



16^{èmes} Journées de l'Hydrodynamique

27-29 novembre 2018 - Marseille



CENTRALE
MARSEILLE



ÉTUDE NUMÉRIQUE D'UN HYDROFOIL DÉFORMABLE DANS UN ÉCOULEMENT TURBULENT AVEC FOAM-EXTEND ET PRISE EN COMPTE DE L'INTERACTION FLUIDE-STRUCTURE.

NUMERICAL STUDY OF A FLEXIBLE HYDROFOIL DEFORMATION IN A TURBULENT FLOW WITH FOAM-EXTEND.

P. BROUSSEAU^(1,2), M. BENAOUICHA^(1,2), S. GUILLOU⁽¹⁾

paul.brousseau@segula.fr ; mustapha.benaouicha@segula.fr ; sylvain.guillou@unicaen.fr

⁽¹⁾Cellule de Recherche & Innovation en ingénierie Navale et Energie, Segula Technologies

⁽²⁾UNICAEN LUSAC, Université de Caen Normandie, EA4312, Cherbourg-En-Cotentin

Résumé

L'objectif de cette étude numérique est d'observer la déformation induite par un écoulement d'un hydrofoil 3D et déformable en prenant en compte les effets liés aux interactions fluide-structure (IFS). Ainsi, l'hydrofoil est immergé dans un écoulement turbulent, et se déforme sous l'action des efforts hydrodynamiques. La résolution du problème couplé fluide-structure est assurée par un schéma numérique partitionné implicite. Afin de valider cette approche numérique, les résultats sont comparés à un cas expérimental réalisé dans un canal hydrodynamique. La structure déformable est en POM et le nombre de Reynolds de l'écoulement est $3 \cdot 10^5$. Les deux problèmes, fluide et structure, sont résolus avec la méthode des volumes finis en utilisant le code open source Foam-extend. Les résultats obtenus sont cohérents comparés aux résultats expérimentaux mais nécessitent d'importantes ressources informatiques.

Summary

This study presents a numerical investigation of a 3D flexible NACA0015, using a Fluid-structure interaction (FSI) approach. The structure is subjected to a turbulent flow, and deformed under the hydrodynamic loads. A partitioned implicit coupling scheme is used to solve the FSI problem. In order to validate the numerical approach, it is compared to an experimental case performed in a hydrodynamic tunnel, and therefore is implemented with the exact same parameters : the deformable structure is in polyacetal and the Reynolds number of the flow is $3 \cdot 10^5$. Both problems, fluid and structure are solved using the finite volume method by using the open source code Foam-extend. Preliminary results shows a good agreement with the experiment but requires a large computational effort.

I – Introduction

De nombreux prototypes de récupérateur d'énergie des courants sous-marins ont été développés ces dernières années. La majorité de ces systèmes est basée sur une technologie rotative [1, 2] ou oscillante [9] subissant des charges hydrodynamiques conséquentes. De nombreuses études décrivant la dynamique d'un hydrofoil oscillant existent car les domaines d'applications sont variés [4, 21], comme par exemple le domaine des énergies marines renouvelables [2, 8, 6]. En effet, certains travaux se sont focalisés sur l'impact du type d'écoulement, son nombre de Reynolds [22], ou encore les méthodes de modélisation utilisée [20].

L'environnement hostile dans lequel ces machines opèrent peut endommager et donc affecter la dynamique de la structure. C'est pour cela que les phénomènes d'interaction fluide-structure (IFS) sont de plus en plus étudiés dans certains domaines, recherche et industrie confondues. Cela a généré de nombreux travaux numériques et expérimentaux [3, 6, 5, 13] sur des structures déformables. Cependant, jusqu'à maintenant, très peu d'études prennent la déformation des pales en compte.

Depuis quelques années, l'augmentation nette de la puissance informatique disponible et les progrès réalisés dans la résolution des problèmes d'IFS permettent de faire des simulations à tailles réelles fiables, réalistes et efficaces [10]. De nombreuses approches permettant de résoudre les problèmes d'IFS ont été développées. Elles sont généralement répertoriées en deux catégories : monolithique et partitionnée. A ce jour, la mise en œuvre d'une méthode monolithique n'est ni implémentée ou validée dans un code robuste et disponible : elle reste propre au domaine de la recherche. La présente étude utilise une approche partitionnée implicite, qui assure la conservation de l'énergie à l'interface fluide-structure grâce à un processus itératif interne au pas de temps.

L'objectif de ce travail est d'étudier numériquement la réponse instationnaire d'un hydrofoil en trois dimensions dans un canal hydrodynamique, le code open source Foam-extend [16, 7]. L'application de cette étude concerne une pale encastrée d'un côté et libre de l'autre et permettra dans un second temps d'étudier les interactions fluide-structure d'une pale oscillante. Ainsi, seule la déformation est analysée. La section 2 présente les méthodes et modèles utilisés pour l'écoulement mais aussi pour la structure et le couplage des deux domaines. La section 3 présente le cas expérimental étudié et les paramètres de résolution utilisés. Enfin, la section 4 présente les résultats obtenus et leurs analyses physiques. La dernière section nous permet de conclure et de nous projeter sur des travaux futurs.

II – Modélisation du problème d'interaction Fluide-Structure

Généralement, la résolution du problème posé par la structure est plus naturellement décrite par une formulation Lagrangienne et résolue avec la méthode des éléments finis. Une formulation Eulérienne est plus naturellement employée pour décrire le fluide, simplifiant grandement la résolution des équations lorsque le domaine d'étude est fixe dans le temps. Cependant, lorsque le domaine se déforme dans le temps, comme c'est le cas en IFS, la formulation Arbitraire-Lagrangienne-Eulérienne (ALE) est préférée. Ainsi, le domaine fluide se déforme en fonction du déplacement de l'interface fluide structure. Le coupleur IFS implémenté dans Foam-extend résout les équations de Navier Stokes et les équations de la dynamique des structures avec la méthode des volumes finis [16, 7].

II – 1 Modèle et résolution de l'écoulement

II – 1.1 Modèle

La dynamique de l'écoulement est décrite par les équations de Navier-Stokes (Équation 1) en formulation ALE. L'écoulement est instationnaire, incompressible et turbulent.

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho[(u - u_g) \cdot \nabla]u &= -\nabla p + \mu \Delta u + f \\ \nabla \cdot u &= 0 \end{cases} \quad (1)$$

Les conditions aux limites suivantes sont appliquées aux frontières du domaine (Figure 1) :

$$\begin{cases} u = U_\infty & \text{sur } \Gamma_i & (a) \\ u = 0 & \text{sur } \Gamma_w & (b) \\ u = \dot{\xi} & \text{sur } \Gamma_{fs} & (c) \\ p = P_0 & \text{sur } \Gamma_o & (d) \end{cases} \quad (2)$$

Avec ρ la masse volumique, u le vecteur vitesse, p la pression, f les forces extérieures et μ la viscosité de l'écoulement, u_g la vitesse des nœuds du maillage et $\dot{\xi}$ la vitesse de déplacements de l'interface de la structure. Γ_i correspond à la surface d'entrée du domaine, Γ_o la surface de sortie, Γ_w aux parois du domaine et Γ_{fs} à l'interface fluide-structure.

L'ALE permet de prendre en compte la déformation du domaine fluide [17]. Ainsi la vitesse du maillage est obtenue via une équation de diffusion : (Équation 3). Avec λ le coefficient de diffusion qui dépend du carré de l'inverse de la distance d à l'interface fluide structure Γ_{fs} . Cela permet de répartir spatialement les déplacements des nœuds du maillage fluide de façon à ne pas l'endommager, sur l'ensemble du domaine.

$$\begin{cases} \nabla \cdot (\lambda \nabla u_g) &= 0 \\ u_g &= 0 \quad \text{on } \Gamma_{i,o,w} \\ u_g &= \dot{\xi} \quad \text{on } \Gamma_{fs} \\ \lambda &= \frac{1}{d^2} \end{cases} \quad (3)$$

Le modèle de turbulence URANS à deux équations, $k - \varepsilon$ est utilisé. Il s'agit d'un modèle connu pour surestimer l'énergie cinétique turbulente aux points de stagnation et nécessite un traitement particulier aux parois [12]. Ainsi, une loi de paroi semi-empirique est utilisée. Elle impose aux parois un gradient nul d'énergie cinétique turbulente k et calcule ε tel que :

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{\kappa y^+} \quad (4)$$

Avec $C_\mu = 0.09$, $\kappa = 0.41$ et $30 < y^+ < 100$.

II – 1.2 Résolution

Le découplage pression-vitesse est assurée par l'algorithme PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators) qui résout séquentiellement p puis U . Il est recommandé de garder le nombre CFL inférieur à 1. Cependant, aucun problème de stabilité n'a été observé avec un nombre CFL inférieur à 3, ce qui nous permet d'utiliser des pas de temps plus importants, et donc de réduire le temps de simulation. Le schéma d'Euler d'ordre 1 est appliqué pour la discrétisation temporelle. Concernant la discrétisation spatiale des termes de convection, diffusion et des gradients, la méthode de Gauss linéaire est utilisée.

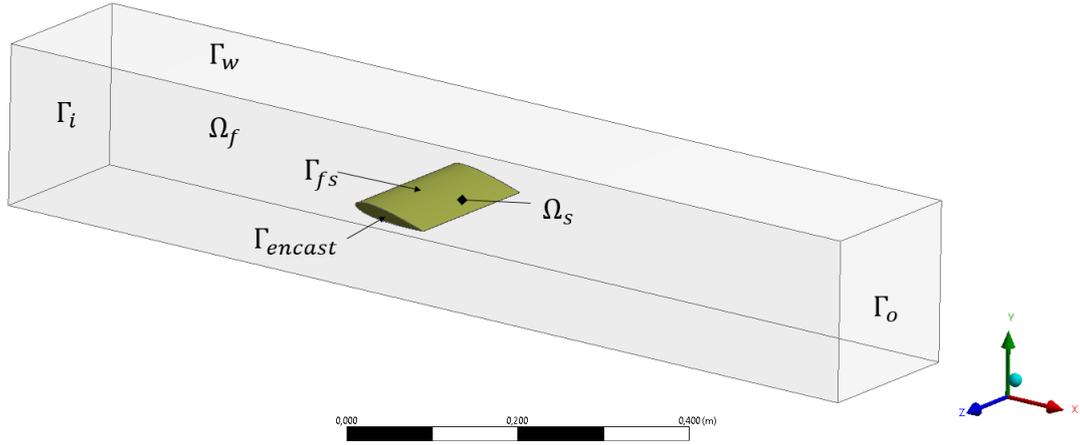


FIGURE 1 – Domaine fluide, structure et Frontières

II – 2 Modèle et résolution de la structure

II – 2.1 Modèle

La déformation d'une structure isotherme est décrite par l'équation de conservation de quantité de mouvement (Équation 5). La formulation est Lagrangienne et prend en compte les grandes déformations [19].

$$\int_{\Omega_{s0}} \rho_s \frac{\partial \dot{\boldsymbol{\xi}}}{\partial t} dV = \int_{\Gamma_{s0}} \mathbf{n} \cdot (\boldsymbol{\Sigma} \cdot \mathbf{F}^T) dS + \int_{\Omega_{s0}} \rho_s \mathbf{f}_b dV \quad (5)$$

Avec ρ_s , $\boldsymbol{\xi}$, Ω_{s0} et Γ_{s0} respectivement la masse volumique, le vecteur déplacement, le volume et la surface non déformés de la structure. \mathbf{F} représente le gradient de déformation (Équation 6), $\boldsymbol{\Sigma}$ est le second tenseur de contrainte de Piola-Kirchhoff (Équation 7) et \mathbf{f}_b les forces extérieures agissant sur le solide.

$$\mathbf{F} = \mathbf{I} + (\nabla \boldsymbol{\xi})^T \quad (6)$$

Avec \mathbf{I} le tenseur identité.

Pour un matériau élastique linéaire de St. Venant-Kirchhoff, son comportement est décrit par :

$$\boldsymbol{\Sigma} = 2\mu_s \mathbf{E} + \lambda_s \text{tr}(\mathbf{E}) \mathbf{I} \quad (7)$$

Avec μ_s et λ_s les coefficients de Lamé (Équation 8) et \mathbf{E} le tenseur des déformations de Green-Lagrange (Équation 9).

$$\mu_s = \frac{E}{2(1 + \nu_s)} \quad \lambda_s = \frac{\nu_s E}{(1 + \nu_s)(1 - 2\nu_s)} \quad (8)$$

$$\mathbf{E} = \frac{1}{2} [\nabla \boldsymbol{\xi} + (\nabla \boldsymbol{\xi})^T + \nabla \boldsymbol{\xi} \cdot (\nabla \boldsymbol{\xi})^T] \quad (9)$$

Avec E et ν_s respectivement le module de Young et le coefficient de Poisson du matériau.

II – 2.2 Résolution

L'Équation 5 comporte un terme temporel, un terme de diffusion et deux termes sources [16]. Le terme temporel est résolu avec un schéma d'Euler qui est seulement du premier ordre et implicite. Le terme de diffusion et les gradients sont discrétisés avec un schéma de Gauss linéaire.

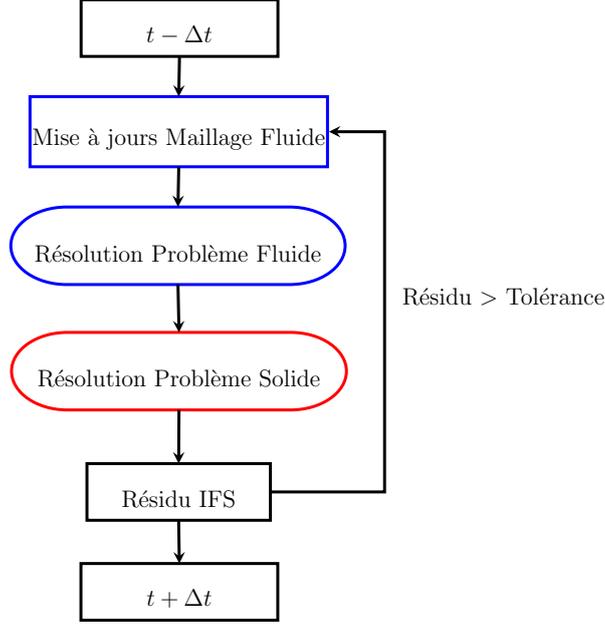


FIGURE 2 – Schéma de couplage implicite partitionné

II – 3 Coupleur IFS

A l'interface fluide structures Γ_{fs} , deux conditions sont assurées afin d'obtenir la conservation de l'énergie. Une condition cinématique et une condition dynamique qui assure respectivement la continuité des vitesses à l'interface et la continuité des efforts.

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{|\Gamma_{fs}} &= \dot{\xi}_{|\Gamma_{fs}} \\ \boldsymbol{\sigma}_f \cdot \mathbf{n}_{|\Gamma_{fs}} &= \boldsymbol{\sigma}_s \cdot \mathbf{n}_{|\Gamma_{fs}} \end{aligned} \quad (10)$$

Avec σ_f et σ_s les contraintes fluides et solides.

L'approche utilisée lors de ces travaux se base sur la mise en place d'un échange de données entre deux codes à chaque pas de temps, respectivement un pour le domaine fluide et un pour le domaine structure. Ils échangent plusieurs fois par pas de temps la contrainte fluide et le déplacement de l'interface Γ_{fs} . Ainsi, la résolution du problème d'IFS est séquentielle, comme le montre la Figure 2. Ce processus itératifs est assuré jusqu'à ce qu'un critère de convergence définie au préalable soit atteint. La résolution est donc assurée par un couplage fort. Cette procédure implicite est généralement préférée aux procédures explicites (couplage faible) car elle assure la conservation de l'énergie à l'interface (Équation 10). Néanmoins, les couplages explicites sont plus simples à implémenter et demande moins de ressources informatiques [15].

Afin d'accélérer la convergence et de stabiliser l'algorithme de couplage, un système de sous relaxation est utilisée pour calculer les déplacements du maillage fluide [14]. Il permet de ne pas déplacer les nœuds fluide aussi rapidement que ceux de la structures. Donc, les déplacements d_{i+1} du maillage fluide ne dépendent plus seulement des déplacements structurels prédits $\tilde{\xi}_{i+1}$ mais aussi du déplacement d_i . En introduisant le facteur de relaxation ω_i , on obtient :

$$\mathbf{d}_{i+1} = \omega_i \tilde{\xi}_{i+1} + (1 - \omega_i) \mathbf{d}_i \quad (11)$$

Trois schémas de relaxations sont implémentés dans foam-extend [18]. Le premier utilise un facteur de relaxation constant (*Fixed relaxation*) alors que les deux autres tirent

profits d'un facteur de relaxation dynamique : *Aitken dynamic relaxation* et *IQN-ILS*. La méthode *Aitken* est adoptée lors de ces travaux. Ce choix est basé sur [16] et la méthode est décrite plus précisément par [11]. Cependant, aucune comparaison n'a été effectuée entre les trois méthodes de relaxation. A chaque début de pas de temps, ω_i est fixé à 0.4. Le coupleur itère tant que la tolérance relative est supérieure à 10^{-4} . Néanmoins, un nombre maximal d'itération est fixé à 250.

III – Présentation du cas étudié

Le cas étudié choisi est illustré par la Figure 1. Il se base sur une expérience menée dans un canal hydrodynamique [13]. L'hydrofoil est encastré au niveau de la face Γ_{encast} et seule la déformation est analysée. Un profil NACA0015 avec un angle d'attaque de 8° , une corde $c = 100\text{mm}$ et une envergure $e = 191\text{mm}$. Deux matériaux sont étudiés lors de l'expérience : l'acier et le polyoxyméthylène (POM plus tard dans le texte) dont les caractéristiques sont répertoriées dans le Tableau 1. Le maillage solide est composé de 1000 éléments.

Les dimensions du canal ont légèrement été augmentées ($200 \times 200\text{mm}$) afin de faciliter la dynamique du maillage, notamment au niveau de l'interstice entre la paroi du canal et le bord libre de l'hydrofoil. Le maillage fluide comporte 1.5 million nœuds et 830000 éléments.

La vitesse d'entrée de l'écoulement est 3 m/s, sauf indication contraire. Le nombre de Reynolds de l'écoulement par rapport à la corde est $Re = 3 \cdot 10^5$.

TABLE 1 – Caractéristiques mécanique de l'acier et du POM

	Acier	POM
Masse volumique ρ (kg/m^3)	8010	1420
Module de Young E (GPa)	203	2.9
Coefficient de Poisson ν	0.30	0.35

Le pas de temps est $\Delta t = 10^{-4}$ s. Il est imposé par le nombre CFL (section II - 1.2) et est adapté à la résolution de la structure et du couplage IFS.

L'écoulement est établi pendant $t = 0.9$ s avant l'activation du couplage IFS. Cela permet de diminuer énormément les problèmes de stabilité du coupleur en début de simulation. Ainsi, l'état initial est illustré par la Figure 3 qui présente une coupe suivant l'axe z du domaine des champs de vitesse U_x , dans le sens de l'écoulement, et de pression p .

IV – Résultats

IV – 1 Cas d'un hydrofoil indéformable

Nos premières simulations se concentrent uniquement sur le domaine fluide. L'objectif étant de valider l'utilisation des modèles mis en place. Les comparaisons se font donc par rapport à un hydrofoil en acier, considéré comme indéformable et ainsi pris comme référence [12]. La vitesse d'entrée de l'écoulement est 5 m/s, ce qui correspond à un nombre de Reynolds de $5 \cdot 10^5$. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure 4, qui représente les coefficients de portance et de trainée (Équation 12) de l'hydrofoil pour différents angle d'attaque α , calculés par rapport aux efforts hydrodynamiques dans le

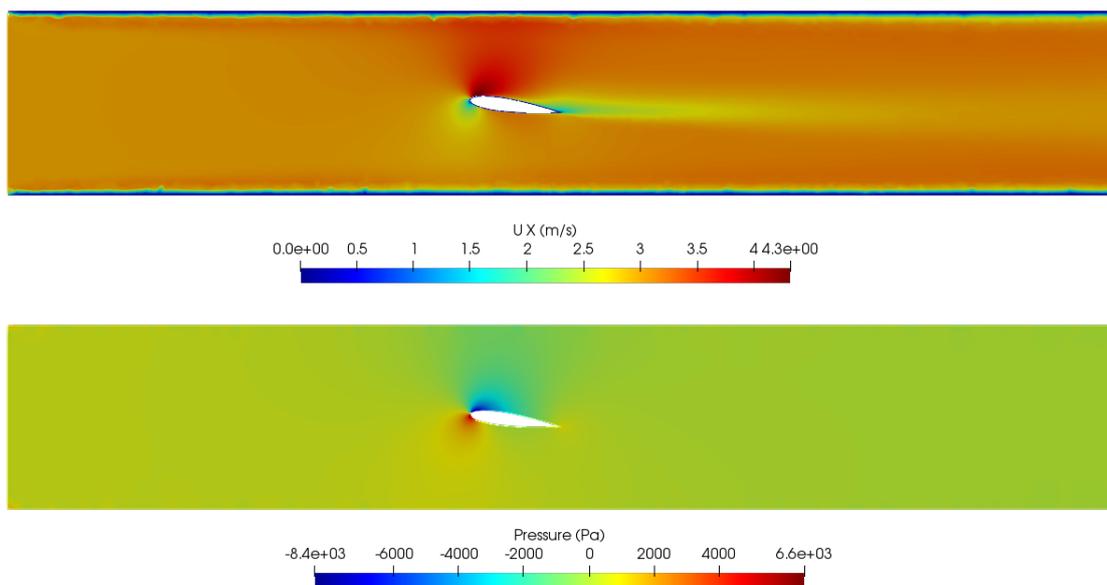


FIGURE 3 – Champs initiaux U_x et p à $t = 0$ s et pour $U_\infty = 3$ m/s.

sens de l'écoulement F_x et perpendiculaire à l'écoulement F_y . Les courbes noires et bleus correspondent respectivement aux valeurs expérimentales et numériques. Enfin, les marqueurs ronds et bleus représentent les simulations réalisées.

$$\begin{aligned} C_d &= \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho S U_\infty^2} \\ C_l &= \frac{F_y}{\frac{1}{2}\rho S U_\infty^2} \end{aligned} \quad (12)$$

Nous constatons une surestimation de la traînée qui est probablement dû au modèle de turbulence $k - \varepsilon$ et de paroi utilisés, qui ne prend pas en compte la transition laminaire/turbulente sur l'extrados de l'hydrofoil. En revanche, la portance est relativement bien calculée jusqu'à $\alpha = 8^\circ$, puis se dégrade avec l'augmentation de l'angle d'incidence α . Globalement, une légère sous estimation de la portance est donc observée.

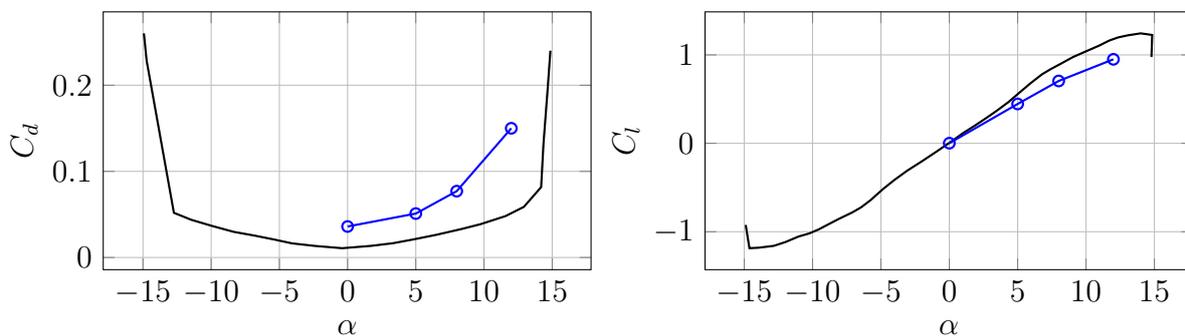


FIGURE 4 – Comparaison numérique (courbes bleues-expérimental (courbes noires) du coefficient de portance C_l et de traînée C_d pour $U_\infty = 5$ m/s.

IV – 2 Résultats couplage

IV – 2.1 Temps de simulation

Nous observons que le nombre d'itération du coupleur IFS par pas de temps diminue avec le temps de simulation (Figure 5). De plus, la limite maximale fixée à 250 itérations n'est jamais atteinte. Enfin, le nombre moyen itération sur toute la durée de la simulation est de 10.86. Nous constatons que ce nombre tend à diminuer tout au long de la simulation.

La simulation présentée a nécessité 8 minutes de calculs par pas de temps sur 56 processeurs, correspondant à un temps de calcul de 98h pour 0.07s de temps simulé. Il faut cependant noter qu'une légère accélération des calculs est obtenue en doublant le nombre de processeurs, mais n'est pas suffisante pour justifier l'utilisation de 112 processeurs. Un processus est majoritairement à l'origine de ce palier : la résolution de la dynamique du maillage fluide (Équation 3) nécessite un temps relativement important. Il serait donc intéressant d'étudier certaines alternatives proposées dans la littérature pour résoudre plus efficacement cette équation [16].

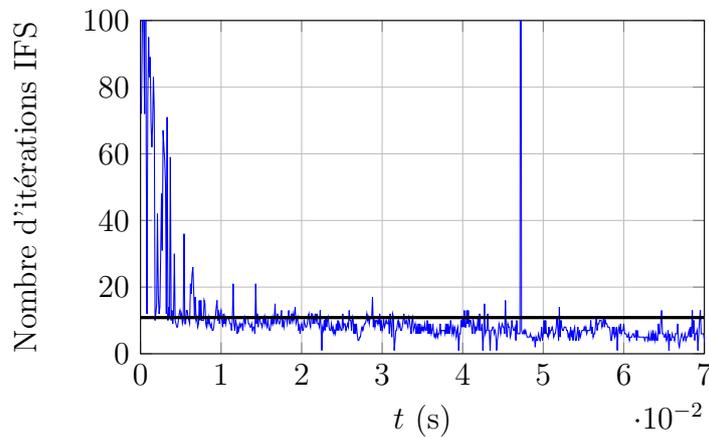


FIGURE 5 – Nombre d'itération pour convergence IFS 10^{-4}

IV – 2.2 L'écoulement

La Figure 6 et Figure 7 représentent respectivement le champ U_x et la répartition du coefficient de pression C_p à 10%, 50% et 80% de l'envergure, soit $z = 0.1e$, $z = 0.5e$ et $z = 0.8e$. Les positions $z = 0$ et $z = e$ correspondent respectivement à la face encastrée (déformation nulle) et libre (déformation maximale) de l'hydrofoil. Nous remarquons des différences notables au niveau de la transition laminaire/turbulente de l'extrados, qui n'apparaît pas au même moment pour les trois positions. Il semblerait que cette transition soit fortement affectée par la proximité des parois du canal (Figure 6a) et par la déformation de la structure (Figure 6c). En effet, elle apparaît environ à 50% de l'extrados pour $z = 0.5e$ (Figure 6b), alors que l'écoulement est laminaire sur quasiment toute la surface supérieure de l'hydrofoil pour $z = 0.1e$ et $z = 0.8e$. Enfin, sur la Figure 6c, nous pouvons voir que l'interstice entre la face libre de la structure et la paroi du canal impacte énormément l'écoulement dans le sillage de l'hydrofoil.

La Figure 7 nous permet d'affirmer que la dépression créée par l'hydrofoil sur l'extrados est maximale lorsque z est proche de 0 et diminue lorsque z tend vers e . Cependant, la surface inférieure de la structure, l'intrados, semble moins affectée.

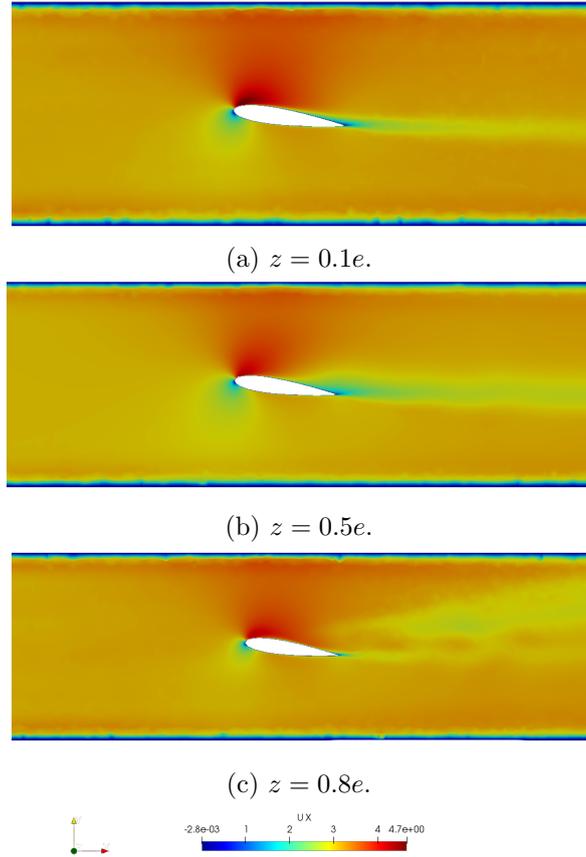


FIGURE 6 – Champs de vitesse U_x proche de l’hydrofoil dans le sens de l’écoulement.

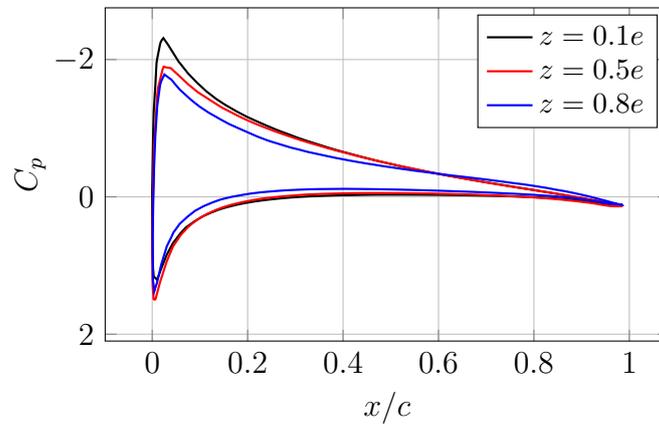


FIGURE 7 – Déplacement en fonction du temps de l’extrémité libre de l’hydrofoil.

IV – 2.3 Déformation de la structure

La structure, non déformée à l’état initial, subit les efforts hydrodynamiques au court du temps. La Figure 8 représente la déformation de deux points de la face libre de l’hydrofoil. Le premier est placé sur le bord d’attaque de l’hydrofoil (courbe noire) et le second sur le bord de fuite (courbe rouge). Cela permet d’évaluer la flèche et la flexion de l’hydrofoil au court du temps. Tout d’abord, nous observons que la déformation atteint son état maximal très rapidement, puis que son amplitude diminue au cours du temps. La réponse de la structure suite à l’excitation du fluide correspond ainsi à des oscillations qui s’amortissent au cours du temps. Le temps simulé étant très court, il n’est pas possible

d’observer la position d’équilibre de l’hydrofoil. Cependant, nous pouvons estimer que la déformation verticale à l’équilibre sera de l’ordre du millimètre, soit 1% de la corde alors que la déformation horizontale sera de l’ordre du dixième de millimètre, soit 0.1% de la corde.

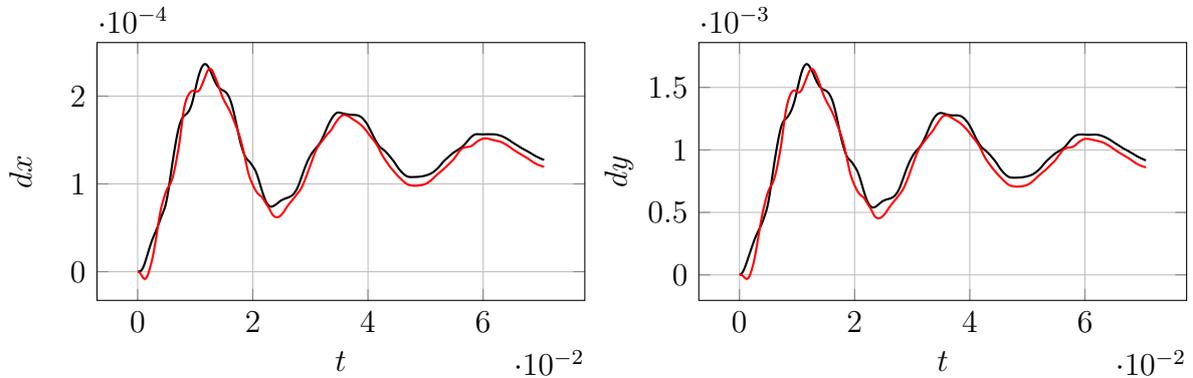


FIGURE 8 – Déplacement en fonction du temps de l’extrémité libre de l’hydrofoil.

V – Conclusions et perspectives

Dans le but d’utiliser le coupleur implémenté dans le code Foam-Extend, cette étude compare les résultats obtenus numériquement à des résultats expérimentaux obtenus dans un canal hydrodynamique. L’interaction fluide-structure est prise en compte avec un schéma numérique partitionnée et implicite. La turbulence est prise en compte avec un modèle URANS et la structure est modélisée comme étant élastique. Il est montré que la structure se déforme en subissant les efforts hydrodynamiques mais aussi que le sillage de la structure est impacté par la déformation de l’hydrofoil. La ressource informatique nécessaire étant trop importante, il n’a pas été possible de simuler plus de 0.07s. Cependant les premiers résultats semblent cohérents.

Il serait intéressant d’améliorer la rapidité des calculs, notamment les échanges d’informations entre les processeurs et les méthodes qui gèrent le maillage dynamique. Cela permettra dans un second temps d’observer la dynamique d’un hydrofoil oscillant, en mouvement de tangage et de pilonnement.

Remerciements

Ce travail a été financé par l’ANRT. Ce travail a bénéficié des moyens de calcul mis à disposition du mésocentre CRIANN (Centre Régional Informatique et d’Application Numériques de Normandie) et du Conseil Départemental de la Manche.

Références

- [1] U. Ahmed, D. D. Apsley, I. Afgan, T. Stallard, and P. K. Stansby. Fluctuating loads on a tidal turbine due to velocity shear and turbulence : Comparison of CFD with field data. *Renewable Energy*, 112 :235–246, Nov. 2017. 2
- [2] M. Belhache, S. Guillou, P. Grangeret, D. Mouazé, and A. Santa-Cruz. Wake numerical study of a vertical marine current turbine. *La Houille Blanche*, (6) :74–78. 2
- [3] M. Benaouicha, S. Guillou, A. Santa-Cruz, and H. Trigui. Fluid-structure interaction approach for numerical investigation of a flexible hydrofoil deformations in turbulent fluid flow. In *Proceedings of the ASME 2018 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, 2018. 2
- [4] P. Brousseau, M. Benaouicha, and S. Guillou. Dynamics of a free heaving and prescribed pitching hydrofoil in a turbulent flow, with a fluid structure interaction approach. In *Proceedings of the ASME 2018 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, 2018. 2
- [5] E. J. Chae, D. T. Akcabay, A. Lelong, J. A. Astolfi, and Y. L. Young. Numerical and experimental investigation of natural flow-induced vibrations of flexible hydrofoils. *Physics of Fluids*, 28(7) :075102, July 2016. 2
- [6] A. Ducoin, J. A. Astolfi, and J.-F. Sigrist. An experimental analysis of fluid structure interaction on a flexible hydrofoil in various flow regimes including cavitating flow. *European Journal of Mechanics - B/Fluids*, 36 :.63–74., Nov. 2012. 2
- [7] B. Šekutkovski, I. Kostić, A. Simonović, P. Cardiff, and V. Jazarević. Three-dimensional fluid–structure interaction simulation with a hybrid RANS–LES turbulence model for applications in transonic flow domain. *Aerospace Science and Technology*, 49 :1–16, Feb. 2016. 2
- [8] S. Esteban, J. M. Giron-Sierra, B. De Andres-Toro, J. M. Dela Cruz, and J. M. Riola. Fast ships models for seakeeping improvement studies using flaps and T-foil. *Mathematical and Computer Modelling*, 41(1) :1–24, Jan. 2005. 2
- [9] T. Kinsey and G. Dumas. Optimal Operating Parameters for an Oscillating Foil Turbine at Reynolds Number 500,000. *AIAA Journal*, 52(9) :1885–1895, Apr. 2014. 2
- [10] A. Korobenko, J. Yan, S. M. I. Gohari, S. Sarkar, and Y. Bazilevs. FSI Simulation of two back-to-back wind turbines in atmospheric boundary layer flow. *Computers & Fluids*, 158(Supplement C) :167–175, Nov. 2017. 2
- [11] U. Küttler and W. A. Wall. Fixed-point fluid–structure interaction solvers with dynamic relaxation. *Computational Mechanics*, 43(1) :61–72, 2008. 6
- [12] B. E. Launder and D. B. Spalding. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3(2) :269–289, Mar. 1974. 3, 6
- [13] A. Lelong, J. A. Astolfi, and P. Guiffaud. An Experimental Analysis of Hydroelastic Response of Flexible Lighthweigh Hydrofoils in Non Cavitating and Cavitating Flow. Sept. 2016. 2, 6
- [14] M. Mehl, B. Uekermann, H. Bijl, D. Blom, B. Gatzhammer, and A. van Zuijlen. Parallel coupling numerics for partitioned fluid–structure interaction simulations. *Computers & Mathematics with Applications*, 71(4) :869–891, Feb. 2016. 5

- [15] I. Rajaomazava, Tolotra Emerry, M. Benaouicha, and J.-A. Astolfi. Numerical Analysis of Hydrofoil Dynamics by Using a Fluid-Structure Interaction Approach. *In Proceedings of the ASME 2012 Pressure Vessels and Piping Division Conference*, 4 : Fluid-Structure Interaction :115–124, 2012. 5
- [16] K. Rege and B. H. Hjertager. Application of foam-extend on turbulent fluid-structure interaction. *IOP Conference Series : Materials Science and Engineering*, 276(1) :012031, 2017. 2, 4, 6, 8
- [17] M. Souli and J. P. Zolesio. Arbitrary Lagrangian-Eulerian and free surface methods in fluid mechanics. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 191(3) :451–466, 2001. 3
- [18] Z. Tukovic, P. Cardiff, A. Karac, H. Jasak, and A. Ivankovic. Openfoam library for fluid structure interaction. 2014. 5
- [19] Z. Tukovic, A. Karač, P. Cardiff, H. Jasak, and A. Ivankovic. OpenFOAM Finite Volume Solver for Fluid-Solid Interaction. *Transactions of FAMENA*, 42, Oct. 2018. 4
- [20] R. Van Loon, P. D. Anderson, F. N. van de Vosse, and S. J. Sherwin. Comparison of various fluid–structure interaction methods for deformable bodies. *Computers & Structures*, 85(11) :833–843, June 2007. 2
- [21] Q. Xiao and Q. Zhu. A review on flow energy harvesters based on flapping foils. *Journal of Fluids and Structures*, 46(Supplement C) :174–191, Apr. 2014. 2
- [22] Y. Zhou, M. M. Alam, H. X. Yang, H. Guo, and D. H. Wood. Fluid forces on a very low Reynolds number airfoil and their prediction. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 32(1) :329–339, Feb. 2011. 2