



HAL
open science

Interaction fluide-structure par une approche partitionnée étendue aux fluides lourds : application au cas d'une pompe à membrane ondulante

Mengdi Song, Emmanuel Lefrancois, Mohamed Rachik

► To cite this version:

Mengdi Song, Emmanuel Lefrancois, Mohamed Rachik. Interaction fluide-structure par une approche partitionnée étendue aux fluides lourds : application au cas d'une pompe à membrane ondulante. 11e colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2013, Giens, France. hal-01717071

HAL Id: hal-01717071

<https://hal.science/hal-01717071v1>

Submitted on 25 Feb 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Public Domain

Interaction fluide-structure par une approche partitionnée étendue aux fluides lourds : application au cas d'une pompe à membrane ondulante

Mengdi SONG ¹*, Emmanuel LEFRANCOIS ¹, Mohamed RACHIK ¹

¹ Laboratoire Roberval, l'UTC, France, {mengdi.song, emmanuel.lefrancois, mohamed.rachik}@utc.fr

* Auteur correspondant

Résumé — Un schéma de couplage pour l'interaction fluide structure (IFS) basé sur une approche partitionnée modifiée est proposé dans cet article. L'approche proposée est utilisée pour affiner la compréhension du fonctionnement d'une nouvelle conception de pompe pour tout type de fluides (gaz, liquides...) en vue de mieux la caractériser.

Mots clés — Interaction fluide-structure, approche partitionnée, effet de masse ajoutée, maillage déformable

1. Contexte et motivation

«Active Membrane Systems» AMS® [1] est une pompe innovante conçue autour d'une membrane ondulante axisymétrique, inventée et déposée par la société AMS R&D (voir Fig. 1). L'idée principale est de générer une onde progressive depuis le contour externe de la membrane à l'aide d'un actionneur électromagnétique, cette onde se propage vers le centre et transmet son énergie au fluide. Le champ des applications est ouvert à tout type de fluides (liquides, mousses, gaz, fluides chargés...) dans les domaines divers (médical, nucléaire, jardin...).

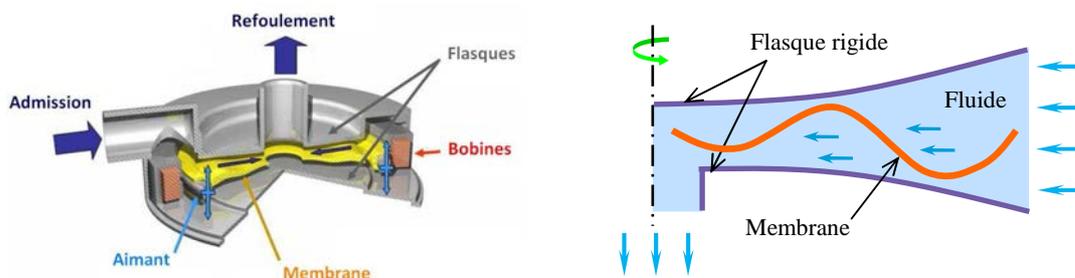


Fig. 1 La pompe à membrane AMS® et son fonctionnement

Un problème d'IFS met en jeu deux milieux continus : solide et fluide. L'approche partitionnée classique [2] consiste à utiliser deux codes distincts associés respectivement à la structure et au fluide. Ces deux codes sont couplés via un schéma de couplage en temps pour permettre une mise à jour régulière des grandeurs qui leur sont communes (vitesse et pression).

Ce couplage partitionné est dit faible si une seule résolution par solveur est demandée par pas de temps. Il est fort si un processus itératif est mis en place avec respect d'un critère de convergence à chaque pas de temps pour améliorer la qualité du couplage. Le couplage faible est particulièrement efficace pour les problèmes d'IFS avec des fluides légers (gaz). En revanche, la convergence n'est plus assurée pour les cas de couplage impliquant des fluides lourds (liquides) et une divergence est observée quel que soit le pas de temps [3].

L'objectif du travail de thèse exposé ici, est d'étendre l'algorithme partitionné aux cas de fluides lourds par une approche basée sur la compensation des effets de masse ajoutée, afin de simuler le fonctionnement de la pompe AMS® indépendamment de la densité du fluide impliqué.

2. Description du modèle d'IFS

Dans le contexte d'une analyse par éléments finis [4], le phénomène du couplage fluide-structure se traduit par un système d'équations algébriques qui s'écrit sous la forme :

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{F_p\} \quad (1)$$

$[M]$ et $[K]$ désignent respectivement les matrices de masse et de rigidité de la structure, $\{F_p\}$ est le vecteur de sollicitation correspondant aux sollicitations de pression, $\{\ddot{U}\}$ et $\{U\}$ étant les vecteurs d'accélération et déplacement de la structure.

Le déplacement de la structure est régi par le principe fondamental de la dynamique. Le fluide est supposé incompressible et non visqueux, hypothèses parfaitement valables pour l'application de la pompe basée sur un effet de piston concentrique. Ceci nous permet de déterminer le champ de vitesse d'écoulement (v) d'après l'équation de Laplace du potentiel des vitesses (ϕ), le champ de pression (p) est ensuite déterminé à l'aide de la forme instationnaire de l'équation de Bernoulli [5]. Le principe du couplage est schématisé comme une boucle fermée sur la Fig. 2 :

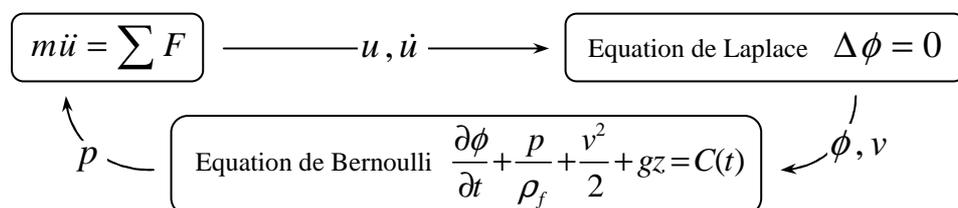


Fig. 2 Schématisation du modèle de couplage

L'algorithme d'IFS partitionné, illustré sur la Fig. 3, montre les deux codes de calcul utilisés et les échanges des données entre les deux physiques.

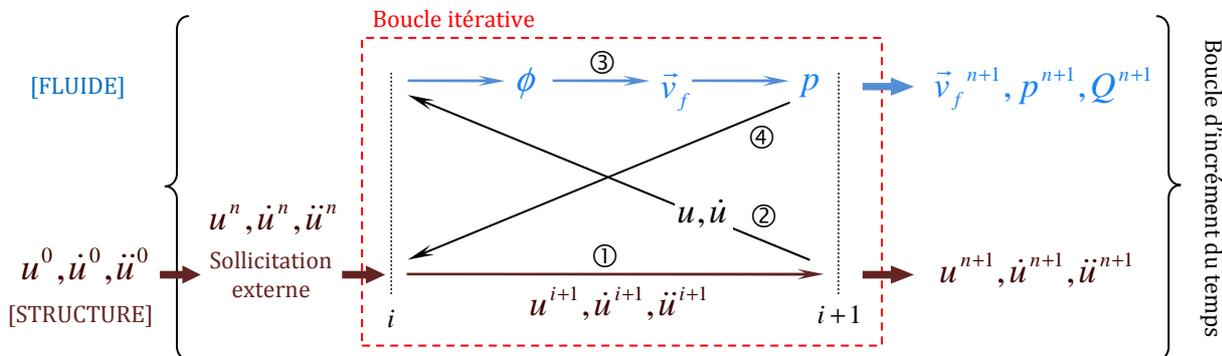


Fig. 3 Algorithme partitionné avec processus itératif

Une boucle itérative est intégrée dans la boucle d'incrément du temps et les variables correspondant aux pas de temps et aux itérations sont respectivement désignées par les indices $(n, n+1)$ et $(i, i+1)$. Un déplacement sinusoïdal est imposé sur le contour de la membrane comme une condition aux limites (sollicitation externe). A chaque pas de temps, le processus itératif est décrit ci-après :

1. le code structure dynamique calcule le déplacement de la membrane (u) et met à jour l'état de la structure (déplacement, vitesse, accélération) avec un schéma en temps implicite de Newmark [6].
2. le déplacement et la vitesse de la membrane sont transmis au code fluide et une déformation du maillage fluide à chaque pas de temps est assurée par l'analogie pseudo-matériau [7] afin de conserver la compatibilité cinématique entre le fluide et la structure mobile associée.
3. le code fluide instationnaire basé sur un maillage déformable, intègre le déplacement de la membrane et résout successivement le champ de vitesse (v) et le champ de pression (p).
4. la pression exercée par le fluide sur l'interface fluide-structure est convertie sous la forme d'efforts nodaux appliqués sur la structure.

Le processus est itéré jusqu'à la convergence pour obtenir les quantités d'intérêt à l'incrément $(n+1)$. Le critère de convergence retenu dans cette étude porte sur l'accélération.

Il a été observé que la convergence de ce schéma itératif est limitée par le rapport de la masse volumique du fluide à celle de la structure : plus ce dernier est élevé, plus la convergence est compromise. Afin d'améliorer la convergence en présence de fluides lourds, un schéma modifié a été développé au cours de la thèse. Il s'appuie sur la nécessité de diminuer l'importance du terme de sollicitation (néfaste à la convergence) en renforçant le terme d'inertie (favorable à la convergence). L'équation du schéma partitionné est modifiée en introduisant une contribution de la masse ajoutée à l'itération courante $(i+1)$ et précédente (i) respectivement à gauche et à droite de l'équation :

$$\left([M_{ajoutée}] + [M] \right) \{\ddot{U}\}^{i+1} + [K] \{U\}^{i+1} = \{F_p\}^i + [M_{ajoutée}] \{\ddot{U}\}^i \quad (2)$$

Lorsqu'une structure mobile se trouve immergée dans un fluide incompressible et non visqueux initialement au repos, elle subit des forces de pression dont la résultante est proportionnelle à l'accélération de la structure dans le fluide. Le coefficient de proportionnalité est homogène à une masse, dite masse ajoutée $[M_{ajoutée}]$. Cette dernière est calculée de la manière suivante [8] :

1. Une analyse modale de la structure est effectuée afin d'estimer les modes propres correspondants aux fréquences propres les plus basses. Il a été montré que les modes de basses fréquences affectaient le plus les effets de masse ajoutée [9]. Non seulement le déplacement mais aussi l'accélération peut être décomposé sur cette base modale, tels que :

$$\{u\} = \sum_{i=1}^N u_i \{V_i\} \quad \text{et} \quad \{\ddot{u}\} = \sum_{i=1}^N \ddot{u}_i \{V_i\} \quad \text{avec} \quad |V_i| = 1 \quad (3)$$

2. Le champ de pression est alors projeté sur cette base modale. La composante modale de la pression (p_i) associée à chaque mode de déformation de la structure est déterminée par l'équation de Laplace dans le domaine du fluide Ω_f , complété par les conditions aux limites à l'interface fluide-structure Γ :

$$\{p\} = \sum_{i=1}^N \ddot{u}_i \{p_i\} \quad \text{d'où} \quad \Delta p_i|_{\Omega_f} = 0 \quad \text{avec} \quad \vec{\nabla} p_i \cdot \vec{n}|_{\Gamma} = \rho_f \vec{V}_i \cdot \vec{n} \quad (4)$$

3. La matrice de masse ajoutée est finalement calculée en combinant les intégrations des composantes modales de la pression sur l'interface fluide-structure :

$$m_{ajoutée}(i, j) = \oint_{\Gamma} p_j \vec{V}_i \cdot \vec{n} ds \quad \text{avec} \quad [m_{ajoutée}] = [X]^T [M_{ajoutée}] [X] \quad (5)$$

$[m_{ajoutée}]$ est la projection de la matrice de masse ajoutée $[M_{ajoutée}]$ sur la base des vecteurs propres de la structure $[X] = [\{V_1\} \dots \{V_N\}]$ qui est ensuite ramenée dans la base réelle pour calculer $[M_{ajoutée}]$.

L'approche proposée améliore de manière significative la convergence du schéma partitionné car le terme de sollicitation est diminué et le terme d'inertie est renforcé. Lorsque la convergence est atteinte $\{\ddot{u}\}^{i+1} = \{\ddot{u}\}^i$, les termes de masse ajoutée de chaque côté de l'équation (2) s'annulent et l'équation originale d'IFS (1) est exactement vérifiée.

3. Validations académiques

La méthode proposée a été validée sur l'exemple académique d'un piston mobile immergé dans un cylindre ouvert à ses deux extrémités. Nous validons le calcul fluide en comparant les résultats numériques aux solutions analytiques dans le cas d'un mouvement de piston en régime forcé. Un seconde exemple permet de valider l'effet de la correction basée sur la compensation de masse ajoutée au cas d'interaction libre entre un système piston-ressort et un fluide à forte densité (eau).

Le problème classique d'un piston mobile dans un cylindre est illustré sur la Fig.4. La longueur totale et la section du cylindre sont notées respectivement L et A . La pression aux deux extrémités ouvertes est prise égale à une pression de référence p_0 . Le cylindre est remplie d'un fluide incompressible et non

visqueux de masse volumique ρ_f . Un déplacement sinusoïdal $\bar{u}(t) = A_m \sin(\omega t)$ est imposé au piston de masse m et d'épaisseur e . Les dimensions et les propriétés physiques sont résumées dans le Tableau 1.

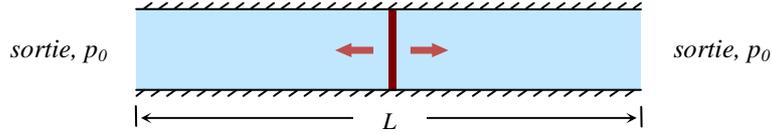


Fig. 4 Piston mobile dans un cylindre du fluide

L (m)	A (m ²)	e (m)	m (kg)	p ₀ (Pa)	ρ _f (kg/m ³)	A _m (m)	ω (rad/s)
2	0.03	0.02	3	0	10 ³	0.4	100

Tableau 1. Les dimensions et les propriétés physiques du test du piston

Les pressions pariétales sur les faces situées respectivement à gauche et à droite du piston sont désignées par p_g et p_d . Elles peuvent être calculées exactement en appliquant la forme instationnaire du principe de Bernoulli entre le piston et les sorties, soient :

$$p_g(t) = p_0 - \rho_f \left(\frac{L-e}{2} + u(t) \right) \frac{du}{dt} \quad p_d(t) = p_0 + \rho_f \left(\frac{L-e}{2} - u(t) \right) \frac{du}{dt} \quad (6)$$

Ce cas classique est analysé à l'aide de la méthode présentée dans la section 2 (une seule itération par pas de temps est suffisante en raison du déplacement forcé). La Fig. 5 représente une comparaison entre les prédictions obtenues à l'aide de l'approche proposée, la solution analytique et les prédictions obtenues à l'aide du code commercial ADINA. On constate que les trois résultats sont très concordants indépendamment de la densité du fluide.

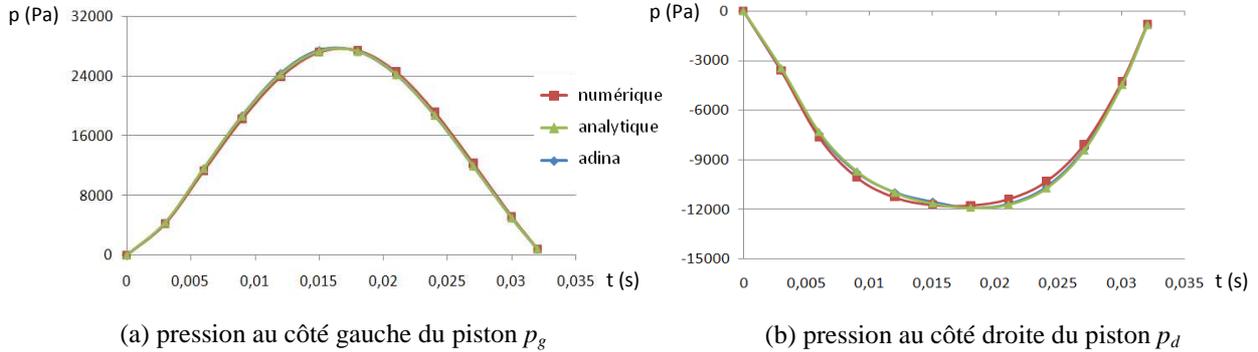


Fig. 5 Comparaison des pressions pariétales numériques et analytiques

Pour le deuxième exemple de validation, le piston est fixé à un ressort horizontal de raideur $k = 10^4$ N/m. Sa position d'équilibre est située au milieu du cylindre ($u = 0$ m). À l'instant initial, le déplacement et la vitesse du piston sont imposés à $u_0 = 0.2$ m et $\dot{u}_0 = 0$ m/s, le potentiel des vitesses initial ϕ du fluide est mis à zéro. Le piston va donc osciller autour de sa position d'équilibre. Dans ce cas simple, l'équation du couplage peut se réduire à :

$$m\ddot{u} + ku = f_p = A(p_g(t) - p_d(t)) \quad (7)$$

Puisque la force de pression autour de la structure peut être considérée comme un terme de masse ajoutée, on en déduit l'équation suivante :

$$(m + m_{ajoutée})\ddot{u} + ku = 0 \quad \text{avec} \quad m_{ajoutée} = \rho_f A(L - e) \quad (8)$$

En conséquence, la solution analytique du déplacement du piston est alors donnée par :

$$u(t) = u_0 \cos(\omega_{couplée} t) \quad \text{avec} \quad \omega_{couplée} = \sqrt{\frac{k}{m + m_{ajoutée}}} \quad (9)$$

L'amplitude du mouvement du piston est constante et est égale au déplacement initial u_0 traduisant qu'il n'y a pas d'effet dissipatif. La pulsation $\omega_{couplée}$ prenant en compte l'effet de masse ajoutée est différent de la pulsation naturelle. On utilise notre schéma itératif pour analyser cette interaction libre entre le système piston-ressort et le fluide. Sans la correction basée sur la compensation de la masse ajoutée, une divergence du résultat numérique est observée et est illustré sur la Fig. 6 :

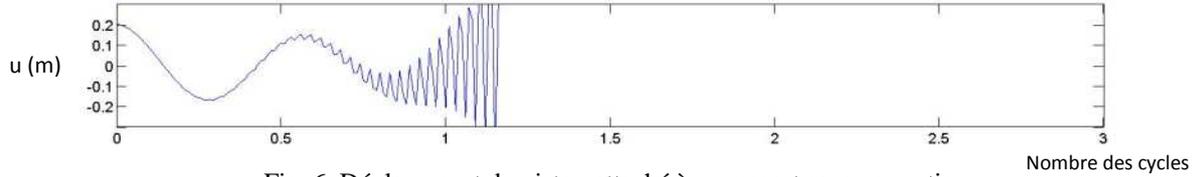


Fig. 6 Déplacement du piston attaché à un ressort sans correction

Le schéma itératif avec prise en compte des effets de masse ajoutée simule correctement l'interaction. Les résultats sont présentés sur les Fig. 7(a) et 7(b) respectivement pour le déplacement du piston et les pressions pariétales sur ses deux faces. L'axe en temps est normalisé par la période couplée analytique, ce qui peut facilement être interprété comme un nombre de cycles d'oscillations.

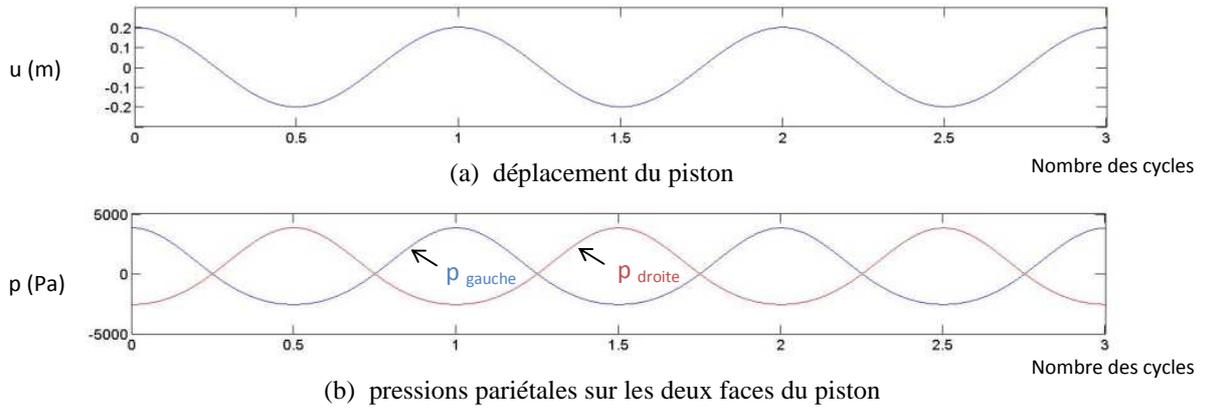


Fig. 7 Déplacement et pressions pariétales du piston attaché à un ressort après correction

On remarque que les résultats numériques sont conformes aux solutions analytiques : l'amplitude du déplacement est conservée et la période couplée numérique respecte la période couplée analytique. Ce cas de validation démontre clairement la nécessité et l'effet de la correction proposée dans cet article pour le schéma partitionné itératif au problème d'IFS avec les fluides lourds.

4. Résultats et discussion

Après les validations sur l'exemple académique du piston, la méthode proposée est appliquée au cas de la pompe AMS® axisymétrique. On étudie d'abord la pompe en régime forcé afin de préciser l'influence des paramètres d'onde (l'amplitude, la célérité, la fréquence) sur l'efficacité de la pompe (débit, charge). La forme d'onde propagée sur la membrane a été imposée analytiquement :

$$u(r, t) = A_m(r) \cos(\omega t - kr + \varphi) \quad (10)$$

où ω et φ désignent respectivement la pulsation de l'onde et la phase à l'origine, avec la pulsation liée à la fréquence par $\omega = 2\pi f$. L'amplitude de l'onde $A_m(r)$ est une fonction du rayon r . Le nombre d'onde k est inversement proportionnel à la longueur d'onde ($k = 2\pi / \lambda$) et la célérité de l'onde c , dite aussi la vitesse de phase, s'exprime comme le rapport entre la pulsation et le nombre d'onde ($c = \omega / k$). Les ondes de différentes fréquences sont imposées sur la membrane en se propageant avec la même célérité ($c = 2 \text{ m/s}$) comme illustré sur la Fig. 8. Le fluide considéré est de l'eau ($\rho_f = 10^3 \text{ kg/m}^3$).

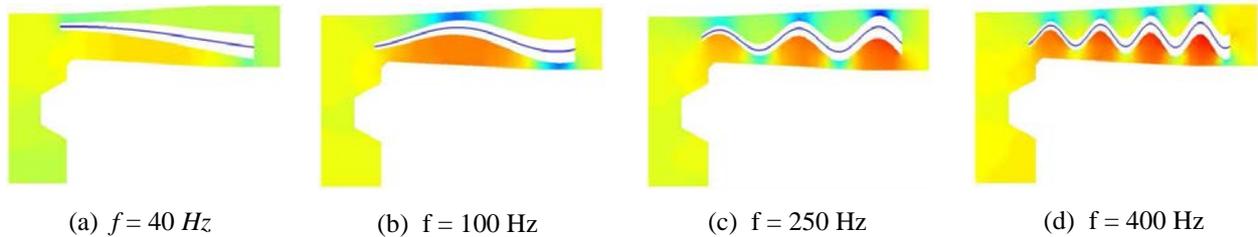


Fig. 8 Champs de pression associés aux différentes ondes imposées

On calcule les variations du débit et de la charge (pression) en temps obtenues avec le code fluide pour les fréquences imposées allant de 0 à 400 Hz. Les courbes de valeurs moyennes du débit et de la charge fonction de la fréquence sont présentées sur la Fig. 9.

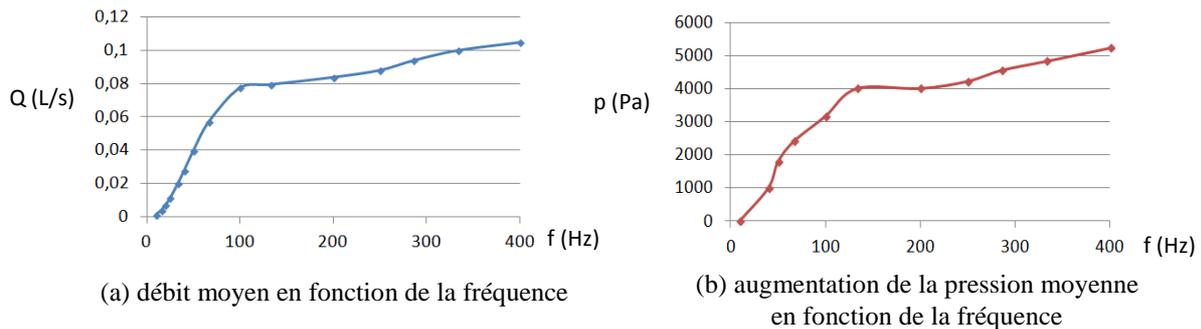


Fig. 9 Courbes du débit et de la pression en fonction de la fréquence

Les résultats montrent clairement que les valeurs moyennes sont proportionnelles à la fréquence de l'onde dans la zone des basses fréquences (0-100 Hz) et se stabilisent dans la zone des hautes fréquences (100-400 Hz). Ce phénomène est particulièrement évident pour le débit. Puisque le principe de la pompe AMS® est basé sur l'effet de piston concentrique, il est donc nécessaire d'assurer au moins 2 contacts entre la membrane et les parois (un en haut et un en bas) afin que la propagation d'onde travaille de la même façon qu'un piston. Ce dernier est difficile pour la forme d'onde de fréquence au dessous de 100 Hz où l'écoulement de retour est important ; avec la fréquence au dessus de 100 Hz, l'écoulement du fluide se fait à sens unique (voir Fig. 8). Ce point explique le phénomène observé sur Fig. 9. En outre, ayant déjà plus de 2 points de contact, le fonctionnement de la pompe ne pourra pas être amélioré significativement en augmentant encore la fréquence. Ce dernier est confirmé expérimentalement par la société AMS R&D.

Un autre test a été effectué en faisant varier la célérité de l'onde et en gardant une longueur d'onde adaptée (avec 2 ou 3 points de contact). Les résultats illustrés sur la Fig. 10 montrent que le débit moyen et la charge moyenne sont désormais proportionnels à la célérité, cette dernière dépendant des caractéristiques de la membrane.

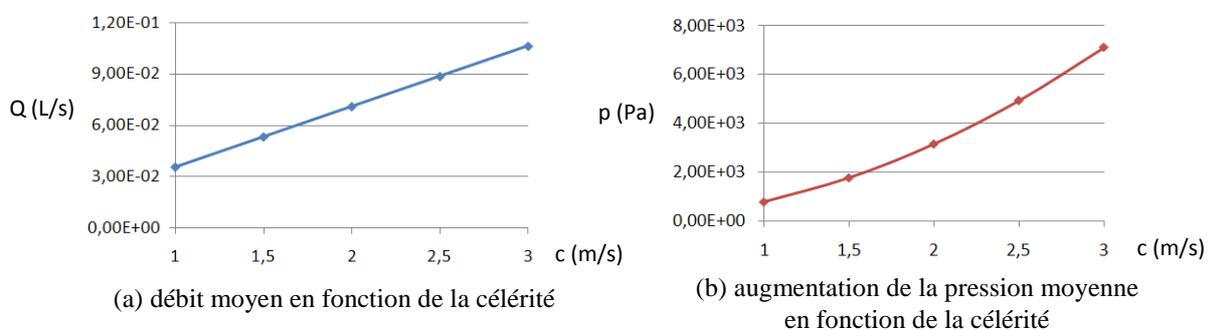


Fig. 10. Courbes du débit et de la pression en fonction de la célérité

Le schéma corrigé est ensuite étendue aux cas d'IFS en régime libre entre une membrane flexible et un fluide de densité élevée (l'eau). La configuration est similaire à celle de la pompe AMS®, seul le domaine fluide axisymétrique a été agrandi afin d'éviter le contact entre la membrane déformable et les parois rigides. La condition de contact n'a pas été prise en compte avec notre modèle sous Matlab. Pour

cela, un modèle du couplage partitionné avec l'implantation du code structure sous Abaqus est au cours de développement.

Un déplacement modal de la membrane déformable est imposé comme condition initiale, puis la membrane se déplace librement dans le domaine du fluide au cours du temps. Aucune sollicitation externe ou écoulement n'est appliqué dans ce cas. La compensation de la masse ajoutée est appliquée en tenant compte uniquement du mode propre associé au déplacement modal imposé avec la méthode de troncature modale [10]. Quatre simulations ont été effectuées correspondant aux modes propres de 1 à 4 et les champs de pression associés sont présentés sur la Fig. 11.

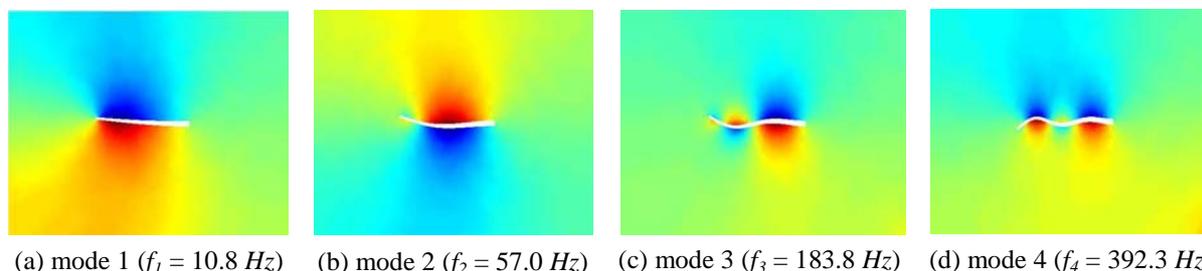


Fig. 11 Champs de pression associés aux modes de déformation de la membrane

Les états de la structure au nœud situé sur le rayon interne de la membrane sont représentés sur la Fig. 12 afin de montrer l'effet de la compensation de la masse ajoutée sur une structure flexible. L'axe en temps est normalisé par la période couplée analytique associée au déplacement modal imposé.

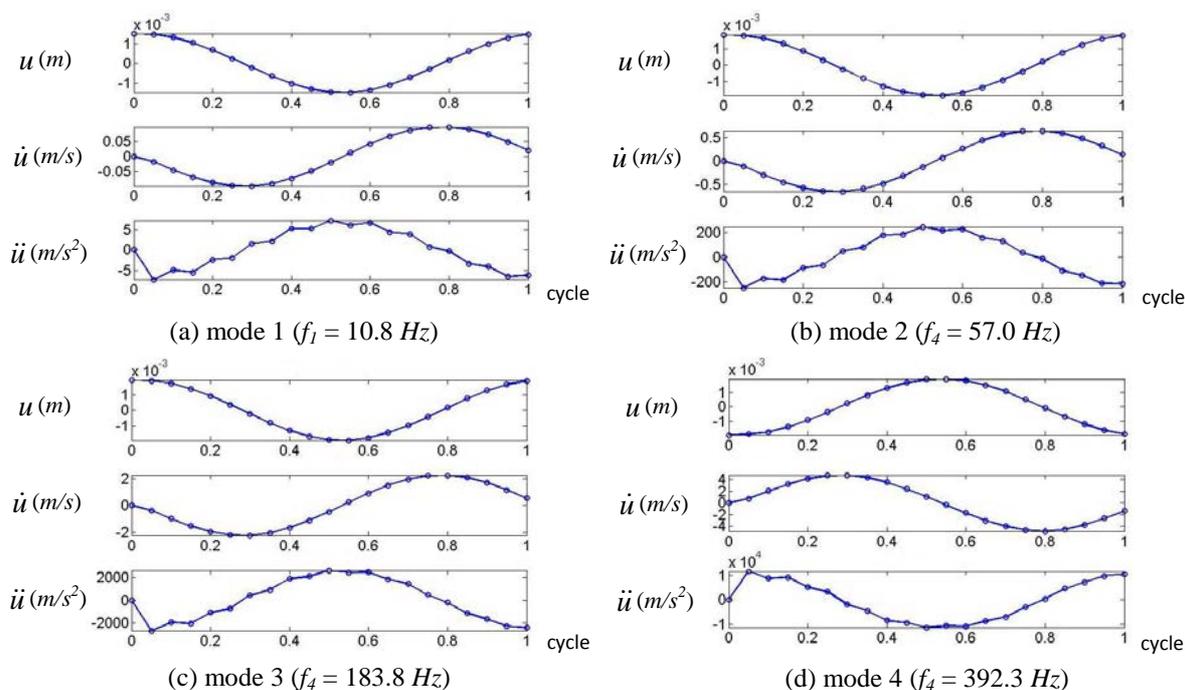


Fig. 12 Etats de la structure dans une période couplée

Les résultats montrent que la période numérique respecte la période analytique et l'amplitude du déplacement de la membrane est conservée. Ce même comportement est observé pour tous les modes. La robustesse du schéma corrigé a été bien démontrée au cas d'IFS entre une membrane souple et un fluide lourd.

Un modèle d'IFS de pompe associé à un code structure sous Abaqus et le code fluide sous Matlab a été développé en prenant compte la sollicitation par l'actionneur électromagnétique ainsi que la condition de contact (voir Fig. 13). Actuellement, ce modèle peut simuler uniquement l'interaction avec l'air, car le processus itératif et la technique de la compensation de masse ajoutée n'ont pas encore été mis en œuvre pour le code structure sous Abaqus.

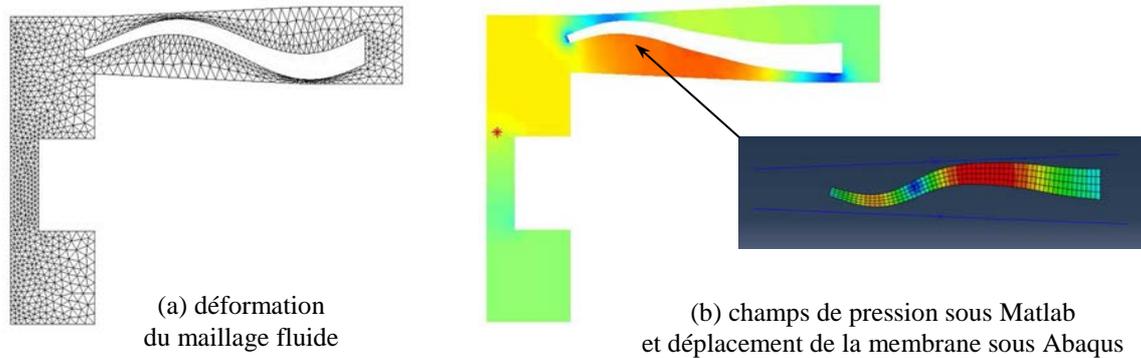


Fig. 13 Modèle IFS 2D-axisymétrique au cas de la pompe AMS®

5. Conclusion et perspectives

Cet article décrit un schéma d'IFS amélioré qui réduit considérablement la dépendance de la convergence au rapport de la masse volumique du fluide à celle de la structure. L'approche, basée sur l'estimation de la masse ajoutée, consiste en une correction itérative. La méthode présentée est validée sur des exemples classiques en comparant les résultats numériques aux solutions analytiques et est également appliquée à une pompe à membrane ondulée. Les résultats montrent clairement que la membrane ondulante permet de générer une onde progressive à partir du contour au centre et de générer un débit ainsi qu'un niveau de charge.

Les travaux actuels portent sur la sensibilité de la démarche au calcul de $[M_{ajoutée}]$ qui dans certains cas peut rendre hasardeuse la convergence et l'implantation de la compensation de masse ajoutée sous Abaqus. Les développements futurs incluent également la prise en compte de l'effet visqueux en remplaçant l'équation de Laplace du potentiel des vitesses par les équations de Navier-Stokes.

Références

- [1] J.B. Drevet, Improved crinkle diaphragm pump, International Patent PCT, WO 2010/012889 A1, 2010
- [2] C.A. Felippa, K.C. Park, C. Farhat, Partitioned analysis of coupled mechanical systems, *Comp. Method. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 190, 3247-3270, 2001
- [3] E.H. van Brummelen, Added mass effects of compressible and incompressible flows in fluid-structure interaction, *Journal of Applied Mechanics*, 76 021206 1-7, 2009
- [4] G. Dhatt, G. Touzot, E. Lefrançois, *Méthode des éléments finis*, Hermès, 2005
- [5] G. K. Batchelor, *An introduction to fluid mechanics*, Cambridge University Press, 2000
- [6] O.C. Zienkiewicz, R.L. Taylor, *The finite element method* Vol. 1, 2 & 3, Butterworth-Heinemann, 2000
- [7] E. Lefrançois, A simple mesh deformation technique for fluid-structure interaction based on a submesh approach, *Int. J. Numer. Meth. Eng.*, 1085-1101, 2008
- [8] N. Greffet, Calcul de matrice de masse ajoutée sur base modale, *Manuel de référence Code ASTER*, 2009
- [9] U. Küttler, W.A. Wall, Fixed-point fluid-structure interaction solvers with dynamic relaxation, *Computational Mechanics*, 43 61-72, 2008
- [10] Y. Zhao, Z. Liu, S. Chen, G. Zhang, An accurate modal truncation method for eigenvector derivatives, *Computers and Structures*, 73 609-614, 1999