τ_x	Cavalement	(5)
τ_z	Pilonnement	(5)
θ	Tangage	(5)
T	Période de la houle régulière	(5)
T_n	Période naturelle des oscillations lentes du bateau	(7)
k	Nombre d'onde en profondeur finie	(5)
a	Amplitude de la houle incidente (demi hauteur de vague crête à creux)	(5)
x	Terme forfaitaire d'amortissement en pilonnement (% d'amortissement critique)	(5)
x_{max}/a (ou τ_{xm})	Estimation du cavalement max adimensionnalisé (pour le calcul de la force d'amortissement quadratique)	(5)
C_{m3}	Coefficient de masse ajoutée de la barge en pilonnement	(5)
ω	Pulsation de la houle	(5)
θ_{max}	Estimation du tangage max (pour le calcul de la force d'amortissement quadratique)	(5)

6. Abréviations

Abréviation	Définition
CAT CTV	Catamaran Crew Transfer Vessel
CTV	Crew Transfer Vessel
HSVA	Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt GmbH (bassin d'essais de carène d'Hambourg)
3D	Tridimensionnel

7. Références

- [1] J. Gontier, "Accostage en mer d'un bateau à un embarcadère : prise en compte du cas d'un bateau avec une défense « high friction »,» *ENSM, Soutenance de Projet de Fin d'Etude, Nantes, France*, 2020.
- [2] J. Gontier, "Accostage en mer d'un bateau à un embarcadère : prise en compte du cas d'un bateau avec une défense « high friction »,» *ENSM, Rapport de Projet de Fin d'Etude, Nantes, France*, 2020.
- [3] https://cache.apolloduck.com/image_bin/545631_3.jpg?510646216.
- [4] Marcel König, Daniel Ferreira González, Moustafa Abdel-Maksoud & Alexander Düster "Numerical investigation of the landing manoeuvre of a crew transfer vessel to an offshore wind turbine", *Ships and Offshore Structures*, 12:sup1, S115-S133, DOI: 10.1080/17445302.2016.1265883, <https://doi.org/10.1080/17445302.2016.1265883>, 2017
- [5] Marc Le Boulluec, "Comportement d'un cylindre vertical dans la houle", *ENSTA, cours 2015-2016 de Mastère Spécialisé Energies Marines Renouvelables, Brest, France*, 2015.
- [6] A Babarit, G Delhommeau, "Theoretical and numerical aspects of the open source BEM solver NEMOH", *ECOLE CENTRALE NANTES, 11th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2015), Sep 2015, Nantes, France. Nantes, France* <https://lheea.ec-nantes.fr/logiciels-et-brevets/nemoh-presentation-192863.kjsp>, 2015
- [7] O.M. Faltinsen, "Sea Loads on Ships and Offshore Structures", *ISBN 0 521 37285 2*, 1990
- [8] Jacques Muller, "Formulaire technique de Mécanique Générale 16^e édition - Théorie et dimensionnement", *DUNOD*. http://maron.perso.univ-pau.fr/meca_old/ch3coef.htm, 2015

- [9] Nere G. Skomedal and Trygve Halvorsen Espeland, “Cost-effective Surface Effect Ships for Offshore Wind” *ESNA AS, KRISTIANSAND S, NORWAY, FAST 2017 conference, Nantes, France. 2017*
- [10] G. Delhommeau, « Introduction à l’hydrodynamique navale », *Ecole Centrale Nantes, cours de 2^e année, option constructions mécaniques et navales, 1987*