



HAL
open science

Déformation contrôlée d'une membrane par actionnement piézoélectrique : application au refroidissement de composants électriques à forte dissipation

Julien Fontaine

► **To cite this version:**

Julien Fontaine. Déformation contrôlée d'une membrane par actionnement piézoélectrique : application au refroidissement de composants électriques à forte dissipation. Autre. Institut National Polytechnique de Toulouse - INPT, 2018. Français. NNT : 2018INPT0037 . tel-04200972

HAL Id: tel-04200972

<https://theses.hal.science/tel-04200972v1>

Submitted on 8 Sep 2023

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.



Université
de Toulouse

THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par :

Institut National Polytechnique de Toulouse (Toulouse INP)

Discipline ou spécialité :

Génie Electrique

Présentée et soutenue par :

M. JULIEN FONTAINE

le vendredi 4 mai 2018

Titre :

Déformation contrôlée d'une membrane par actionnement piézoélectrique -
application au refroidissement de composants électriques à forte
dissipation

Ecole doctorale :

Génie Electrique, Electronique, Télécommunications (GEET)

Unité de recherche :

Laboratoire Plasma et Conversion d'Energie (LAPLACE)

Directeur(s) de Thèse :

M. JEAN FRANCOIS ROUCHON

M. FRANCOIS PIGACHE

Rapporteurs :

M. FRÉDÉRIC GIRAUD, UNIVERSITE LILLE 1

M. YVES BERNARD, UNIVERSITE PARIS 11

Membre(s) du jury :

Mme MARIANNA BRAZA, INP TOULOUSE, Président

M. FRANCOIS PIGACHE, INP TOULOUSE, Membre

M. JEAN FRANCOIS ROUCHON, INP TOULOUSE, Membre

M. JEAN-LUC HARION, IMT LILLE DOUAI, Membre

Remerciements

Ce mémoire est le fruit de mes 3 ans de recherche, mais pas seulement. Cette aventure n'aurait pas été aussi enrichissante scientifiquement et personnellement sans l'interaction de nombreuses personnes, qui, de près ou de loin et de biens différentes manières, ont contribué à la réussite de ma thèse. Cet avant-propos est pour moi l'occasion de les remercier.

Je souhaite remercier BPI France d'avoir soutenu et financé ce projet, sans quoi ma thèse n'aurait pas vu le jour.

J'ai eu la chance de réaliser mes travaux de recherche au sein du groupe GREM3¹ du laboratoire LAPLACE² sur le site de l'école d'ingénieurs ENSEEIHT³. J'ai pu y rencontrer des personnes expertes dans des domaines très variés, qui m'ont enrichi de leurs connaissances et compétences. Je remercie donc tous ces acteurs scientifiques et techniques qui partagent leur savoir et contribuent quotidiennement au rayonnement de ces établissements.

Je remercie en particulier les membres permanents du GREM3 de m'avoir si bien accueilli, Dominique H., Carole H., Éric D., Frédéric M., Clément N., Jean-François L., Yvan L.. Mais aussi tous les doctorants, stagiaires, contractuels, invités, des groupes GRE-GREM3 que j'ai pu croiser durant ces années et qui ont participé à mon épanouissement et à l'ambiance agréable, familiale et studieuse du 3^{ème} étage.

Je souhaite également adresser mes remerciements aux membres du jury, pour leurs remarques constructives et bienveillantes, et notamment aux rapporteurs pour leur lecture attentive de mon manuscrit.

Je souhaite remercier mon directeur de thèse Jean-François R., qui malgré ses nombreuses responsabilités et son activité de directeur de l'ENSEEIHT, a pris le temps de rester attentif à mon avancement.

Je remercie également Frédéric T., Marc M., Pascal L. et Jacques L., pour leurs importantes contributions à mes travaux de recherche. Je ne doute pas que ces travaux, qui ont soulevé tant d'interrogations, vous mèneront vers de nombreuses découvertes scientifiques excitantes.

Enfin, que serait ma thèse sans mon encadrant François P., qui quotidiennement m'a apporté son soutien scientifique, littéraire et technique. Mais aussi au-delà, en éveillant ma curiosité sur des sujets très très variés.

1. GREM3 : Groupe de Recherche en Électrodynamique, Matériaux, Machines et Mécanismes électroactifs
2. LAPLACE : Laboratoire Plasma et Conversion d'Énergie
3. ENSEEIHT : École Nationale Supérieure d'Électrotechnique, d'Électronique, d'Informatique, d'Hydraulique et des Télécommunication

Et comment ne pas parler de mes compagnons de bureau (*E318*), Pedro, Alexandre et Satafa, avec qui j'ai partagé les aléas de la thèse. Je garderai en mémoire nos nombreux débats scientifiques, musicaux, politiques et religieux très enrichissants. Je n'oublie pas également les autres bureaux, Gurvan toujours enclin à aider son prochain et partager sa passion pour les sciences, Jordan qui n'a jamais rechigné à m'aider avec l'imprimante 3D, Nico pour ces blagues, Priscillia pour ces histoires, Youness, Victor,...

Finalement je voudrais remercier mes amis et ma famille avec qui je me suis construit, pour m'avoir soutenu, et pour ceux qui ont pu, d'être venu assister à ma soutenance malgré la distance. Votre enthousiasme au sujet de ma thèse m'a permis de tenir dans les moments difficiles. En particulier merci à ma compagne pour son soutien quotidien et pour avoir été si compréhensive pendant les derniers mois. Ma thèse n'aurait pas été la même sans vous.

Table des matières

Introduction générale	3
1 Étude préliminaire, détermination des actionnements envisageables	7
1.1 Refroidissement par convection liquide forcée	9
1.1.1 Contexte thermique, solutions de refroidissement	9
1.1.2 La solution OnduloTrans	10
1.1.3 Mise en œuvre du concept OnduloTrans, caractéristiques de l'actionnement	12
1.2 État de l'art des solutions d'actionnement des micropompes	15
1.2.1 Classification des micropompes	15
1.2.2 État de l'art des moyens de conversion électromécanique	16
1.2.3 Variété des principes de pompage péristaltique	22
1.2.4 État de l'art des micropompes péristaltiques	23
1.3 Caractéristiques hydrauliques des micropompes péristaltiques	37
1.3.1 Asymétrie hydraulique	37
1.3.2 Influence de la contre-pression	37
1.3.3 Relation Amplitude/débit	39
1.3.4 Relation Fréquence/débit	40
1.4 Conclusion	42
2 Étude et développement d'une solution à onde discrète et actionnement massif	43
2.1 Principe du dispositif	45
2.1.1 Actionnement massif : les actionneurs piézoélectriques flexensionnels	45
2.1.2 Onde discrète : principe de génération, cadre d'étude	47
2.2 Dimensionnement du dispositif	48
2.2.1 Modèle équivalent ressort	48
2.2.2 Modèle de flexion de la membrane sous la pression du fluide (modèle poutre en flexion)	51
2.2.3 Résultats de simulation	53
2.3 Évaluation du débit, loi de pilotage	70
2.3.1 Méthode algorithmique de calcul du débit	71
2.3.2 Validation de la méthode algorithmique par comparaison aux volumes finis (CFD)	74
2.3.3 Étude paramétrique - influence de la forme d'onde et de l'amplitude	81
2.4 Évaluation des performances mécaniques	83
2.4.1 Description du prototype	83
2.4.2 Validation du modèle mécanique simplifié	84
2.4.3 Mesures de déplacements en fonctionnement opérationnel	91
2.5 Performances hydrauliques et thermiques du prototype	92

2.5.1	Description du banc d'essai	92
2.5.2	Performances hydrauliques	93
2.5.3	Performances thermiques	96
3	Étude et développement d'une solution à onde continue et actionnement intégré	105
3.1	Principe de l'actionnement	107
3.1.1	Actionnement intégré : description de la technologie	107
3.1.2	Génération de l'onde progressive : spécifications et performances attendues	109
3.2	Développement du modèle analytique 1D quasi-statique	111
3.2.1	Équations générales de l'élasticité linéaire	111
3.2.2	Équations de comportement	112
3.2.3	Théorie des poutres - modèle de Navier-Bernoulli des structures élancées	113
3.2.4	Modélisation globale par l'intermédiaire du torseur des efforts internes .	114
3.2.5	Limitations des hypothèses de Navier-Bernoulli	115
3.2.6	Simplification des équations d'équilibre	116
3.2.7	Résolution des équations finales	117
3.2.8	Critère de limite d'élasticité	119
3.2.9	Modélisation des MFC	120
3.3	Développement du modèle numérique 3D	123
3.3.1	Présentation du modèle numérique	123
3.3.2	Étude modale	126
3.4	Étude quasi-statique, comparaison des modèles analytique et numérique	127
3.4.1	Comparaison des déformations	128
3.4.2	Étude du substrat, limites de validité des modèles	130
3.4.3	Évaluation des contraintes mécaniques	134
3.5	Dimensionnement, recherche d'un optimum	136
3.5.1	Cadre de l'étude	136
3.5.2	Détermination de la loi de contrôle optimale	137
3.5.3	Validation du calcul de débit théorique	139
3.5.4	Dimensionnement de la structure	142
3.6	Validation expérimentale	150
3.6.1	Description du prototype de membrane active	150
3.6.2	Résultats expérimentaux – comparaison aux modèles	151
3.7	Conclusion	157
	Conclusion générale	159
	Annexes	165

Abstract

Controlling the temperature of components with high thermal dissipation is a constraining factor in their developments, especially in embedded electronic systems. Power density, whether in computing or power electronics, requires the use of ever more efficient cooling systems. This is especially true for microprocessors in which increasingly miniaturization and clock frequency are combined. Consequently, without the adequate cooling, the performance is severely limited and its power consumption increased as well as the failure rate.

In this challenging context a consortium of industrial and academic partners created the CANOPEE project. CANOPEE focus is to develop and prove the advantages of a recently patented solution called OnduloTrans. The solution is an exchanger-pump device, ensuring at the same time an excellent heat transfer and the pumping of the coolant. OnduloTrans is an active cooling solution based on the dynamic deformation of a thin wall. This deformation is in the manner of a pseudo travelling wave to satisfy a peristaltic pumping. The device is fixed directly above the component to be cooled, thus the liquid flows on its surface. The enhancement in heat transfer is obtained when the dynamic variations of the channel thickness disturb the boundary layer near the conduction / convection interface.

The purpose of this thesis was to study the capability of such active pumping system and to design an integrated actuation solution to move the flexible wall. It will result to experimental tests showing the thermal performance of this solution. The implemented actuation system must respect the constraints for on-board applications, especially compactness and minimal power consumption. The challenge stands in the trade-off between the production of a large amplitude travelling wave and the limited volume available. The manuscript is divided into three parts.

Initially, the different actuation solutions will be explored. To do this, the OnduloTrans solution is first described. Then, a state of the art of electromechanical conversion solutions and peristaltic micropumps is undertaken. After that, the specific hydraulic phenomena involved in peristaltic micropumps are discussed to determine the difficulties in the development of such actuation system. Then the two next chapters detail the study of two distinct piezoelectric solutions.

A discrete wave piezoelectric solution is presented in the second chapter. It consists of a distribution of flexensional actuators along the flexible wall. A pre-dimensioning methodology based on simple mechanical models is presented. The created wave is very particular, so an analytical method is developed to evaluate the flow rate and making possible to study the impact of the actuator control strategy. This algorithmic method is validated by comparison with finite element numerical simulations. A prototype is finally made with the support of partners. Several tests are then carried out in order to validate the hypotheses and evaluate the preliminary hydraulic and thermal performances of the prototype.

The third chapter addresses a continuous travelling wave solution and an actuation system integrated into the membrane. The purpose here is to prove the concept of peristaltic pumping

by controlled bending of a plate incorporating a piezoelectric layer. A 1D dimensioning model consisting of piezoelectric segments distributed on the surface is first presented. The distribution of the piezoelectric segments is then the subject of a parametric study to judiciously define their arrangement, in order to maximize the theoretical flow. This parametric study is finally coupled with an optimization of electrical controls, and compared to the experimental results of a prototype.

Résumé

La maîtrise de la température des composants à forte dissipation, notamment dans les systèmes électroniques nomades, constitue un verrou à leurs développements. Que ce soit pour l'électronique de puissance ou les calculateurs, les densités de puissance requièrent l'utilisation de systèmes de refroidissement de plus en plus performants, en particulier dans le cas des microprocesseurs qui associent miniaturisation et augmentation des fréquences d'horloge. Les conséquences sont multiples, limitation des performances, augmentation de la consommation et du taux de défaillance.

C'est dans ce contexte que le projet CANOPEE, réunissant un consortium de partenaires industriels et académiques, propose de développer et démontrer les avantages d'une solution technologique active récemment brevetée et appelée OnduloTrans. Elle consiste en un dispositif échangeur-pompe, permettant à la fois d'obtenir un excellent transfert thermique et d'assurer le pompage du fluide caloporteur. OnduloTrans est une solution active de refroidissement basée sur la déformation dynamique d'une paroi d'un canal. Le dispositif est fixé directement à l'aplomb du composant à refroidir. Le canal est déformé suivant une onde progressive pour créer un pompage péristaltique. L'intensification des transferts est obtenue lorsque les variations dynamiques des dimensions du canal viennent perturber la couche limite à l'interface conduction/convection.

Le travail de la thèse consiste à concevoir et développer une solution d'actionnement intégrée permettant de mouvoir la paroi souple. Il s'accompagnera d'essais concrets témoignant des performances thermiques de cette solution. L'actionnement mis en œuvre doit respecter les contraintes hydrauliques et thermiques de l'application embarquée visée, tout particulièrement le faible encombrement et une consommation électrique minimale. La difficulté réside dans les critères antagonistes que sont la production d'une onde progressive de grande amplitude dans un milieu aux dimensions centimétriques.

Le manuscrit s'articule en trois parties. Dans un premier temps les solutions d'actionnement envisageables seront explorées. Pour ce faire, la solution OnduloTrans est d'abord décrite. Un état de l'art des solutions de conversion électromécanique, puis des micropompes péristaltiques est entrepris. Les phénomènes hydrauliques propres au micropompage péristaltique sont abordés pour cerner la problématique du développement de l'actionnement. Ensuite les deux chapitres suivants détaillent l'étude de deux solutions piézoélectriques distinctes. Une première solution piézoélectrique à onde discrète est développée dans le second chapitre. Elle consiste en une répartition d'actionneurs flexionnels le long de la paroi souple. Une méthodologie de prédimensionnement basée sur des modèles mécaniques simples est présentée. L'onde progressive créée étant très particulière, une méthode analytique de calcul du débit, validée par simulations numériques, permet d'étudier l'influence de la commande des actionneurs. Un prototype est finalement réalisé avec l'aide des partenaires. De nombreux essais sont ensuite réalisés afin de valider les différentes hypothèses et déterminer les premières performances hydrauliques et thermiques du dispositif.

Le troisième chapitre aborde une solution à onde progressive continue et actionnement intégré à la membrane. Le but est ici de prouver le concept de pompage péristaltique par flexion contrôlée d'une plaque intégrant une couche piézoélectrique. Un modèle de dimensionnement 1D constitué de tronçons piézoélectriques répartis à la surface est tout d'abord présenté. La répartition des segments piézoélectriques fait ensuite l'objet d'une étude paramétrique afin de définir judicieusement leur disposition, ceci en vue de maximiser le débit théorique. Cette étude paramétrique est finalement couplée à une optimisation des commandes électriques, évaluée par les résultats d'un prototype.

Acronymes

AFC	active fiber composite
AMF	alliage à mémoire de forme
APA	amplified piezoelectric actuator
BAW	bulk acoustic wave
CFD	computational fluid dynamics
CPU	central processing unit
EHD	électro-hydro-dynamique
EM	électro-mouillage
EP	électro-phorétique
FPA	flexensional piezoelectric actuator
FTPW	flexural traveling plate wave
IGBT	insulated gate bipolar transistor
IPMC	ionic polymer–metal composites
MFC	macro fiber composite
MHD	magnéto-hydro-dynamique
PVDF	élastomère piézoélectrique polyvinylidene fluoride
PZT	matériau piézoélectrique titano-zirconate de plomb $PbZr_xTi_{1-x}O_3$
RoHS	restriction of hazardous substances
TDP	thermal design power
TRL	technology readiness level

Introduction générale

La maîtrise de la température des composants équipant les systèmes électroniques embarqués représente un défi majeur ; que ce soit en électronique de puissance ou en microélectronique, les densités de puissance aujourd'hui atteintes imposent de recourir à l'utilisation de systèmes de refroidissement de plus en plus performants, en particulier dans le cas des microprocesseurs.

Depuis la première puce microprocesseur développée en 1971 (Intel 4004), la taille des transistors n'a cessé de diminuer pour atteindre aujourd'hui un facteur 1000 (Loi de Moore) (Figure 1). Dans le même temps, la fréquence d'horloge a augmenté d'un facteur 10000 (Figure 2). Ces deux aspects ont contribué à l'accroissement colossal de la densité de puissance de ces microprocesseurs (Figure 3). Toutefois depuis 2005, la fréquence d'horloge et la densité de puissance stagnent (à quelques GHz et environ $1W/mm^2$). Il ne s'agit pas à proprement parler de l'effet d'une limite technologique, puisque durant des phases temporaires, un mode de fonctionnement *boost* permet de fonctionner à une fréquence d'horloge supérieure (*overclocking*), ceci dans le but de gérer au mieux un pic de charge de calcul. La raison pour laquelle l'appel à cette fonction *boost* est intermittent réside dans la contrainte thermique imposée au composant ; elle est interrompue dès lors que les échanges thermiques ne sont plus suffisants pour conserver une température admissible non préjudiciable au composant. En conséquence depuis les années 2000, de nombreux efforts sur les architectures (multi-cœur), les micro-architectures, les solutions logiciels ou les tensions d'alimentation permettent de continuer à accroître les performances tout en limitant les pertes énergétiques et donc également la consommation électrique [1].

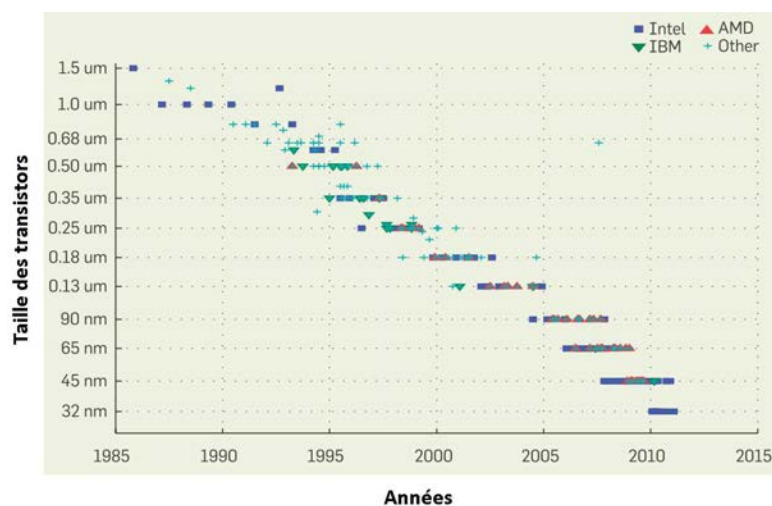


FIGURE 1 – Évolution de la taille des transistors de 1986 à 2012 [1]

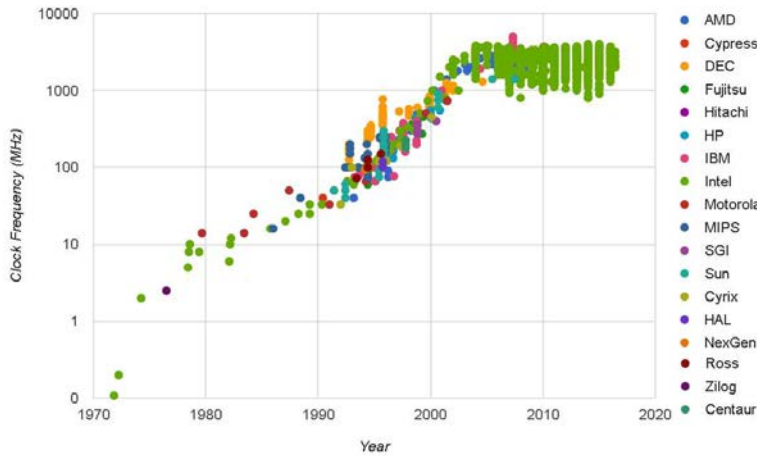


FIGURE 2 – Évolution de la fréquence de fonctionnement des microprocesseurs de 1971 à 2016 [2]

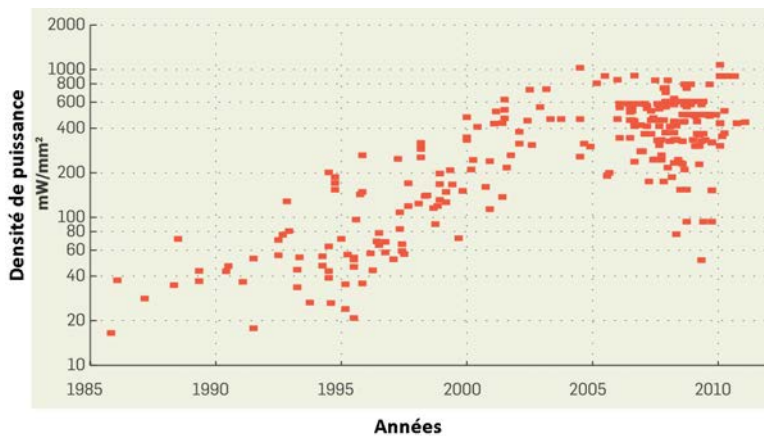


FIGURE 3 – Évolution de la densité de puissance des microprocesseurs de 1986 à 2012 [1]

Pour les micro-processeurs, les conséquences d'une élévation de température sont multiples. Outre la diminution des performances et la possible destruction du composant à haute température, le taux de défaillance augmente exponentiellement suivant la loi d'Arrhenius $e^{-1/T}$ [3]. De même, la consommation de ces composants croît exponentiellement en fonction des pertes e^T [4] suivant un processus à contribution positive (plus de consommation provoque plus de pertes, source d'un échauffement accru etc.). Au delà de la nécessité de refroidir autant que possible le composant, une régulation efficace de la température permettrait de limiter le stress thermique et ainsi d'augmenter leur durée de vie. Face à ces besoins de refroidissement, de contrôle en température, d'intégration et de réduction de la consommation, il existe un intérêt indéniable à s'engager dans le développement de nouvelles solutions de refroidissement efficaces.

Les travaux de recherche détaillés dans ce mémoire de thèse se consacrent particulièrement à une solution nommée OnduloTrans; il s'agit d'un concept d'échangeur-pompe qui permet d'améliorer significativement les échanges thermiques sans créer de pertes de charge au sein de la boucle fluide.

Ce manuscrit s'articulera en trois chapitres ; le premier chapitre décrit tout d'abord différentes solutions de refroidissement existantes. Il se consacrera ensuite plus particulièrement à la solution OnduloTrans et à dresser un cahier des charges concret, sortant ainsi de la commodité d'un problème purement académique. En effet, ces nouvelles solutions de refroidissement ne peuvent échapper aux contraintes technologiques réelles, plus particulièrement liées à l'actionnement. A ce titre, un état de l'art des solutions d'actionnement envisageables est élaboré afin de dégager les technologies éligibles, qui feront ensuite l'objet des développements détaillés aux chapitres suivants. Le deuxième chapitre s'intéressera à une solution reposant sur la génération d'une onde progressive discrète par actionnement piézoélectrique massif. La conception de cette solution et les performances mécaniques, fluidiques et thermiques seront concrètement abordées grâce à la réalisation d'un prototype. Finalement le troisième chapitre posera les bases d'une solution totalement intégrée de membrane active produisant une onde progressive continue.

Contexte industriel des travaux de recherche

Ce travail de doctorat s'inscrit dans le projet CANOPEE (contrôle actif d'un drain à calories pour l'électronique embarquée) qui a pour but d'améliorer les performances, la fiabilité, la durée de vie et la consommation énergétique des systèmes électroniques embarqués.

Ce projet est soutenu par les deux pôles de compétitivité PEGASE et AEROSPACE VALLEY respectivement dans les thématiques "contrôle commande" et "systèmes embarqués, électronique et logiciels". Il a été sélectionné lors du 18^{ème} appel à projets du FUI (Fonds Unique Interministériel) pour son caractère innovant et l'activité économique susceptible d'être générée. L'objectif de CANOPEE est de monter en maturité le concept breveté nommé OnduloTrans [5] d'un TRL3 à TRL6 (*Technology readiness level*), ce qui signifie le développement et la démonstration concrète des performances attendues avec ce nouveau concept.

La coordination du projet est réalisée par la société Kontron, concepteur de calculateurs embarqués. Le consortium se compose des établissements académiques Toulouse INP (laboratoire LAPLACE) et Aix-Marseille Université (IUSTI) respectivement pour leurs expertises dans les domaines de la conversion électromécanique et thermohydraulique. S'ajoutent à ces établissements les partenaires industriels Egide (expert en encapsulation hermétique), Fahrenheit (thermique des systèmes), Serma Technologie (fiabilité des composants) et Intel (constructeur de semi-conducteurs, expert en micro-processeurs).

Chapitre 1

Étude préliminaire, détermination des actionnements envisageables

Ce chapitre présente en premier lieu les méthodes de refroidissement en électronique et notamment la récente solution OnduloTrans, qui permet à la fois une forte amélioration des transferts de chaleur et un pompage péristaltique. Dans ce contexte et pour anticiper le développement d'une solution actionnement, une étude préliminaire cadre les différentes hypothèses et contraintes dimensionnelles. Ensuite deux états de l'art, l'un sur les moyens de conversion électromécanique et l'autre sur les micropompes péristaltiques éclairent sur les solutions envisageables. Finalement les comportements hydrauliques de ces microsystèmes sont examinés à la lumière des résultats expérimentaux de cette littérature.

Les travaux synthétisés dans ce chapitre ont également mené à des publications et communications nationales et internationales, listées ici :

- [6] J. M. Fontaine, F. Pigache, M. Miscevic, F. Topin, and J.-F. Rouchon. Solutions d'actionnement pour méthodes actives de refroidissement des systèmes embarqués. In *Société Française de Thermique*, number 103 in 1, 2016.
URL http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/Congress_2016/resumes_toulouse/103.pdf.
- [7] Julien Michel Fontaine, François Pigache, Marc Miscevic, Frédéric Topin, and Jean-François Rouchon. Investigation in actuator solutions for active cooling in embedded systems. In *Physical and Chemical Phenomena in Heat Exchangers and Multifunctional Reactors for Sustainable Technology, Eurotherm Seminar 106*, pages 1–8, 2016.

Sommaire

1.1 Refroidissement par convection liquide forcée	9
1.1.1 Contexte thermique, solutions de refroidissement	9
1.1.2 La solution OnduloTrans	10
1.1.3 Mise en œuvre du concept OnduloTrans, caractéristiques de l'actionnement	12
1.2 État de l'art des solutions d'actionnement des micropompes . .	15
1.2.1 Classification des micropompes	15
1.2.2 État de l'art des moyens de conversion électromécanique	16

CHAPITRE 1:

1.2.3	Variété des principes de pompage péristaltique	22
1.2.4	État de l'art des micropompes péristaltiques	23
1.3	Caractéristiques hydrauliques des micropompes péristaltiques .	37
1.3.1	Asymétrie hydraulique	37
1.3.2	Influence de la contre-pression	37
1.3.3	Relation Amplitude/débit	39
1.3.4	Relation Fréquence/débit	40
1.4	Conclusion	42

1.1 Refroidissement par convection liquide forcée

1.1.1 Contexte thermique, solutions de refroidissement

L'élaboration d'un système de refroidissement pour les composants à forte dissipation au sein des systèmes embarqués est une problématique fortement contrainte. Il doit assurer l'extraction efficace des calories de la source chaude vers la source froide, le plus souvent au travers d'un système très dense et avec un accès limité à une source froide. En outre, il doit pouvoir être performant dans des environnements sévères pouvant comporter de fortes accélérations, des températures extrêmes, des variations de pression, ou en milieu corrosif. Par ailleurs il lui faudra être fiable, avoir une longue durée de vie ($> 15ans$), consommer peu d'énergie, être peu encombrant, léger ou encore silencieux. Parmi ces multiples contraintes, les plus discriminantes seront, suivant leur ordre d'importance, l'efficacité du transfert de chaleur, la faible consommation énergétique, et l'encombrement.

Afin de pouvoir satisfaire au mieux cette somme de contraintes, plusieurs solutions peuvent être envisagées, se distinguant principalement en deux catégories : les solutions passives et actives. S'entend par solution active toute solution nécessitant un apport d'énergie supplémentaire à l'énergie thermique présente.

- La solution passive la plus courante consiste évidemment à augmenter la surface d'échange au moyen d'ailettes, formant ainsi un dissipateur. Mais il existe également parmi ces solutions passives les caloducs gravitaires ou capillaires qui exploitent les changements de phase et la tension de surface (Anandan and Ramalingam, 2008 [8]), (Agostini et al., 2007 [9]). L'avantage indéniable des solutions passives est l'absence d'apport d'énergie extérieure, qui peut d'une part faciliter leur mise en œuvre et conduire à leur faible coût, mais entraîner des performances thermiques limitées. Ou d'autre part mener à des solutions complexes et coûteuses mais ayant des performances thermiques acceptables. De plus ces solutions passives sont le plus souvent sensibles à l'environnement et aux conditions externes.
- Parmi les solutions actives simples, il existe les échangeurs à convection forcée, gazeux ou liquide. Elles se déclinent suivant d'innombrables variantes, plus ou moins performantes (Siddique et al., 2010 [10]). D'autres techniques bien plus performantes mais plus délicates à mettre en œuvre sont les jets (éjection haute vitesse), sprays (atomiseur) ou les dispositifs faisant intervenir les forces électrohydrodynamique (EHD) (Léal et al., 2013 [11]). Ces solutions s'avèrent souvent bien plus performantes que les dispositifs passifs, mais peuvent entraîner un encombrement et une consommation d'énergie excessifs, ou encore un coût prohibitif.

La solution développée dans ces travaux de thèse fait partie de cette catégorie de solutions actives, avec comme préoccupation initiale de satisfaire aux performances, à l'encombrement et à la faible consommation. Elle s'appuie sur la contribution d'une action mécanique localisée dans un échangeur liquide et utilise le fait que les vibrations des parois d'un canal améliorent les transferts thermiques (Léal, 2012 [12]).

La figure (1.1) illustre la relation entre efficacité et complexité des systèmes de refroidissement pour l'électronique (Tong, 2011 [3]). En commençant par les solutions les plus simples et en continuant avec une densité de puissance et complexité croissantes, il y a les solutions à convection naturelle (dissipateur, ailettes), à convection forcée (ventilateur à ailette), à changement de phase fluide (caloduc, thermosiphon), à refroidissement thermoélectrique (effet Peltier) et le refroidissement liquide (immersion, spray). Chacune de ces solutions est définie sur sa plage utile de densité de puissance. A ces observations, la solution par refroidissement liquide témoigne nettement de sa supériorité et ce, sur une large échelle de densité de puissance.

La recherche autour du refroidissement en électronique est un domaine très vaste et varié, l'étude qui en est faite ici n'est donc qu'un court résumé. Pour plus de détails sur les méthodes, les enjeux et les améliorations du refroidissement en électronique, le lecteur pourra se référer aux revues générales (Léal et al., 2013 [11]), (Anandan and Ramalingam, 2008 [8]), (Siddique et al., 2010 [10]), (Agostini et al., 2007 [9]) et (Tong, 2011 [3]).

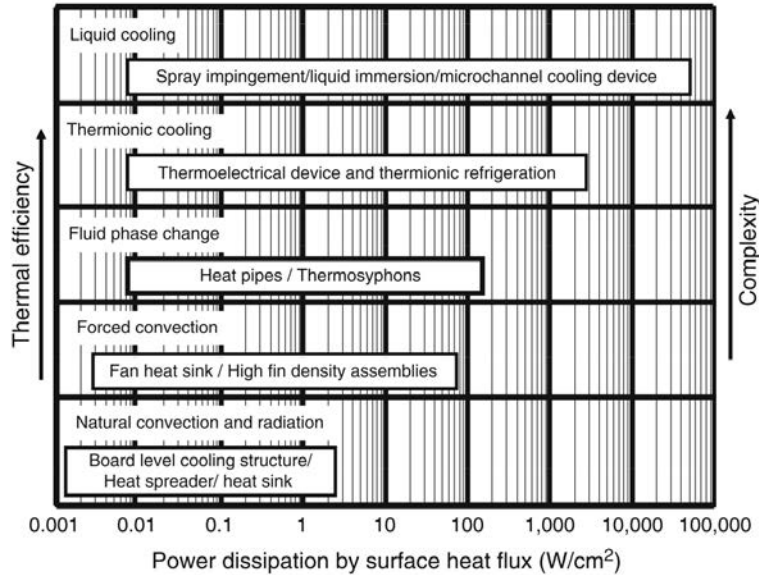


FIGURE 1.1 – Comparaison de différents types de refroidissement dans le domaine de l'électronique [3].

1.1.2 La solution OnduloTrans

Le concept breveté OnduloTrans fait partie des solutions actives de refroidissement [5], reposant sur une contribution purement mécanique et localisée au plus près de la source chaude. Elle s'apparente principalement à une solution à convection liquide forcée (monophasique). Toutefois, afin d'améliorer significativement les transferts de chaleur entre la source chaude et le fluide caloporteur, l'action mécanique cherche à perturber la couche limite à l'interface conducto-convection. Pour ce faire elle utilise la déformation dynamique d'une paroi souple, mue suivant une onde progressive, occasionnant de surcroît un pompage péristaltique (Figure 1.2). D'après les premières études théoriques menées sur ce concept (Léal et al., 2013 [13]), une nette amélioration du coefficient de transfert thermique est possible, sous réserve que la paroi se déforme d'une amplitude supérieure à 90% de l'épaisseur du canal fluide (Figure 1.3). En outre, les deux grandeurs de contrôle que sont la fréquence et l'amplitude de l'onde permettent théoriquement de contrôler indépendamment deux paramètres qui sont habituellement fortement corrélés; le débit fluide et le coefficient de transfert thermique (Figure 1.4).

Cette solution se place théoriquement parmi les meilleurs systèmes à convection liquide forcée, en affichant un coefficient d'échange au-delà de $10^4 W/m^2 K$. Son concept semble particulièrement adapté aux contraintes des systèmes embarqués, en n'ajoutant pas de pertes de charge dans la boucle fluide et en assurant une fonction de pompage intrinsèque. Il restera néanmoins à définir la technologie d'actionnement qui permettra de satisfaire aux contraintes d'encombrement, de conditions opérationnelles et à une faible consommation. Le choix de l'ac-

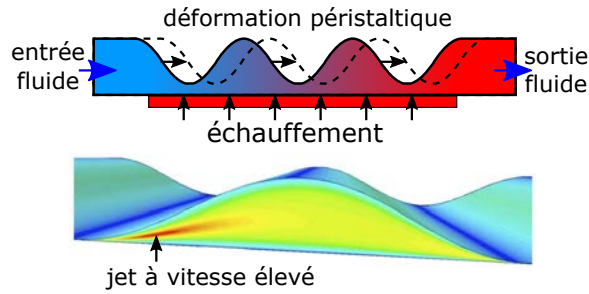


FIGURE 1.2 – Schéma de principe de la technologie OnduloTrans et tracé de l'amplitude simulée du vecteur vitesse du liquide [13]

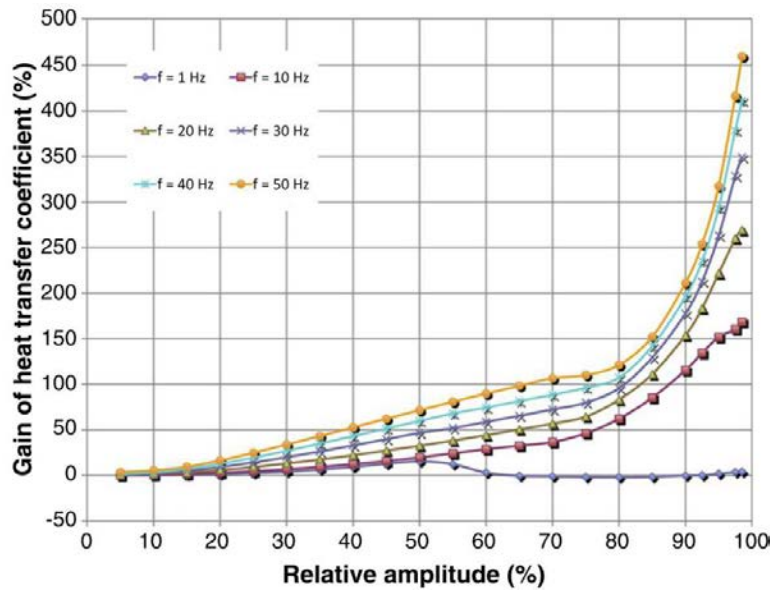


FIGURE 1.3 – Gain simulé en coefficient de transfert de chaleur en fonction de l'amplitude relative de déformation et de la fréquence [13]

tionnement constitue donc une problématique clé dans le développement de cette solution, et nécessitera de s'intéresser aux solutions technologiques les plus innovantes dans le domaine de la mécatronique.

Les premières investigations expérimentales (Amokrane et al., 2013 [14]) ont permis de confirmer l'aptitude d'un tel dispositif à améliorer les transferts de chaleur et à assurer la fonction de pompage. Dans ces essais de validation, la paroi était déformée à l'aide de dix actionneurs piézoélectriques flexensionnels placés en série, répartis sur toute la longueur d'un canal de 10cm. Ce développement, bien que fonctionnel, était uniquement destiné à démontrer le concept OnduloTrans et par conséquent était rapidement limité et peu performant.

Une réalisation plus concrète est à présent requise pour comprendre les phénomènes en jeu, en déduire les paramètres prépondérants, étendre la plage de performances et finalement s'orienter vers une solution optimisée. Évaluons à présent les contraintes techniques en vue d'une intégration.

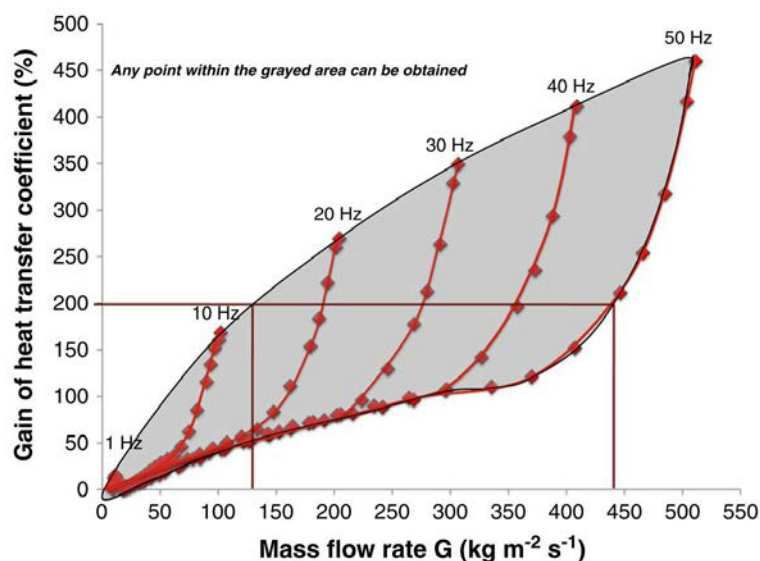


FIGURE 1.4 – Gain et débit, contrôle indépendant par fréquence et amplitude relative [13]

1.1.3 Mise en œuvre du concept OnduloTrans, caractéristiques de l'actionnement

Afin de donner un cadre au choix de l'actionnement, différentes hypothèses et contraintes dimensionnelles sont introduites. Celles-ci sont choisies pour se conformer à un contexte du refroidissement de composants de calculs tels que les processeurs, ou bien encore des composants d'électronique de puissance tels que des IGBT.

- la surface d'échange active est de $5 \times 5 \text{cm}^2$, correspondant aux dimensions d'un CPU courant (*heat spreader*).
- La déformation de la membrane est supposée être une onde progressive sinusoïdale parfaite. D'éventuels effets de bords ne sont pas pris en compte, tout comme de l'amortissement et des phénomènes de résonance. Une seule fréquence se propage.
- Au moins 3 longueurs d'onde s'intègrent dans les dimensions de la surface d'échange, de sorte qu'à tout moment le canal soit fermé, permettant ainsi d'éviter d'éventuels reflux. Cette condition présuppose également de pouvoir répondre à des modes de fonctionnement faisant intervenir une contre-pression dans le circuit fluide.
- Le gradient de température maximum à la surface de la source chaude est supposé égale à 10°C pour éviter des effets de contraintes thermiques pouvant être destructeur pour le CPU. Cependant, cette valeur est sans doute très faible comparée au gradient réellement admissible par le CPU. Le peu de ressource bibliographique sur ce sujet, notamment l'impact sur le vieillissement du processeur nous invite à la prudence et à ce choix exigeant.
- La puissance thermique moyenne du CPU est supposée de 100W (TDP pour *Thermal Design Power*). Rapportée à la surface d'échange, cela signifie une densité de puissance d'environ $4\text{W}/\text{cm}^2$ par rapport au *heat spreader*. Cette valeur est bien inférieure aux densités de puissance précédemment présentées en introduction (Figure 3) car la surface de la puce (*die*) sous le *heat spreader* est bien plus faible. Le rôle du *heat spreader* est de diffuser et répartir efficacement le flux thermique et d'accueillir le dispositif de refroidissement à sa surface. De nos jours, les microprocesseurs d'ordinateur personnel dissipent entre 50W et 100W . De même les processeurs dédiés aux supercalculateurs

dissipent jusqu'à 200W mais à densité de puissance égale car leur surface est environ deux fois plus importante [15].

- Les liquides de refroidissement couramment utilisés pour cette application sont du type Coolanol [16]. Ils restent à l'état liquide typiquement de $-100^{\circ}C$ à $150^{\circ}C$ à pression atmosphérique. En revanche leur viscosité n'est pas constante sur cette plage de température et leur capacité calorifique est environ deux fois inférieure à celle de l'eau. Le débit doit donc être deux fois plus important afin d'évacuer la même puissance thermique. Dans notre étude nous choisirons l'eau pour évaluer les performances du dispositif, la littérature l'utilisant généralement comme référence.
- L'amplitude relative de l'onde est supposée de 100%. C'est-à-dire que la membrane déformée ferme complètement le canal (i.e. la hauteur de canal étant définie égale à l'amplitude crête à crête de l'onde). Ce choix répond au condition d'efficacité thermique soulignée dans (Figure 1.3). La condition sur l'amplitude étant satisfaite, il s'agira de favoriser le débit pour accroître la dissipation thermique.
- La contrainte technologique la plus restrictive reste l'encombrement. La présence de composants sur la carte empêche en général un élargissement du dispositif de refroidissement par rapport à la surface du *heat spreader*. La hauteur est également limitée, les cartes électronique étant souvent disposées en *racks* et possédant des composants sur chaque face (Figure 1.5). La hauteur totale du dispositif ne doit donc pas dépasser quelques centimètres. Le volume disponible est supposé être de $5 \times 5 \times 2cm^3$.
- Idéalement la consommation électrique du dispositif ne doit pas dépasser les gains d'énergie de performances obtenus grâce à la régulation de la température du composant. Empiriquement ce gain est estimé à 15% d'économie lorsqu'il fonctionne à quelques dizaines de degrés en-deçà de sa température maximale. La puissance maximale disponible pour l'actionnement sera donc inférieure à 5W.
- Un paramètre essentiel est la force utile que devra fournir l'actionneur. Il devra à la fois vaincre les efforts dus à la déformation de la membrane mais également vaincre les pressions du fluide pour lui induire un déplacement. Ces forces sont difficiles à évaluer *a priori* car elles dépendent fortement de la mise en œuvre. Par exemple les propriétés mécaniques de la membrane (module de Young, épaisseur,...) influenceront fortement l'actionnement. Du côté fluide, la forme de l'onde imposée à la membrane influera fortement sur la distribution de pression. Par exemple, si l'onde progressive est parfaitement sinusoïdale, se propage parfaitement (hypothèse admise à cette étape de l'étude) et que le fluide n'impose pas de frottement, l'onde entrainera le liquide dans le sens de l'écoulement pour un effort minimal. En revanche, une onde pseudo-progressive (ex. : onde discrétisée) susceptible d'induire des déplacements transverses à l'axe de propagation, perturbera fortement la circulation du fluide et sollicitera l'actionneur en force. Ces pressions sont évaluées à au moins $0.01MPa$ mais seront susceptibles d'augmenter rapidement avec la fréquence et les imperfections de l'onde. A titre de valeur de dimensionnement, une pression moyenne de $0.1MPa$ est admise, et servira au choix de l'actionnement.

Conformément aux hypothèses et aux dimensions énoncées ci-dessus, le débit nécessaire à l'évacuation de la puissance thermique se calcule comme suit (éq.1.1) :

$$Q = \frac{P_t}{\rho c_{peau} \Delta T} \approx 150mL/min \quad (1.1)$$

Avec P_t la puissance thermique à dissiper, ρ la masse volumique de l'eau, c_{peau} la capacité calorifique massique de l'eau et ΔT la différence de température entrée/sortie de l'échangeur.

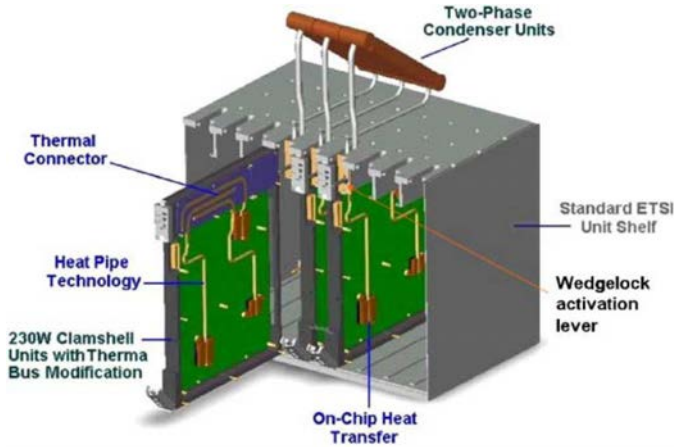


FIGURE 1.5 – Illustration de cartes électroniques disposées en *racks* avec leur système de refroidissement [17]

De même que le débit volumétrique :

$$Q = S v_{onde} = \frac{eL}{2} \lambda f \quad (1.2)$$

Avec v_{onde} la vitesse de l'onde progressive, λ la longueur d'onde et f la fréquence d'actionnement. e représente ici l'épaisseur du canal et L la largeur du canal (Figure 1.6).

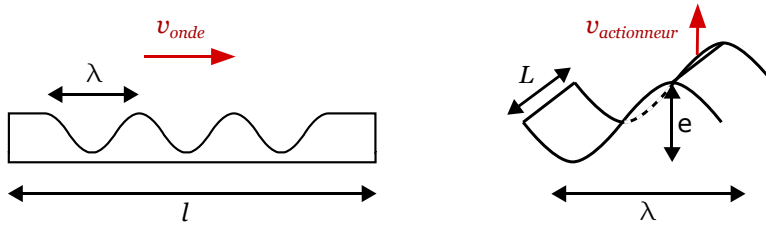


FIGURE 1.6 – Paramètres du dispositif idéalisé

La vitesse de l'actionnement est :

$$v_{actionneur} = 2ef = \frac{4Q}{\lambda L} \approx 0.02m/s \quad (1.3)$$

Le produit amplitude et fréquence de l'onde est donc :

$$ef \approx 0.01m/s \quad (1.4)$$

De manière triviale et en première approximation, le débit est proportionnel à la fréquence et à la hauteur de canal (éq.1.4). Ainsi pour une fréquence basse de $10Hz$, une amplitude de $1mm$ est requise, ce qui représente une déformation de 5% ou $50000ppm$ par rapport à la hauteur disponible. En supposant trois longueurs d'onde sur une longueur l de $5cm$, l'élongation de la membrane sera au minimum de 0.7% , ce qui amène au choix d'une membrane souple (avec une limite élastique élevée).

Pour un choix $f = 10kHz$ et $e = 1\mu m$, la déformation relative tombe à $50ppm$ et l'élongation de la membrane est très faible. La membrane pourra alors être plus rigide, ou rester souple ce qui permettrait d'augmenter le nombre de longueurs d'onde et d'éviter les reflux. Cependant, il ne s'agit ici que d'une évaluation. En effet dans la réalité la réaction du fluide n'est pas parfaitement linéaire avec la fréquence, les phénomènes de frottement fluide et d'inertie interviennent. Cette relation de proportionnalité n'est valable que pour des fréquences de quelques Hertz. En revanche, il serait envisageable de tirer profit de phénomènes de résonance à plus haute fréquence. Ces aspects seront plus particulièrement expliqués dans la partie 1.3.4

Puisque le dispositif repose sur la déformation d'une paroi, plus précisément la génération d'une onde progressive d'amplitude relativement importante au regard des dimensions de la paroi, la difficulté technique est réelle en raison des critères antagonistes que sont une grande déformation au sein d'un domaine restreint et fini. A ce titre, deux solutions pour la déformation d'une membrane souple seront investiguées au cours de ces travaux de thèse.

Afin de se positionner par rapport à la littérature, un état de l'art sur les micro-pompes péristaltiques est présenté ci-après puisqu'il s'agit de dispositifs sensiblement comparables à notre dispositif.

1.2 État de l'art des solutions d'actionnement des micropompes

1.2.1 Classification des micropompes

Dans la littérature le terme de « micro-pompage » désigne à la fois des pompes d'une précision de débit de l'ordre du nL/min [18] ou encore un système de pompage aux dimensions de quelques μm [19]. Mais dans une large mesure, ce terme est utilisé pour décrire une pompe aux dimensions centimétriques produisant des débits pouvant atteindre jusqu'à $1L/min$ [20]. Nous nous intéressons donc à cette dernière définition qui se rapproche de notre cas d'étude.

Rappelons que suivant nos hypothèses, si la déformation relative est grande ($> 90\%$), seul le débit sera le paramètre limitant les performances thermiques. Cet état de l'art a donc pour objectif d'identifier les micropompes susceptibles de produire des débits de plusieurs centaines de mL/min tout en répondant aux contraintes de dimensions et de consommation électrique.

Les différents systèmes de pompage peuvent se distinguer suivant deux catégories; les pompes mécaniques et les pompes non-mécaniques (Figure 1.7).

- Les pompes non-mécaniques induisent un mouvement du fluide sans mouvement de partie solide. Cette catégorie comprend les pompes magnéto-hydro-dynamique (MHD), électro-hydro-dynamique (EHD), électro-phorétique (EP), électro-mouillage (EM), etc. [21].
- Les pompes mécaniques, qui nous intéressent plus particulièrement, sont divisées en trois catégories [20].

Les pompes rotatives telles que les pompes centrifuges ou à engrenages.

Les pompes alternatives telles que les pompes à piston, à plongeur ou à diaphragme.

Et enfin les pompes péristaltiques dont le mouvement des parois d'un canal vient entraîner le fluide. Notre intérêt se portera plus particulièrement sur cette dernière catégorie, dont le fonctionnement peut parfois s'apparenter à celui des pompes alternatives à diaphragme (micropompe à onde forcée discrète).

La très grande diversité des micropompes permet de passer en revue de nombreuses solutions, séparables suivant trois caractéristiques :

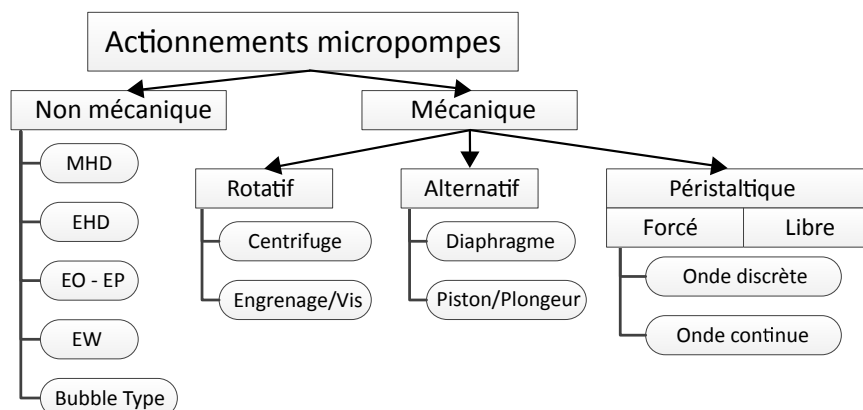


FIGURE 1.7 – Classement des micropompes, inspiré de [20] et [21]

- Tout d'abord elles sont classées suivant leur principe de pompage tel que défini plus haut et illustré sur la figure 1.7 : péristaltique discrète, alternatif à diaphragme, etc.
- Le type de conversion, c'est-à-dire la solution retenue pour convertir l'énergie de départ en mouvement mécanique utile. En effet la source d'énergie exploitable peut se présenter de diverses manières sous forme de chaleur par exemple (nécessairement présente dans les systèmes de refroidissement), de pression, électrique, etc.
- La mise en œuvre de cette conversion pour réaliser le principe de pompage. La flexion d'un bimorphe, l'excitation d'un dispositif résonant, des micromoteurs, etc. sont autant de solutions envisageables.

Nous limiterons l'étude aux micropompes péristaltiques avec une conversion électromécanique de l'énergie et une mise en œuvre ayant fait l'objet d'une étude expérimentale dans la littérature.

Il est important de noter que pour élaborer une comparaison complète et pertinente, chaque solution devrait être mise en perspective suivant sa mise œuvre. En effet de nombreuses réalisations sont possibles pour chaque type de conversion. Idéalement chacune d'entre elles devrait être développée entièrement (réalisation, optimisation) pour réellement déterminer leurs avantages et inconvénients vis-à-vis de l'application. Il est néanmoins possible de prédéterminer les solutions dites pertinentes pour une application. C'est l'aspect qui sera développé dans les sections suivantes.

1.2.2 État de l'art des moyens de conversion électromécanique

Une grande diversité de moyen de conversion électromécanique a d'ores et déjà été utilisée dans le domaine du micro-pompage, en passant par l'exemple commun piézoélectrique à diaphragme [22], [23], [24], [25], [26] à plus original comme la solution péristaltique thermopneumatique [27] ou encore à diaphragme avec électro-mouillage [28].

Ces diverses solutions électromécaniques sont brièvement introduites et discriminées suivant leur principe.

Actionnement par mise en mouvement d'un fluide secondaire

Plusieurs études se sont concentrées sur la mise en mouvement d'un fluide secondaire, qui participe à l'action sur le fluide caloporteur au travers d'une paroi. Ce double circuit fluide permet de disposer des propriétés physiques adéquates pour le fluide d'actionnement, distinctement des propriétés thermiques requises. Il est ainsi possible d'utiliser des moyens non-mécanique tels MHD, EHD [29], EP et EM [28],[30], [31]. Néanmoins ces solutions sont souvent contraignantes ; susceptibles de générer des bulles néfastes, parfois même source d'échauffement supplémentaire, et capables de faibles forces et débits. Ces difficultés conduisent à ne pas retenir ces moyens sophistiqués. Pour plus de détails sur ces dispositifs à fluide secondaire, le lecteur pourra se reporter sur les contributions (Laser and Santiago, 2004 [20]), (Nisar et al., 2008 [21]), (Woiias, 2005 [32]) et (Nguyen et al., 2002 [33]).

Actionnement par effet thermique

Une solution d'actionnement tirant profit de la source thermique peut sembler particulièrement pertinente. Toutefois, il apparait délicat de s'appuyer sur une source d'énergie que l'on cherche à tarir. Certaines études ont été menées en s'appuyant sur une source thermique additionnelle, ce qui bien évidemment ne semble pas judicieux dans un système de refroidissement. En outre, le temps de réponse attendu pour l'actionnement est le plus souvent incompatible avec celui des procédés de conversion thermomécanique.

Voici différents moyens explorés dans la littérature faisant intervenir une source thermique :

- La dilatation d'un gaz en fonction de sa température ou encore la pression engendrée par l'évaporation d'un fluide secondaire peuvent être exploitées pour faire vibrer une paroi [34], [35] [27]. Leur mise en œuvre complexe ainsi que la faible possibilité de contrôle rendent inéligibles ces solutions.
- Un simple bimorphe constitué de deux métaux possédant des coefficients de dilatation différents conduit à une action mécanique [36], mais à la dynamique insuffisante.
- En outre, les alliages à mémoire de forme (AMF) (dont le plus répandu est le Nitinol) sont capables de produire de larges déplacements (jusqu'à 5% de déformation relative) et de grands efforts mécaniques. Le principe repose sur le changement d'état réversible de sa structure austénite à martensite, directement lié à la variation de sa température. La micro-pompe élaborée par (Benard et al., 1998 [37]) présente une réponse dynamique d'environ $1Hz$, très insuffisante pour notre application.

Actionnement polymère électroactif ionique

L'utilisation de polymères électroactifs ioniques (IPMC) (Nafion, Flemion) pour le micro-pompage se justifie principalement pour leur remarquable capacité d'intégration et leur faible consommation électrique. Il s'agit de matériaux souples capables de se déformer lorsqu'ils sont soumis à un potentiel électrique. L'avantage de ces polymères est leur grande déformation pouvant atteindre plusieurs centimètres (jusqu'à 10% d'amplitude relative) sous une tension de seulement quelques Volts. En revanche le temps de réponse dû à la migration lente des ions dans le polymère est faible, de même que les forces mécaniques obtenues. Cette technologie fut mise en œuvre dans (Guo and Asaka, 2003 [38]) et témoigne de capacités mécaniques de l'ordre du milli-Newton pour des fréquences n'excédant pas quelques Hertz. Cette solution est par conséquent incompatible avec l'objectif visé.

Les élastomères diélectriques ont également été étudiés et détaillés dans (Soulimane, 2010 [39]) et (Rosset and Shea, 2013 [40]). D'autres polymères électroactifs, plus marginales et moins performants, sont décrits dans la revue générale (Bar-Cohen, 2001 [41]).

Actionnement électrostatique

L'actionnement électrostatique se distingue de la solution abordée ci-dessus car elle exploite les forces de Coulomb entre des particules chargées. Un déplacement peut être obtenu relativement entre deux électrodes (ou un ensemble d'électrodes) avec une différence de potentiel électrique. Puisqu'il n'y a théoriquement pas de courant (hormis un faible courant de déplacement), cet actionnement présente de très faibles pertes et ce malgré des tensions d'alimentation élevées (quelques centaines de Volt). De plus la taille de l'actionneur se résume à l'épaisseur des électrodes et de l'espace inter-électrode (hors alimentation électrique). Malheureusement les forces développées et les amplitudes de déformation restent faibles. De plus elles sont limitées par une plage utile de tension qui, une fois franchie, conduit au collage des électrodes. Cela rend le contrôle de la déformation impossible dans cette zone. À titre d'exemple la micropompe alternative à diaphragme présentée dans (Zengerle et al., 1995 [42]) atteint un débit de $0.85\text{mL}/\text{min}$ à 800Hz sous 200V et pour une consommation inférieure à 5mW . Plusieurs études de micro-pompe péristaltiques électrostatiques existent mais ne répondent pas à nos objectifs : (Teymoori and Abbaspour-Sani, 2005 [43]) propose une étude théorique d'un design atteignant $10\mu\text{L}/\text{min}$ sous une tension de 20V et 50Hz . (Lee et al., 2016 [44]) propose une solution pour le pompage d'un gaz, les pressions fluides y étant bien moindres. À la vue des faibles amplitudes, ce type d'actionnement devrait être utilisé à haute fréquence pour espérer atteindre les spécifications.

Actionnement magnétique

De nombreux dispositifs de micro-pompage font appel au champ magnétique, créé soit par des aimants permanents, soit par des bobines (électroaimants). L'avantage des aimants permanents est évidemment leur fort champ magnétique. À volume égale, les bobines génèrent des champs magnétiques d'intensité environ 1000 fois plus faible auxquels s'ajoutent des pertes par effet Joule. En revanche un électroaimant offre de larges possibilités de contrôle et un temps de réponse très court. L'énumération ci-dessous tente de faire un état exhaustif des possibilités de conversion électromécanique en utilisant un champ magnétique dans le contexte de micro-pompage.

- Une première solution simple consiste à utiliser un matériau magnétostrictif se déformant sous l'effet d'un champ magnétique extérieur. La magnétostriction est connue depuis le *XIX^{ème}* siècle mais ces matériaux connaissent un développement assez récent du fait de la découverte notamment du Terfenol-D possédant une magnétostriction dite géante car pouvant atteindre 4000ppm de déformation en statique et des pressions de l'ordre de la centaine de *MPa*. En dépit de ces performances mécaniques remarquables, l'inconvénient majeur est la nécessité d'un fort champ magnétique variable et donc d'un électroaimant encombrant.
- Une deuxième solution consiste à utiliser une bobine associée à un noyau magnétique ou à un aimant permanent. Ce type d'actionneur très répandu peut prendre des formes diverses et élémentaires telles qu'un simple solénoïde de contacteur ou d'un haut-parleur (Voice Coil Motors). En utilisant un aimant permanent comme noyau il est possible d'obtenir des forces importantes. De nombreuses micro-pompes alternatives à diaphragme ont été élaborées [45] ayant abouti à des designs optimisés [46] et ayant fait l'objet de comparaisons, notamment avec une solution piézoélectrique (Böhm et al., 1999 [47]). Il ressort de cette étude comparative qu'à performances égales, la solution piézoélectrique (flexion d'un disque piézoélectrique) s'avère bien moins encombrante pour une consommation moindre.
- Le faible coût et la petite taille des mini-moteurs électriques permettent de nos jours d'imaginer divers configurations mécaniques pour déformer une paroi de façon intégré.

La rotation d'un simple arbre à came ou l'intégration d'un moteur électrique à flux axiale sauront offrir des bénéfices séduisants. Ces solutions magnétiques seront davantage développées dans la section 1.2.4 dédiés à la mise en œuvre des solutions envisageables.

Actionnement piézoélectrique

Les matériaux piézoélectriques sont des matériaux à structure cristalline non centrosymétrique ayant la propriété de se déformer sous l'effet d'un champ électrique. Des déformations jusqu'à 2000ppm peuvent être obtenues en statique pour certains cristaux. De plus ce déplacement peut être augmenté en tirant profit de la résonance mécanique de la structure. Ces matériaux présentent une excellente capacité d'intégration et sont couramment employés comme solution au micro-actionnement. Parmi les différentes formes sous lesquelles se présentent les matériaux piézoélectriques [48] (Quartz, le Lithium Niobate $LiNbO_3$, Lithium Tantalate $LiTaO_3$, ou polyvinylidene fluoride – PVDF, etc.), les céramiques Titano-Zirconate de Plomb $PbZr_xTi_{1-x}O_3$, connues sous le nom PZT, disposent du meilleur compromis entre performances mécaniques et consommation électrique. Leur déformation peut atteindre jusqu'à 2000ppm [49] sous l'action d'un fort champ électrique au-delà du kV/mm . Elles sont rigides et développent une pression importante en revanche leur efficacité est inférieure à celle des cristaux à faible élongation (Quartz).

Pour accroître les déplacements, il est possible de faire appel à un agencement d'électrodes permettant d'augmenter le champ électrique appliqué à la céramique. Par exemple des électrodes inter-digitées réparties en surface du matériau peuvent exploiter un couplage électromécanique longitudinal (d_{33}) ou transverse (d_{31}). Il existe également des agencements de céramiques massives multicouches, appelés « stack » qui exploitent le couplage longitudinal. Généralement ces solutions produisent malgré tout des déplacements insuffisants et de larges forces au vue des applications, c'est la raison pour laquelle il est souvent fait appel à une structure mécanique capable d'amplifier les déplacements (ex : bras de levier ou flexion de corps déformables [50]). Ces mises en œuvre seront davantage développées dans la section 1.2.4.

Ces matériaux piézoélectriques présentent toutefois quelques inconvénients :

- Malgré les multiples possibilités d'agencement, leur déplacement reste limité ou affecte les capacités d'intégration.
- Ils requièrent une alimentation électrique relativement haute tension (pouvant aller jusqu'à quelques kV) et, du fait de leur nature diélectrique, constitue une charge capacitive, pouvant être préjudiciable à l'étage de conversion électrique. Néanmoins cette dernière contrainte tend à disparaître avec le développement des solutions électroniques spécifiquement développée pour cette nature d'actionneurs.
- Le matériau ferroélectrique le plus courant contient du plomb (PZT). Selon la législation européenne RoHS (*Restriction of Hazardous Substances*) tout composant contenant plus de 0.1% de masse de plomb est sujet à restriction. Les matériaux piézoélectriques les plus performants en contiennent plus de 60%. Cependant à ce jour, les céramiques et verres piézoélectriques ne sont pas soumis de ces interdictions. La première raison est la faible toxicité de la forme céramique du plomb, mais également qu'il n'existe pas encore d'alternatives viables sans plomb. C'est la raison pour laquelle de nombreuses recherches sont menées pour développer d'autres solutions [51], notamment pour leur mise en œuvre dans les domaines du positionnement et des capteurs [52].

Comparaison des conversions électromécaniques

La figure suivante présente une comparaison entre les différentes solutions d'actionnement (Figure 1.8), au regard de leurs performances en force, déplacement et leur dynamique.

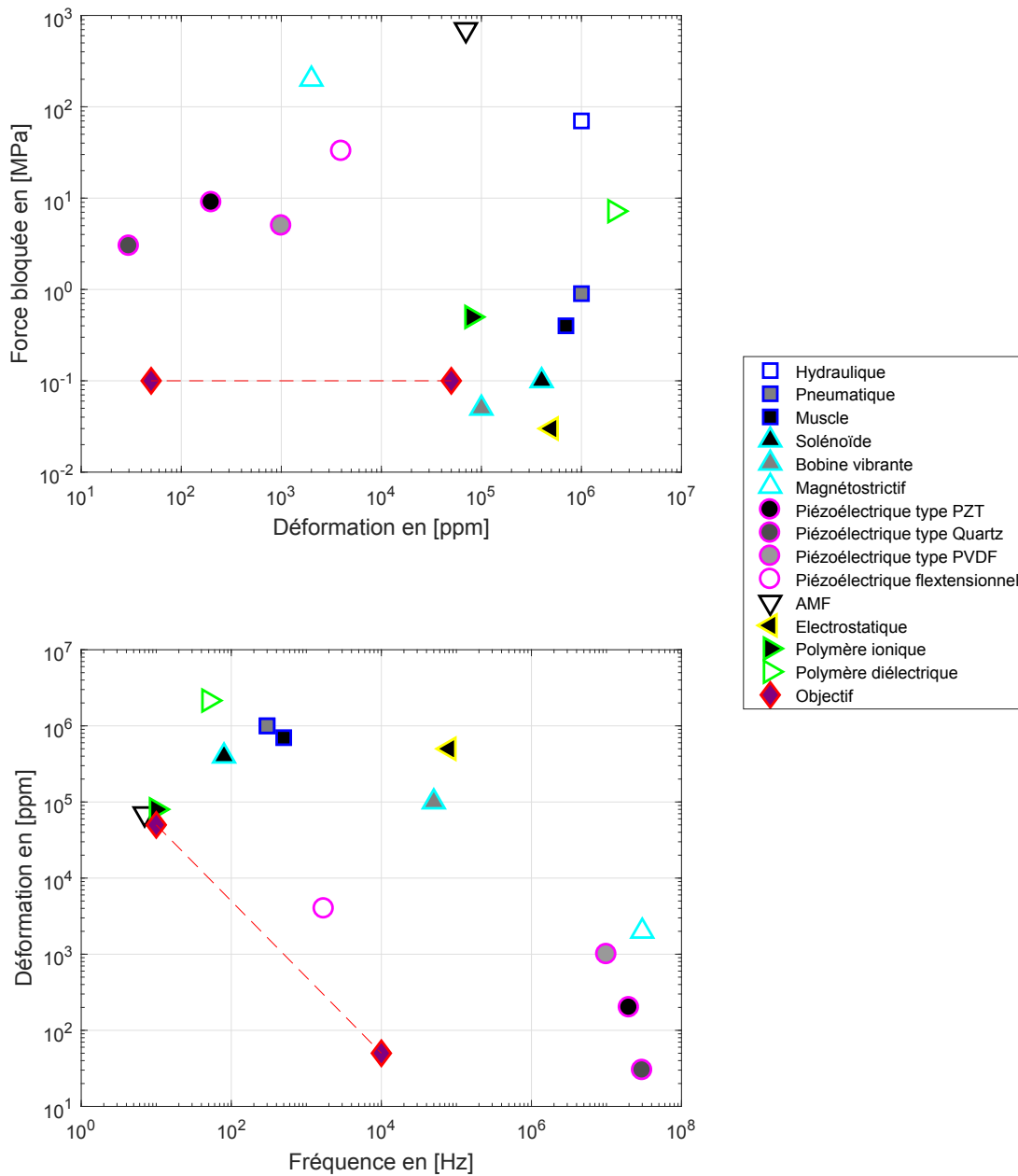


FIGURE 1.8 – Comparaison des force bloquée, déformation et fréquence produites par différent type d'actionneur (Huber et al., 1997 [48]) (Bar-Cohen, 2000 [49])

Ces figures permettent une comparaison objective de nombreuses technologies avant toute mise en œuvre particulière ou étage d'alimentation associé. Rappelons pour cadrer l'analyse que l'application nécessite des taux de déformation de $5 \cdot 10^{-2}$ à 10 Hz ou $5 \cdot 10^{-5}$ de déformation à 10 kHz (éq.1.4). Par ailleurs la pression mécanique développée doit être supérieure à 0.1 MPa .

Les valeurs indiquées sur la figure 1.8 sont des extrêmes. Le plus souvent force et déplacement sont corrélés et ne peuvent pas atteindre leur valeur maximale simultanément. De plus ces valeurs sont approximatives et surévaluées, susceptibles de diminuer d'un facteur 100 ou

d'augmenter d'un facteur 10 suivant leur mise en œuvre.

Les objectifs du dispositif étant matérialisés sur ces figures, il est possible d'écarter les solutions à polymère ionique et à alliage à mémoire de forme pour des raisons dynamiques ainsi que les solutions électrostatique et électromagnétique pour leur force insuffisante.

En revanche, les solutions piézoélectriques semblent répondre au besoin que ce soit en déformation ou en force, à des fréquences élevées. La solution magnétostrictive semble également satisfaisante, mais doit être mise en perspective de l'encombrement global incluant la source magnétique.

Dans cette section les avantages et inconvénients de chaque technologie ont été décrits succinctement dans le but de déterminer les solutions envisageables. Cette étude préliminaire s'est limitée à l'étude des actionneurs sans mise en œuvre spécifique et en considérant une onde progressive idéalisée. Il demeure nécessaire d'étudier les différentes manières d'agencer cette technologie pour produire la fonction de pompage péristaltique attendu. La partie suivante s'attèle à décrire les différentes solutions techniques choisies et développées dans la littérature.

1.2.3 Variété des principes de pompage péristaltique

Dans cette section sont décrits et classés les principes de pompage péristaltique. Les principes resteront ici généraux tandis que des exemples concrets seront exposés plus en détail dans la section suivante (1.2.4) s'intéressant à la mise en œuvre.

Classement

Nous proposons de diviser les pompes péristaltiques suivant qu'elles font appel à une onde progressive libre ou forcée, d'allure continue ou discrète (vocabulaire inspiré de (Hernandez et al., 2010 [53])) (Figure 1.9).

- L'onde progressive est dite libre (ou naturelle) lorsqu'un ou plusieurs actionneurs créent une onde mécanique qui se propage librement dans la membrane suivant soit un mode d'onde de plaque ou de surface. Son fonctionnement est dynamique et le plus souvent résonnant.
- Le pompage péristaltique est dit à onde forcée lorsque l'actionnement est distribué sur toute la longueur de propagation de sorte à ce que chaque profil de déformation à chaque instant puisse être obtenu en quasi-statique (même si les actionneurs peuvent exploiter des résonances pour augmenter leur déplacement).
- L'onde forcée sera dite discrète lorsque la déformation sera obtenue par le déplacement coordonné d'un ensemble d'actionneurs se déplaçant suivant l'axe normal à la surface de la paroi déformable. Cette mise en œuvre s'illustre notamment par exemple dans les dispositifs à plusieurs chambres avec diaphragmes en série [54].
- À l'inverse, l'onde forcée sera dite continue lorsque l'actionneur aura une contribution uniformément répartie et associée à un mouvement longitudinal, dans la direction de propagation de l'onde (cas des pompes péristaltique à galets classiques).

Ces différentes approches conduisent à des avantages et difficultés propres à chacune d'elles pour leur implantation dans un pompage péristaltique :

- Les pompes péristaltiques à onde libre présentent des soucis de comportement aux limites du domaine. Amortissement, réflexion d'onde ou encore nécessité de fixation sont problématiques, notamment avec les solutions exploitant les modes de résonance de la structure. Pour que l'onde soit homogène sur toute la surface, des agencements spécifiques d'amortissement ou d'excitation « émulent » le comportement d'un milieu infiniment long pour s'affranchir de ces effets néfastes à sa forme propagative purement sinusoïdale. Les ondes forcées ne présentent *a priori* pas ces désagréments. La difficulté réside dans la création d'une onde progressive, par la superposition de deux ondes stationnaires. Il existe différentes manières de produire cette onde, soit par l'excitation simultanée de modes de déformations stationnaires différents [55], soit par l'excitation de deux ondes stationnaires identiques mais déphasées convenablement dans le temps et l'espace. Techniquement il est difficile de propager peu de longueurs d'ondes dans le milieu. Le domaine de propagation étant de faibles dimensions, il s'en suit des amplitudes de déformations faibles.
- Les ondes forcées discrètes s'éloignent nécessairement de l'allure idéale d'une onde progressive purement sinusoïdale. Le principe est de discrétiser l'onde avec une répartition d'actionneurs en série. Ce type de micropompe ne fait en générale intervenir que peu d'actionneurs (3 ou 4) pour des raisons d'encombrement, ce qui ne discrétise pas suffisamment pour assurer une allure continue satisfaisante. Dans le cas extrême des points de fixations de la paroi séparent les actionneurs. Ces segments de chambre de pompage sans

déformation engendrent notamment des problèmes de reflux de débit. Ces effets néfastes sur le mouvement fluide (reflux, fortes pressions) seront démontrés au chapitre suivant.

- Pour le pompage péristaltique à onde continue, une solution courante consiste à faire courir un organe indenteur (galets) le long de la paroi pour la déformer. Le passage de l'actionneur doit être cyclique, mouvement facilement obtenu avec un excentrique. Malheureusement cette solution est souvent encombrante, source de frottement et donc d'usure et présente peu de paramètres de commande. En revanche, si les actionneurs sont fixés à la membrane et la déforme longitudinalement, il est alors induit une flexion de celle-ci. Cette onde présente un bien meilleur facteur de forme, toutefois il demeure difficile de loger plusieurs longueurs d'onde dans un domaine fini centimétrique avec des amplitudes de plusieurs centaines de μm . La forme de ce type d'onde engendre moins d'effets néfastes que les ondes discrétisées précédentes.

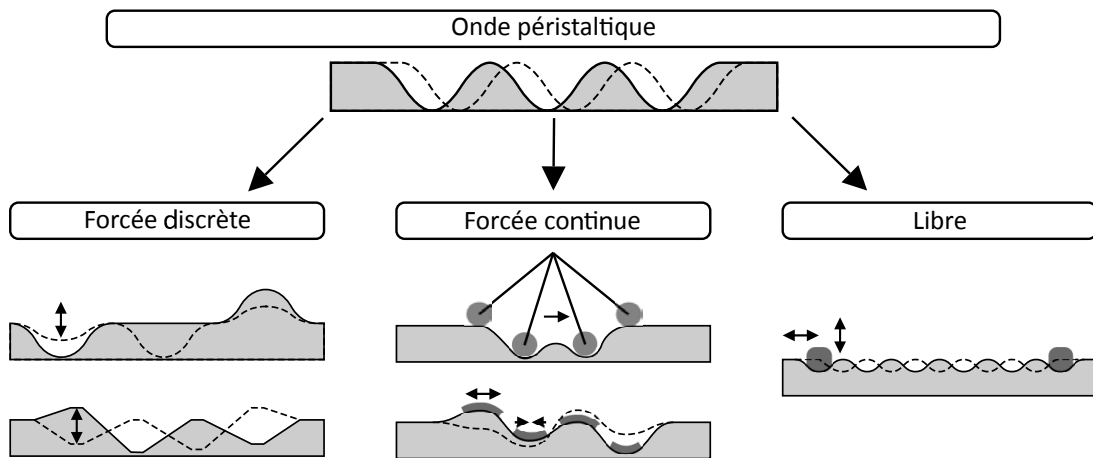


FIGURE 1.9 – Catégories des micropompes péristaltiques

1.2.4 État de l'art des micropompes péristaltiques

Dans cette section seront présentés des exemples de micropompes distingués suivant les différents principes d'actionnement introduits précédemment.

Micropompe à onde libre

Comme présentés plus haut, les micropompes à onde libre exploitent la propagation d'une onde mécanique, ce qui implique un fonctionnement à fréquence élevée puisqu'elle repose généralement sur les modes de résonance mécaniques de la structure.

Ainsi la micropompe présentée (Hernandez et al., 2013 [56]) (Figure 1.10) utilise deux actionneurs piézoélectriques massifs, de type transducteur de Langevin, judicieusement disposés sur une poutre métallique. Les extrémités de cette poutre sont laissées volontairement libres pour minimiser les effets de bords et améliorer la transmittance mécanique. Afin de créer une onde progressive, deux modes de flexion dont les fréquences propres sont proches, sont excités en même temps. L'onde ainsi créée est une onde plane progressive de volume (FTPW *Flexural Traveling Plate Wave*).

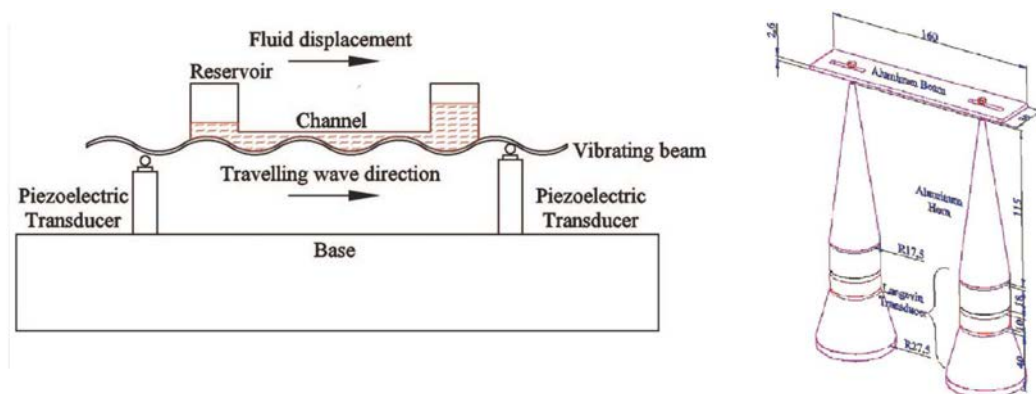


FIGURE 1.10 – Micropompe péristaltique à onde libre présentée par (Hernandez et al., 2013 [56])

Cette micropompe [56] atteint des performances notables avec un débit de $13.6\text{mL}/\text{min}$ pour un fonctionnement à 10kHz , cette valeur étant imposée par les dimensions et les matériaux du système. Quant à l'amplitude de l'onde, elle atteint $7\mu\text{m}$. La tension d'alimentation des actionneurs est de 80V_{pp} pour une consommation totale de 10W . L'encombrement total du dispositif est de $160 \times 200 \times 50\text{mm}^3$. L'inconvénient intrinsèque majeur à cette solution est de ne pas disposer de moyen de réglage en fréquence. De plus les performances demeurent insuffisantes pour l'application visée de même que la consommation et l'encombrement. A noter que cette consommation est essentiellement due aux pertes dans la transmission de l'action mécanique au solide.

Reposant sur un principe similaire à ceux à l'œuvre dans les moteurs piézoélectriques à onde progressive, divers micropompes linéaires [57] ou annulaires [58] [59] ont été développées (Figure 1.11). Ce principe a notamment fait l'objet d'un dépôt de brevet dès 1996 [60]. L'idée consiste à compresser deux parties métalliques l'une contre l'autre et de les mettre en vibration de façon à créer une onde progressive, grâce à des céramiques piézoélectriques fixées et alimentées judicieusement. Les deux actionneurs piézoélectriques distants de $1/4$ de longueur d'onde propagent deux ondes sinusoïdales stationnaires déphasées de 90° .



FIGURE 1.11 – Micropompe péristaltique à onde libre présentée par (Kim et al., 2009 [57])

Les performances de cette micropompe linéaire [57] atteignent un débit de $118\mu\text{L}/\text{min}$ à 50kHz , pour une amplitude d'onde d'à peine $0.35\mu\text{m}$ sous une tension d'alimentation de 200V_{pp} . 4 longueurs d'onde sont finalement propagées sur 40mm . L'encombrement du dispo-

sitif sans l'étage d'alimentation est de $20 \times 70 \times 5mm^3$. Cette solution s'avère relativement compacte, avec une fréquence opérationnelle élevée qui permet de compenser la très faible amplitude d'onde. Néanmoins les débits dont fait état la littérature restent inférieures au mL/min . Selon un principe similaire (Miyazaki et al., 1991 [61]) propose une plaque bimatériaux, composée à la fois de céramiques piézoélectriques et de partie non-piézoélectriques. Avec une topologie et un agencement adéquat des électrodes, elle vient directement se déformer pour produire l'onde progressive (Figure 1.12).

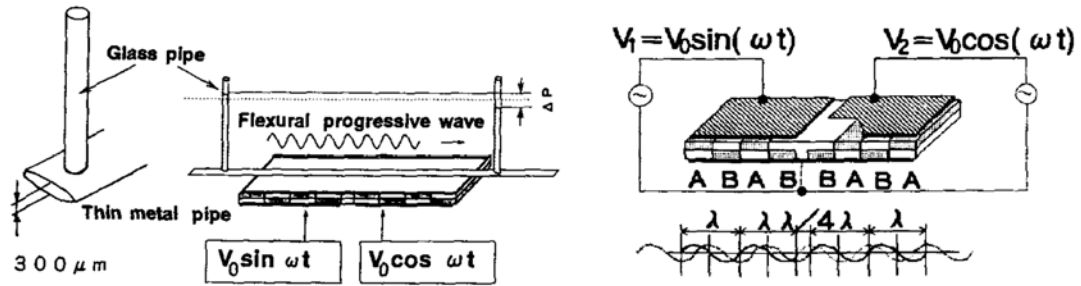


FIGURE 1.12 – Micropompe péristaltique à onde libre présentée par (Miyazaki et al., 1991 [61])

Les performances obtenues [61] sont de $1.2mL/min$ à $35.4kHz$ pour une amplitude d'onde de $0.5\mu m$ sous une tension d'alimentation de $40V_{pp}$. Les dimensions du dispositif sont $20 \times 50 \times 0.6mm^3$. Les auteurs affirment que des amplitudes plus importantes sont atteintes en l'absence de liquide et que la présence de celui-ci les atténue fortement. De plus la présence de l'eau modifie fortement la fréquence optimale qui, dans le cas « à vide » atteint $5\mu m$ à $9.4kHz$ tandis qu'elle passe à $0.16\mu m$ à $57kHz$ en présence du fluide. Ces observations attestent d'un fort couplage fluide-structure. Malgré les améliorations qu'apporte cet actionnement par rapport au précédent, les débits et amplitudes demeurent trop faibles.

L'article (Luginbuhl et al., 1997 [62]) présente un dispositif original basé sur une architecture proche de celles employées dans les filtres BAW (*Bulk Acoustic Wave*) mais ici appliquée au transport de particules et au pompage (Figure 1.13). Les deux actionneurs piézoélectriques inter-digités sont alimentés déphasés pour produire l'onde progressive requise.

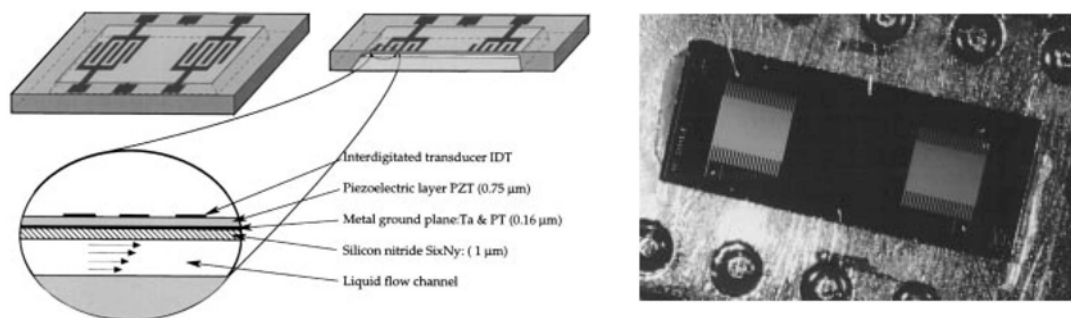


FIGURE 1.13 – Micropompe péristaltique à onde libre présentée par (Luginbuhl et al., 1997 [62])

Les performances atteintes avec ce dispositif [62] sont de $0.255\mu L/min$ à $3MHz$, l'am-

plitude restant inférieure au $0.1\mu m$ pour une tension d'alimentation de seulement $8V_{pp}$. Les dimensions sont de $2 \times 8 \times 0.01mm^3$ ce qui en fait un dispositif à très forte capacité d'intégration. La longueur d'onde est ici de $0.1mm$ pour un canal de $3.5mm$ de long, ce qui conduit à 35 longueurs d'onde sur toute la longueur .

La solution proposée par (Nakahara et al., 2013 [63]) remédie au problème de faibles amplitudes en proposant de s'appuyer sur un étage d'amplification hydraulique (Figure 1.14). Le principe est d'utiliser un liquide secondaire, forcé à s'épancher au travers d'un « entonnoir », ayant pour conséquence l'amplification de l'amplitude de déformation. En outre elle présente l'avantage de n'utiliser qu'un seul actionneur piézoélectrique produisant la flexion d'une poutre en porte-à-faux.

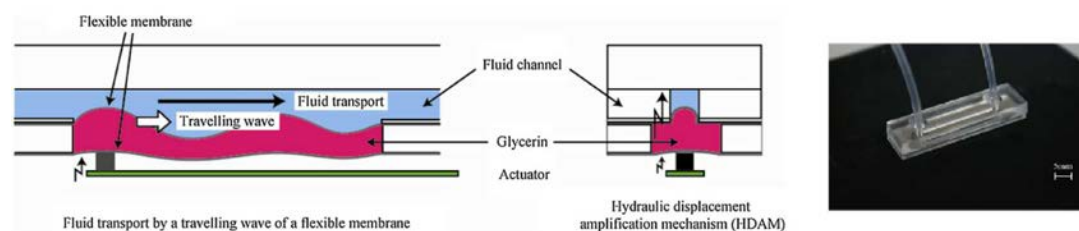


FIGURE 1.14 – Micropompe péristaltique à onde libre présentée par (Nakahara et al., 2013 [63])

Les performances de [63] sont de $1.5mL/min$ à $210Hz$, pour une amplitude de $300\mu m$ et une consommation électrique de $180mW$. Ces dimensions sont $36 \times 10 \times 5mm^3$. Par comparaison aux solutions précédemment présentées, l'amplitude de déformation est bien plus grande tandis que la fréquence reste inférieure au kHz . Cette solution est relativement compacte. En revanche l'utilisation d'un seul actionneur provoque un fort amortissement de l'onde, ce qui affecte le débit. De plus le principe d'amplification hydraulique est difficilement généralisable à un canal de grande largeur.

En conclusion, la plupart des micro-pompes à onde libre utilisent des actionneurs piézo-électriques. Leurs limitations principales sont la faible amplitude de déformation et la haute fréquence. De plus, la génération d'une onde progressive libre ne permet pas de contrôler de fréquence, ce qui empêche le contrôle distinctif du débit et du coefficient de transfert. Ajoutons que le liquide influence fortement l'onde acoustique de par l'impédance qu'il apporte (amortissement, changement de fréquence de résonance) ce qui affecte nécessairement le débit.

Micropompe à onde forcée discrète

Cette section traite tout particulièrement des micro-pompes à onde forcée discrète. Le principe est de répartir une série d'actionneurs à la surface de la paroi en lui imposant une déformation suivant la normale à cette surface. Alimentés successivement, ils produisent un mouvement péristaltique. Lors d'une mise en configuration où les actionneurs voisins sont liés par un segment de membrane fixe, ce fonctionnement est comparable à une série de pompes alternatives à diaphragme.

L'exemple le plus courant consiste à utiliser des disques ou diaphragmes piézoélectriques. Plusieurs de ces micropompes alternatives à diaphragme sont disponibles dans le commerce [64],[65] (Figure 1.15). Ils présentent l'avantage d'une hauteur faible, de consommer peu d'énergie et de produire un débit relativement conséquent.

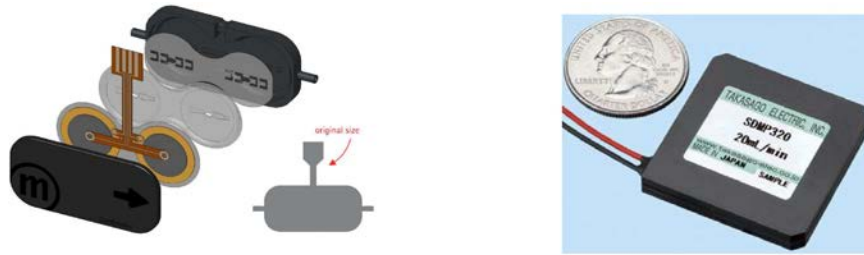


FIGURE 1.15 – Micropompes commerciales alternative à diaphragme piézoélectrique. À gauche 2 chambres de pompages [64] ; à droite 1 chambre de pompage [65]

Les articles [24], [54] et [66] proposent tous des architectures à trois disques piézoélectriques en série. Même si le mouvement est dit péristaltique par leurs auteurs, la déformation à l'œuvre est loin d'être comparable à une onde progressive. Ils reposent essentiellement sur une succession de chambres permettant le passage du fluide lorsque les diaphragmes sont activés. Ils jouent le rôle de l'organe de suction puis de valve anti-retour (Figure 1.16), (Figure 1.17).

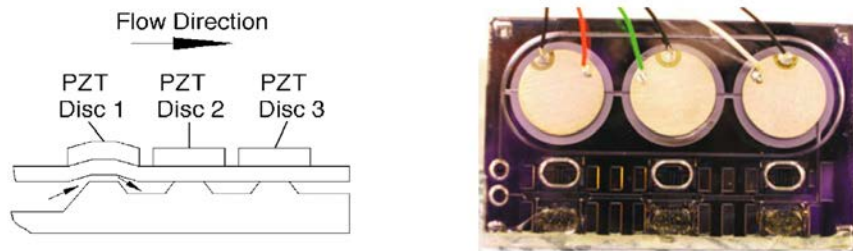


FIGURE 1.16 – Micropompe péristaltique piézoélectrique à onde forcée discrète présentée par (Husband et al., 2004 [54])

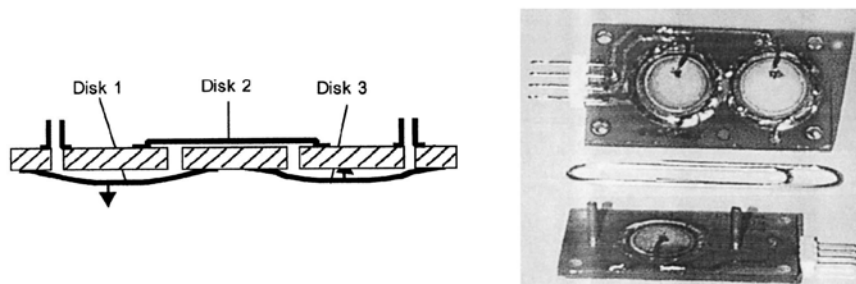


FIGURE 1.17 – Micropompe péristaltique piézoélectrique à onde forcée discrète présentée par (Nguyen and Huang, 2001 [24])

Les meilleures performances obtenues [24] sont de $3mL/min$ à $50Hz$ sous une tension d'alimentation de $200V$. L'amplitude maximale de déplacement est de $22\mu m$. L'encombrement du dispositif, sans étage d'alimentation, est d'environ $35 \times 20 \times 5mm^3$.

Sur un principe comparable, l'article (Nguyen and Goo, 2008 [67]) propose une micropompe

utilisant trois actionneurs piézoélectriques rectangulaires (Figure 1.18) intégrés en série à une membrane. Ils vont successivement fléchir pour induire un mouvement péristaltique. L'onde ainsi créée peut s'apparenter à une onde progressive, même si la discrétisation est faible.

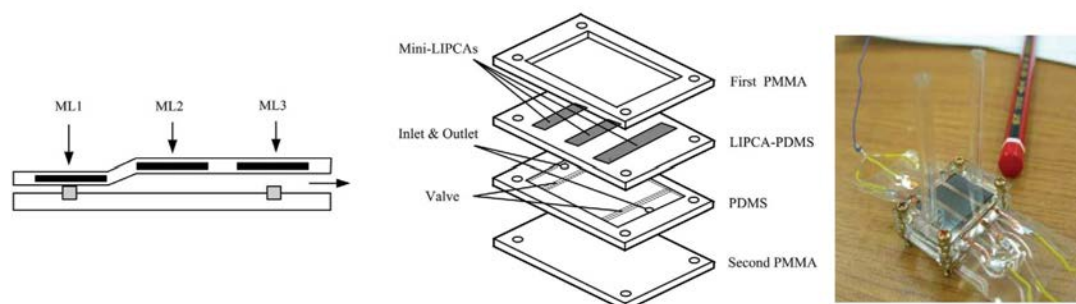


FIGURE 1.18 – Micropompe péristaltique piézoélectrique à onde forcée discrète présentée par (Nguyen and Goo, 2008 [67])

Cette solution [67] atteint un débit de $0.9\text{mL}/\text{min}$ à 60Hz pour une tension d'alimentation de 160V_{pp} et le déphasage électrique entre les actionneurs est de 120° . Cette disposition particulière apparaît naturelle lorsqu'il s'agit de générer une action périodique à l'aide de trois éléments. Toutefois celle-ci sera largement discutée dans le chapitre 2 au regard des performances atteintes pour toutes autres valeurs de déphasage.

La consommation électrique de cette pompe est de 45mW , tandis que l'amplitude des actionneurs à vide atteint $80\mu\text{m}$. L'encombrement du dispositif est de $20 \times 16 \times 4\text{mm}^3$ (sans étage d'alimentation). Cette pompe est très compacte, consomme peu et *a priori* produit des déplacements importants. Néanmoins le débit reste faible eu égard au débit théorique calculé avec ses dimensions et ses performances d'amplitude et de fréquence. De forts effets d'interactions fluide structure semblent être en jeu, même si les raisons précises doivent encore être élucidées.

Un dernier exemple de micropompe discrète piézoélectrique (Zhang et al., 2011 [68]) repose sur une série de quatre poutres en flexion bimorphe (Figure 1.19). À l'extrémité des poutres se trouve le micro-canal de pompage, bien plus petit que les actionneurs. Cette architecture en bras de levier permet d'amplifier les déplacements des actionneurs piézoélectriques par flexion, au prix d'un encombrement important au regard de la zone active.

Les performances obtenues [68] sont de $33\mu\text{L}/\text{min}$ à 1437Hz avec la présence d'un canal en dent de scie afin d'augmenter le débit et orienter le flux. La tension d'alimentation est de 26V et l'encombrement du dispositif est de $25 \times 15 \times 5\text{mm}^3$.

S'appuyant sur une technologie totalement différente, deux exemples de micropompes thermopneumatiques sont élaborées et détaillées par [27] et [69]. Ils reposent sur la déformation d'une membrane obtenue par la dilatation d'un gaz piégé dans une chambre, et soumis à un élément chauffant piloté. (Yang and Liao, 2009 [69]) présente notamment une comparaison entre plusieurs solutions faisant intervenir 3, 5 ou 7 chambres en série. Les résultats démontrent que le nombre de chambre n'améliore pas le débit maximum mais permet de limiter le phénomène de reflux lorsqu'une contre pression s'oppose à l'écoulement. La contre-pression peut ainsi être augmentée de 20% ce qui traduit simplement une augmentation de la puissance hydraulique de la pompe. Cette technologie souffre de plusieurs inconvénients rédhibitoires pour un système de refroidissement : tout d'abord le pilotage de la déformation par l'ajout d'éléments chauff-

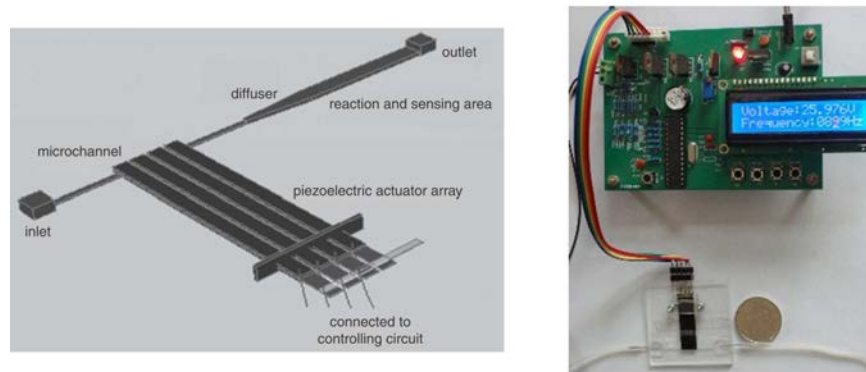


FIGURE 1.19 – Micropompe péristaltique piézoélectrique à onde forcée discrète présentée par (Zhang et al., 2011 [68])

fant apparaît inapproprié. Ensuite il existe une forte dépendance aux échanges thermiques avec le fluide, ainsi qu'une limitation intrinsèque à la dynamique des grandeurs thermiques. A ce propos, la déformation peut atteindre la valeur de $100\mu m$ en statique tandis qu'elle chute à $10\mu m$ lors d'un fonctionnement à $2Hz$. Pour limiter l'effet de l'environnement thermique, (Chia et al., 2011 [27]) propose de déporter le canal fluide (Figure 1.20). Avec cette version optimisée la température de la membrane n'augmente que de $10^{\circ}C$, ce qui tend à améliorer la performance de pompage, restant néanmoins très insuffisante.

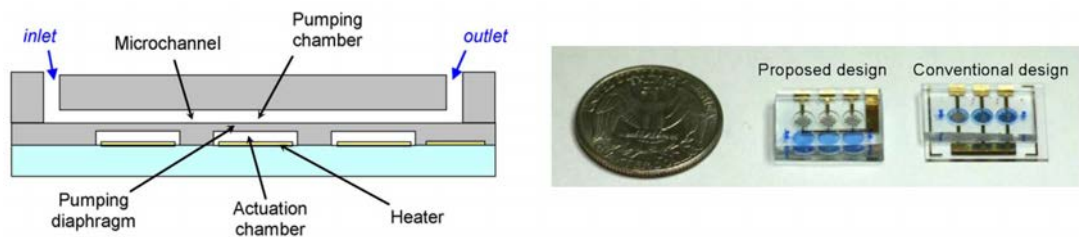


FIGURE 1.20 – Micropompe péristaltique thermopneumatique à onde forcée discrète présentée par (Chia et al., 2011 [27])

Les performances de la version optimisée de [27] sont de $20\mu L/min$ à $1.2Hz$ et une tension de $9V$. L'encombrement est de $16 \times 18 \times 5mm^3$. Cette solution ne sera pas retenue pour notre application compte tenu de la faible fréquence opérationnelle et la présence d'éléments chauffant additionnels.

L'article (Lee et al., 2016 [44]) décrit une micropompe à force électrostatique (Figure 1.21) composée de 4 éléments actifs en série. La membrane flexible dispose de 4 électrodes rectangulaires intégrées, tandis que l'électrode de masse est située en regard, au fond du canal. Compte tenu du principe en vigueur, les forces sont significatives si le potentiel électrique est élevé et pour une distance inter-électrode faible. De même des dispositions particulières doivent être prises pour assurer l'isolation électrique entre les électrodes, assurées par des dépôts isolants à leur surface. Cet article s'attèle particulièrement à l'étude de l'influence de différents signaux de contrôle sur la performance en débit, notamment pour surmonter les difficultés de contrôle de ce type d'actionneur.

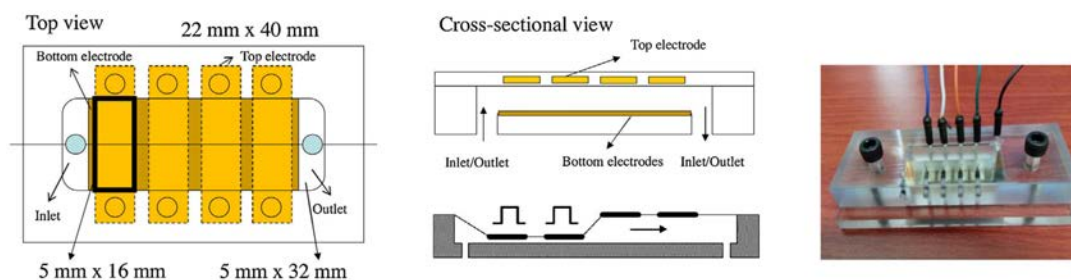


FIGURE 1.21 – Micropompe péristaltique électrostatique à onde forcée discrète présentée par (Lee et al., 2016 [44])

Les performances maximales atteintes par [44] avec du gaz sont de $136\mu L/min$ à $15Hz$ sous une tension d'alimentation de $90V$. L'amplitude de déformation atteint une dizaine de μm et l'encombrement total du dispositif, sans étage d'alimentation, est de $22 \times 40 \times 1mm^3$. Bien que rien ne s'oppose au pompage d'un liquide, il n'a pas été trouvé d'article faisant état d'une telle mise en œuvre d'essai avec cette technologie. Quoiqu'il en soit, les performances soulignées par ces essais ainsi que les limites opérationnelles en amplitude et en fréquence conduisent à écarter cette solution qui dispose toutefois d'une excellente capacité d'intégration.

Pour finir ce tour d'horizon des exemples technologiques discutés dans la littérature, [70] et [71] présentent deux micropompes péristaltiques électromagnétiques. Le principe est élémentaire et repose sur la mise en rotation d'un arbre à came magnétique. Un mini moteur DC emmène en rotation l'arbre à came sur lequel sont disposés des aimants à la polarisation judicieusement orientée. En vis-à-vis de ces aimants en rotation sont disposés d'autres aimants dont le seul degré de liberté est un mouvement de translation qui, sous l'effet de l'attraction et répulsion des aimants sur l'arbre, emmènent une membrane à se déformer. Pour (Shen et al., 2011 [70]) l'axe de rotation est situé sous le canal et anime 3 chambres en série bien distinctes (Figure 1.22) tandis que (Ye et al., 2014 [71]) présente un axe de rotation situé au-dessus des aimants permanents et dispose de 4 chambres proches les unes des autres (Figure 1.23).

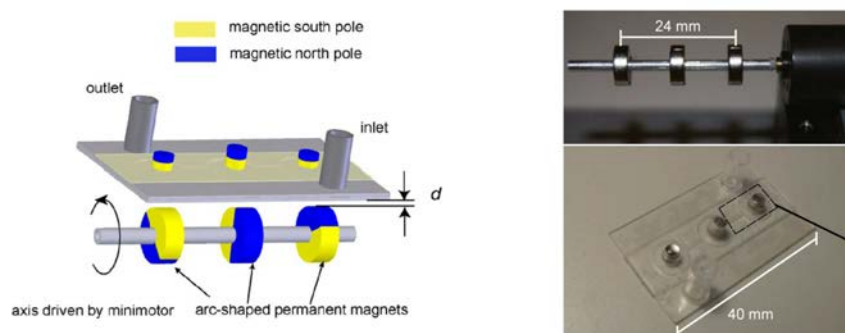


FIGURE 1.22 – Micropompe péristaltique électromagnétique à onde forcée discrète présentée par (Shen et al., 2011 [70])

Les performances de [70] sont de $2.4mL/min$ à $12Hz$ et $0.7V$ de tension. La consomma-

tion électrique du moteur de $10mW$ est remarquablement faible, et l'ensemble conduit à un encombrement minimal $60 \times 20 \times 10mm^3$ (moteur DC compris).

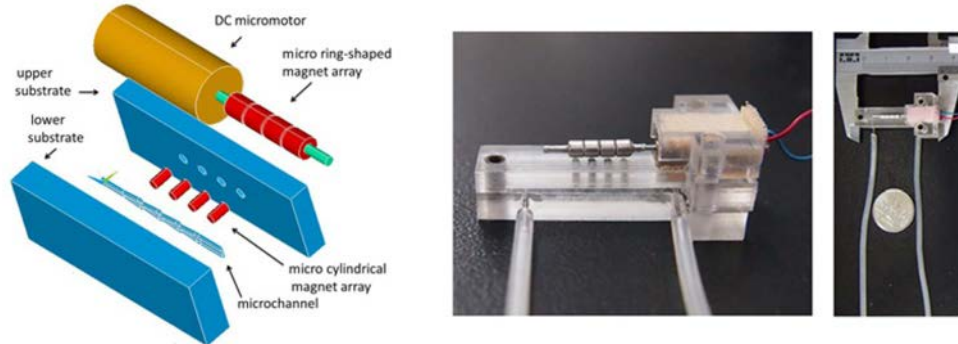


FIGURE 1.23 – Micropompe péristaltique électromagnétique à onde forcée discrète présentée par (Ye et al., 2014 [71])

Bien que le principe soit très proche, les performances de [71] sont bien inférieures à l'exemple précédent, le débit maximal étant seulement de $185\mu L/min$ à $1430Hz$ pour un moteur DC alimenté à $3.7V_{pp}$. De plus la puissance électrique est bien supérieure ($185mW$), mais peut probablement faire l'objet d'une amélioration par un choix plus approprié de motorisation. L'encombrement total est de $35 \times 20 \times 20mm^3$. Ce dispositif fonctionne en haute fréquence et peut se comparer à la solution bimorphe piézoélectrique de (Zhang et al., 2011 [68]) puisque tous deux déforment un microcanal à asymétrie de pertes de charge. Cette comparaison est alors en faveur de la solution par arbre à came magnétique.

Pour expliquer la différence importante de performances entre les deux solutions à arbre à came magnétique de [70] et [71], plusieurs explications sont avancées : tout d'abord la force d'attraction des aimants est plus forte que celle de répulsion. Or, vu du côté du canal déformable, sa fermeture requiert plus de force que son ouverture, en raison de la pression fluide s'opposant au mouvement de la paroi. C'est la raison pour laquelle la configuration où le canal est « pincé » par attraction des aimants paraît meilleure. En outre, sans même considérer les propriétés magnétiques des aimants employés ; l'agencement des aimants, la limitation des fuites interpolaires et la réduction des distances entre aimants apparaissent bien plus en faveur de la solution de [70]. La répartition angulaire des aimants doit notamment être effectuée de façon à minimiser les à-coups de couple sur le moteur pour lui offrir un fonctionnement nominal. Pour finir, les dimensions du canal actif sont très différentes entre les deux solutions, ce qui engage un volume de fluide bien plus faible dans le second cas.

La simplicité de ces solutions à arbre à came entraîne nécessairement quelques limitations : la principale étant l'impossibilité d'agir sur le déphasage entre l'action de chaque aimant. Or nous verrons par la suite que le choix de ce déphasage est d'une part, non trivial, mais qu'en plus il peut servir de moyens de contrôle pertinent pour agir distinctement sur le coefficient de transfert ou le débit. A noter également l'indéniable avantage de cette structure qui permet d'engager des forces importantes, un encombrement raisonnable et une facilité de mise en œuvre comparée aux autres solutions d'actionneurs localisées.

Micropompe à onde forcée continue

Cette section s'intéresse finalement aux différents exemples de micropompes à onde forcée continue. Comme expliqué précédemment, le ou les actionneurs produisent un mouvement dans la direction de propagation de l'onde. Deux cas sont alors distingués ; soit il y a un déplacement de

l'actionneur à la manière des pompes péristaltique à galets, soit il y a une action de déformation et flexion induite au sein même de la membrane.

Solutions à galets

Les micropompes péristaltiques commerciales [72] (Figure 1.24), qui consistent simplement en un mini-moteur mettant en mouvement des galets excentrés [73], ne permettent pas en l'état de déformer une membrane plane. Toutefois, il existe des architectures basées sur ce même principe et capable d'agir sur un plan, notamment en déformant un canal au parcours circulaire. Ainsi pour agir sur ce canal, deux solutions se distinguent ; soit les galets sont mus par la rotation d'un mini moteur, soit un stator spécifique est conçu et disposé en regard du canal.

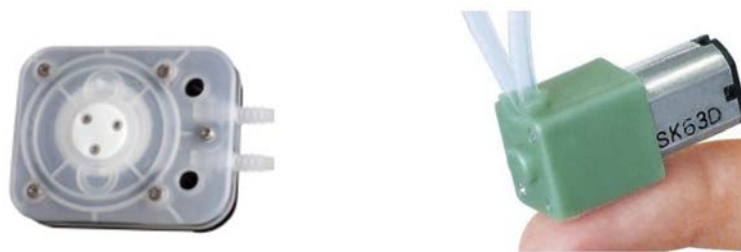


FIGURE 1.24 – Micropompes commerciales péristaltiques électromagnétiques à galets. À droite Aquatech RP-K ; à gauche Aquatech RP-Q1 [72]

La solution originale à mini-moteur proposée par (Kim et al., 2006 [74]) et (Lee et al., 2011 [75]) fait intervenir un ferrofluide en lieu et place du galet (Figure 1.25). Ce choix est vraisemblablement motivé par le besoin de minimiser l'usure et les frottements induits par la circulation d'un galet solide sur un élément souple. Le mini-moteur entraîne en rotation deux aimants permanents qui interagissent avec le ferrofluide d'un canal secondaire et circulaire. Les agglomérats de ferrofluide formés sous les aimants déforment alors le canal principal. Ce canal est inséré entre les aimants et le canal secondaire de sorte à ce qu'il se retrouve pincé à l'endroit de l'agglomérat de ferrofluide. Ensuite la rotation entraîne logiquement un mouvement péristaltique du fluide dans le canal principal.

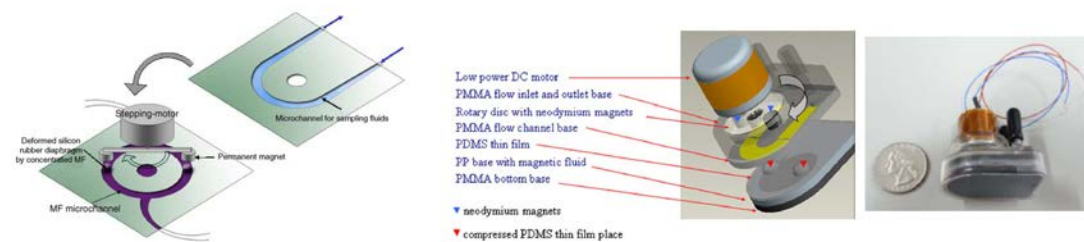


FIGURE 1.25 – Micropompe péristaltique électromagnétique à onde forcée continue présentée par à gauche (Kim et al., 2006 [74]) et à droite (Lee et al., 2011 [75])

Les performances de la micro-pompe [74] sont modestes et atteignent $3.8\mu L/min$ à une fréquence de rotation de $8Hz$. L'encombrement est d'environ $10 \times 10 \times 50mm^3$, la hauteur étant ici pénalisée par le moteur pas à pas utilisé. Les essais expérimentaux révèlent qu'au-delà de $15Hz$ les aimants ne sont plus capables de former des agglomérats suffisants. Une version

optimisée de [75] a néanmoins permis d'atteindre un débit de $6.9\text{mL}/\text{min}$ pour une tension d'alimentation de 0.8V et une consommation de 24mW . En revanche l'encombrement est bien plus conséquent pour cette dernière version, $35 \times 40 \times 50\text{mm}^3$.

L'inconvénient principal des solutions à mini-moteurs et excentrique est principalement son encombrement. De plus, en l'état, ces systèmes ne permettent pas un contact direct avec la surface à refroidir.

Plusieurs variantes à ce système peuvent être imaginées, le fluide pouvant être remplacé par de simples billes ferromagnétiques [76] ou bien encore par des aimants permanents [77]. Ces dispositions permettent alors d'agir directement sur ces galets magnétiques et de supprimer le mini-moteur encombrant par une architecture comparable à un moteur à flux axial [78] (Figure 1.26).



FIGURE 1.26 – Micropompe péristaltique électromagnétique à onde forcée continue (Al Halhouli et al., 2012 [78])

A ce titre, (Al Halhouli et al., 2012 [78]) propose une micropompe proche du principe d'une pompe à engrenage [79], les galets étant ici plongés dans le circuit fluide (bouchons), sans faire appel à un circuit secondaire. Les performances atteintes sont de $158.7\mu\text{L}/\text{min}$ à une fréquence de 83Hz . L'encombrement de ce développement technologique est remarquablement faible et de $1.5 \times 1.5 \times 1\text{mm}^3$. Par conséquent, le débit obtenu ramené aux dimensions du dispositif est donc bon.

Concluons sur ces micropompes avec déplacement de l'actionneur. Leur design pose majoritairement deux problèmes; en premier lieu, le parcours circulaire du fluide implique qu'une large surface ne peut pas être refroidie efficacement, notamment en son centre. A ce jour, rien ne démontre qu'un galet plongé dans le liquide caloporteur permette d'intensifier significativement les transferts de chaleur entre la surface et le liquide. En outre la mise en œuvre paraît complexe. Ajoutons à cela les performances modestes du dispositif, cette solution ne paraît pas pouvoir satisfaire aux contraintes de l'application visée.

Solutions à membrane active

Pour illustrer cette dernière catégorie de micropompes à onde forcée continue, un seul exemple piézoélectrique sera présenté, aucun autre exemple notable n'ayant été trouvé dans la littérature.

L'article (Ogawa et al., 2009 [80]) présente donc une micropompe à onde forcée piézoélectrique

(Figure 1.27). La membrane est constituée d'une couche piézoélectrique avec des électrodes interdigitées. Elle se déforme de sorte à induire un mouvement péristaltique grâce à l'alimentation coordonnée d'électrodes avec des signaux sinusoïdaux déphasés.

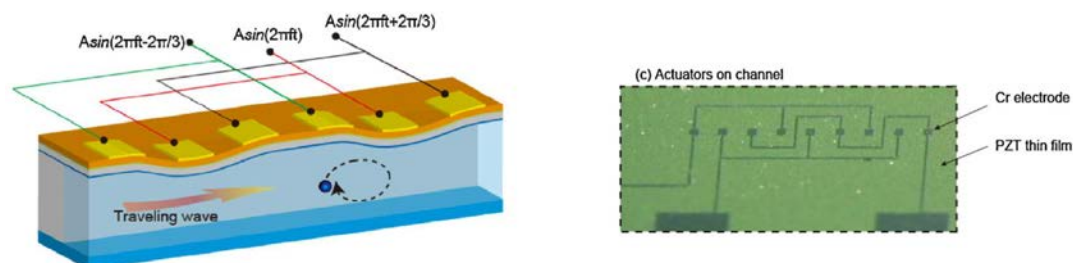


FIGURE 1.27 – Micropompe péristaltique piézoélectrique à onde forcée continue présentée par (Ogawa et al., 2009 [80])

Les performances de cette pompe [80] sont extrêmement modestes ($1.5\mu L/min$ à $600kHz$) pour une tension d'alimentation de $20V_{pp}$. Ces maigres performances sont imputables à la faible amplitude de l'onde ($0.5\mu m$), qui par conséquent n'induit pas de déplacement volumique du fluide mais une action superficielle. A noter toutefois le très faible encombrement de cette solution de $10 \times 2 \times 1mm^3$. Bien que sa déformation repose sur l'utilisation d'actionneurs répartis, elle peut s'apparenter malheureusement à l'allure d'une solution à onde libre, l'amplitude étant faible et la fréquence élevée. Le design proposé ici n'apparaît pas probant au regard des faibles performances et du faible taux de déformation du canal qui ne favorise pas le transfert de chaleur. Sur la piste d'une onde forcée continue, le dernier chapitre porte sur un design mieux adapté à l'application, avec une fréquence faible ($< 100Hz$) et des amplitudes importantes ($> 100\mu m$).

Comparaison des solutions technologiques

Dans la section précédente ont été décrit différents exemples de micropompes péristaltiques reposant sur trois principes de fonctionnement. Dans le but de les comparer et en vue de leur mise en œuvre potentielle dans notre application de refroidissement, deux critères simples, leur débit et leur encombrement sont représentés figure 1.28. A noter que l'encombrement considéré n'inclue pas l'étage d'alimentation, principalement parce qu'il est aisé de le déporter de la zone d'échange thermique. Le débit présenté correspond au maximum obtenu à contre pression nulle.

Pour étendre la comparaison, les caractéristiques des micropompes alternatives à diaphragme et rotatives (centrifuges et à engrenage) sont ajoutées, ainsi que quelques micropompes commerciales. Cette liste n'est évidemment pas exhaustive mais permet tout de même de dégager les remarques suivantes :

- Les micropompes rotatives commerciales sont principalement utilisées pour des débits au-delà du L/min .
- Les micropompes alternatives et péristaltiques ont un débit qui ne dépassent pas le L/min .
- À encombrement fixé, les micropompes alternatives atteignent des débits plus importants que les versions péristaltiques.

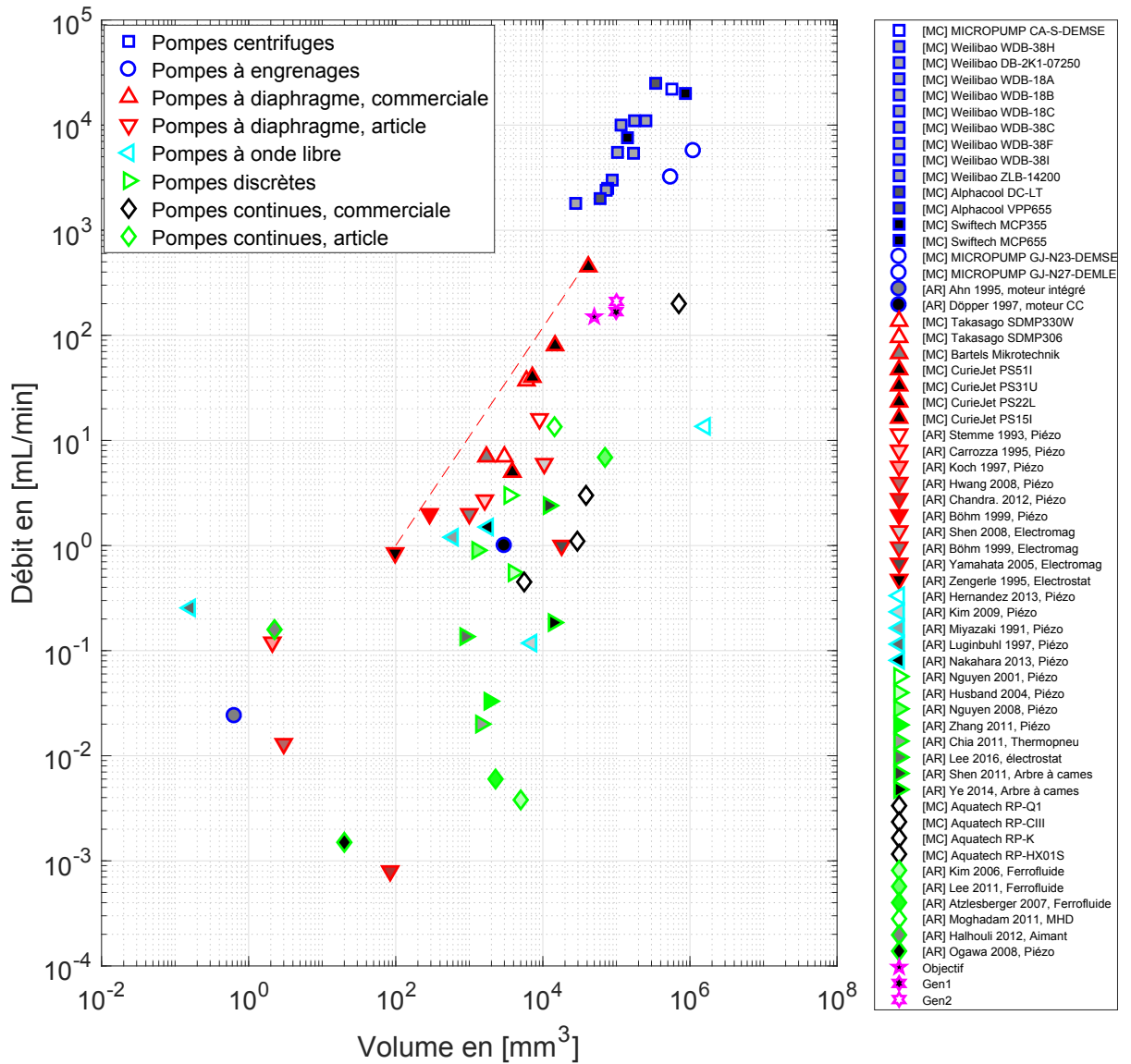


FIGURE 1.28 – Comparaison de micropompes rotatives, alternatives et péristaltiques, issues d'articles ou commercialisées

- Entre $1\text{mL}/\text{min}$ et $1\text{L}/\text{min}$, la frontière entre débit maximum et l'encombrement est très marquée pour les pompes alternatives et péristaltiques, obéissant à la relation $Q_{max} = 0.0125V - 0.2506$.
- En dessous de $1\text{mL}/\text{min}$ le rapport entre débit et volume est meilleur. Cela est dû aux faibles débits mis en jeu et aux techniques de miniaturisation possible à cette échelle. Malheureusement ces solutions technologiques ne sont pas transposables à des besoins en débit plus importants.
- L'objectif posé en début de chapitre nécessitant un débit supérieur à $150\text{mL}/\text{min}$ semble atteignable par certaines solutions péristaltiques ici énumérées. Toutefois il s'agit bien des valeurs maximales atteintes avec cette solution. De plus à ces performances de débit

doivent s'ajouter l'objectif de performance thermique, imposant des contraintes supplémentaires, notamment le taux de déformation du canal.

- Le chapitre 2 développe un design de micropompe à onde discrète où 3 actionneurs piézoélectriques flexionnels entraînent la membrane. Les deux prototypes *Gen1* et *Gen2* qui s'ensuivent dépassent le débit objectif (140% avec $210\text{mL}/\text{min}$), mais aussi faiblement l'encombrement objectif (200% avec $66.5 \times 65 \times 23.2\text{mm}^3$), tout en atteignant la performance thermique ambitieuse.
- La majorité des exemples ont un actionnement piézoélectrique ou utilisent un mini-moteur électrique (conversion électromagnétique).
- D'après cette figure, les micropompes à onde libre semblent être mieux adaptées pour de faible débit $< 1\text{mL}/\text{min}$ (toutefois il faut préciser que cette conclusion repose sur peu d'exemples).
- Il ne semble pas se distinguer de différences de performances notables entre les micropompes à onde forcée discrète ou continue.

1.3 Caractéristiques hydrauliques des micropompes péristaltiques

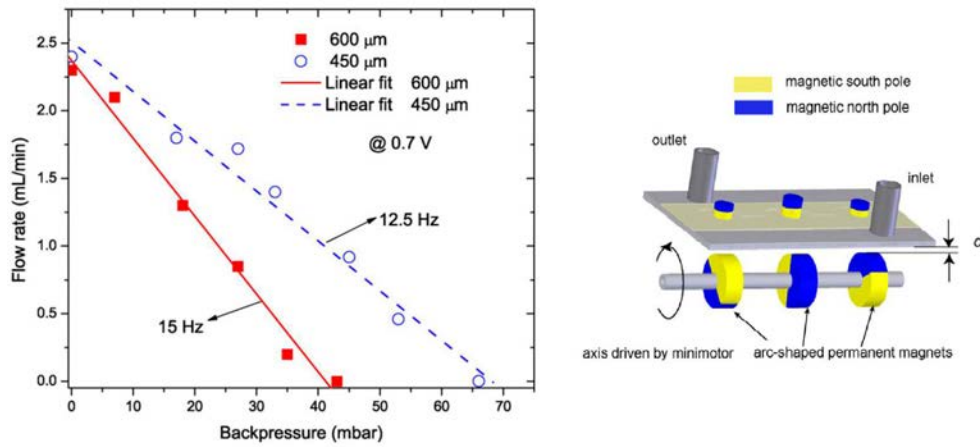
1.3.1 Asymétrie hydraulique

Dans de nombreux cas, s'ajoutent au circuit hydraulique des valves ou des buses permettant d'ajouter une asymétrie et ainsi induire un écoulement dans une direction privilégiée. Par exemple des gravures peuvent être ajoutées au fond de canal ce qui par ailleurs pourrait contribuer à améliorer les échanges thermiques à la manière de micro-ailettes. Cependant dans une certaine mesure elles peuvent également diminuer l'amplitude relative de déformation et par conséquent agir négativement sur le bon fonctionnement du concept OnduloTrans. Pour limiter l'étude, ces compléments de solutions ne seront pas discutés dans ces travaux de thèse. Toutefois le lecteur pourra approfondir ce sujet en consultant la référence (Frankiewicz, 2012, AnnexeA[81]).

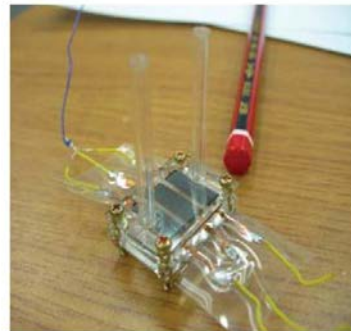
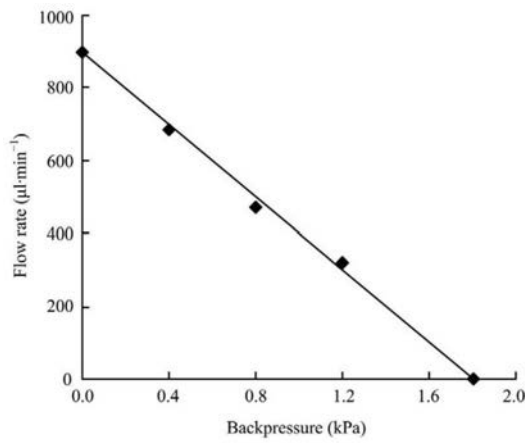
1.3.2 Influence de la contre-pression

Pour une évaluation complète de ces systèmes de pompage péristaltiques, il serait nécessaire de connaître leur puissance hydraulique utile ($P_h = \Delta p \cdot Q$), ce qui s'obtient en faisant varier la contre pression. En effet un dispositif de pompage dans un circuit de refroidissement s'intègre dans une boucle fluide. Ce circuit fermé présente des pertes de charges dues à sa longueur, à l'échangeur avec la source froide ou encore à un vase d'expansion. Le détail de ces éléments de circuit ne sera pas abordé ici, pouvant se résumer à une perte de charge, néanmoins la littérature nous autorise à quelques remarques sur les pompes péristaltiques au regard de l'état de l'art précédent et des caractéristiques (Figure 1.29) :

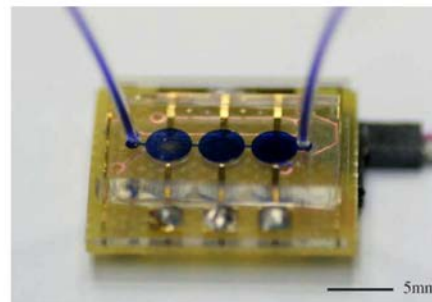
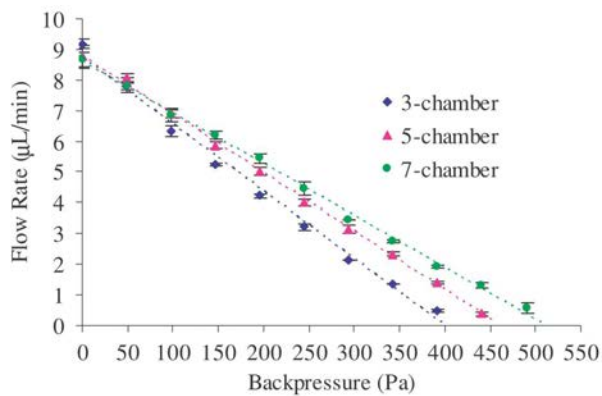
- Le reflux diminue lorsque le nombre de longueur d'onde augmente.
- La contre-pression modifie la fréquence optimale de fonctionnement.
- La contre-pression affecte le débit en diminuant la vitesse de propagation de l'onde et son amplitude.
- Dans le cas des micropompes péristaltiques et alternatives, le débit et la contre-pression ont en générale une dépendance linéaire [67] [69] [70] [73] [82]... et ce quelle que soit la technologie employée. Ce comportement se distingue clairement de celle d'une pompe volumétrique, dont le comportement idéal donne un débit constant en fonction de la contre pression. (Figure 1.29)



(a) (Shen et al., 2011 [70])



(b) (Nguyen and Goo, 2008 [67])

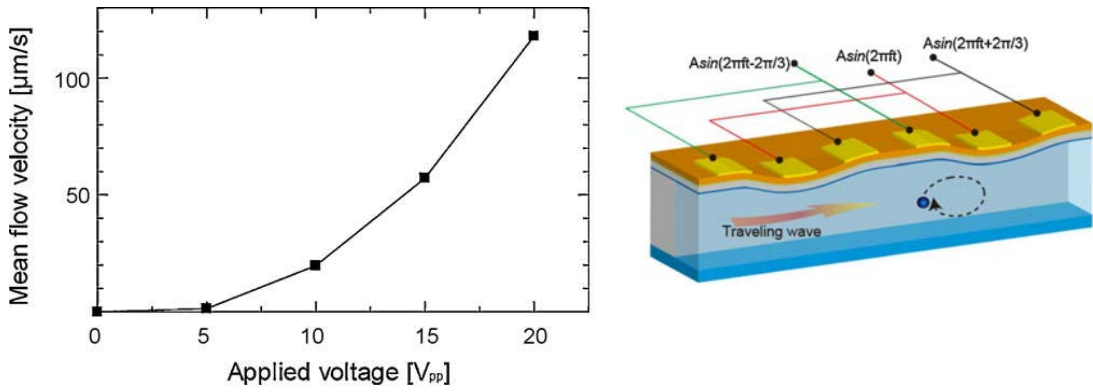


(c) (Yang and Liao, 2009 [69])

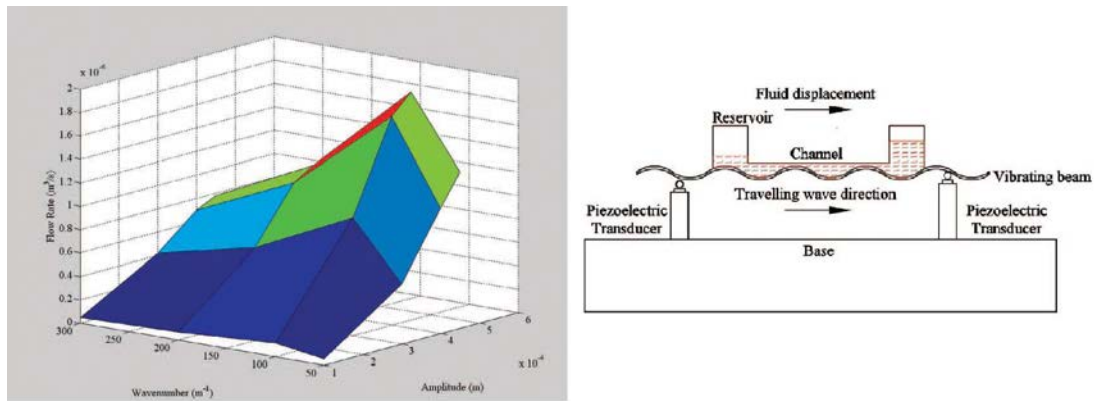
FIGURE 1.29 – Exemples de caractéristiques pour 3 micropompes péristaltiques différentes. À gauche le débit est fonction de la contre pression. À droite représentation de la micropompe.

1.3.3 Relation Amplitude/débit

Expérimentalement, le débit varie de façon quadratique avec l'amplitude de l'onde relativement à la hauteur du canal (amplitude relative) [56] [80]. Ce constat est vrai lorsque la micropompe ne possède qu'une chambre de pompage (Figure 1.30).



(a) (Ogawa et al., 2009 [80]) Dans ce cas, l'amplitude est proportionnelle à la tension.



(b) (Hernandez et al., 2013 [56])

FIGURE 1.30 – Exemples de variation quadratique du débit en fonction de l'amplitude relative de l'onde

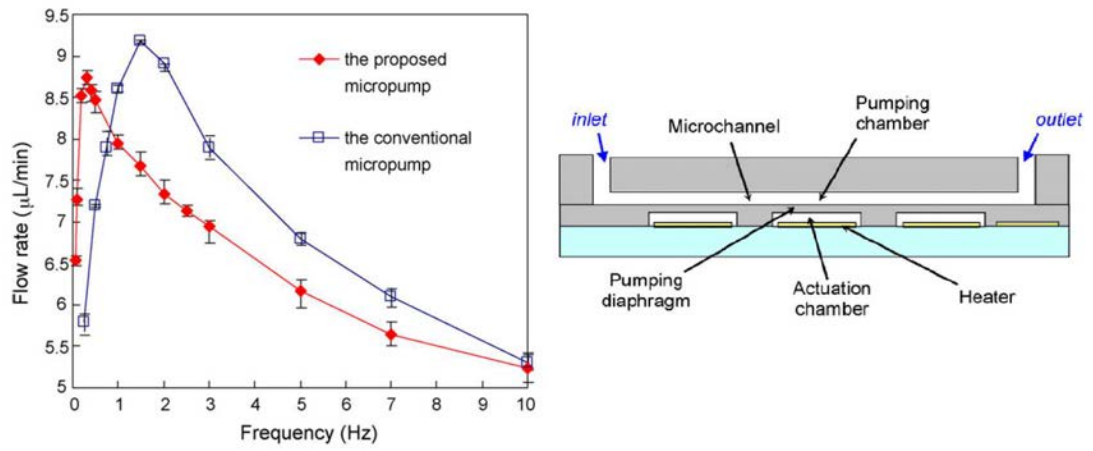
1.3.4 Relation Fréquence/débit

Le débit présente théoriquement une dépendance linéaire à la fréquence lorsqu'il est admis une amplitude relative de 100% (éq. 1.2). Toutefois de nombreuses études sur les micropompes à membranes vibrantes révèlent l'existence de débit maximum pour des valeurs particulières de fréquence [27] [63] [67] [70] [83]... Ces points de fonctionnement singuliers sont le résultat de l'équilibre entre les forces de pression dynamique, croissantes avec la fréquence, et les forces produites par l'actionnement. A très basse fréquence, les forces mises en jeu sont faibles et le débit croît avec la fréquence. Par la suite lorsque les forces de pression affectent significativement l'amplitude des déplacements le débit tend à décroître. La figure 1.31 illustre ce comportement au travers de plusieurs exemples. L'optimum à basse fréquence est ainsi déterminé suivant la qualité de l'onde et le maximum des forces générées par l'actionnement.

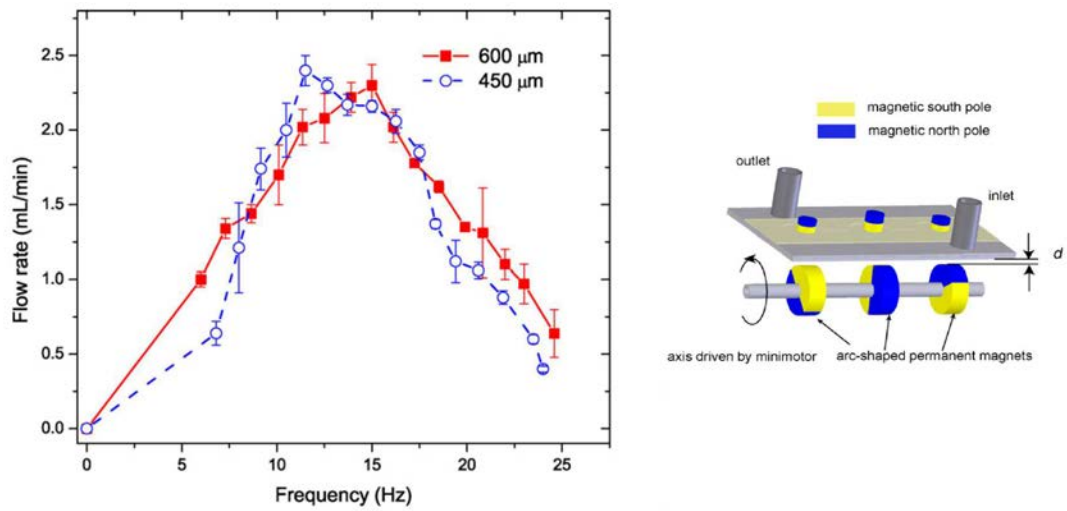
Des modèles sont développés dans [46] et [84] pour prédire l'évolution du débit en fonction de la fréquence. Ils prennent la forme d'un oscillateur amorti et s'applique au cas simple d'une seule chambre de micropompe alternative à diaphragme.

A plus haute fréquence, il devient possible de solliciter des modes de résonance mécanique de l'ensemble, accroître l'amplitude vibratoire et par conséquent les débits. Les pompes à onde libre reposent sur ces résonances mais il est également possible d'en tirer profit avec les micropompes à onde forcée discrète [68]. L'amplitude et la fréquence de ces résonances sont toutefois difficiles à prévoir car elles font intervenir une interaction fluide structure complexe.

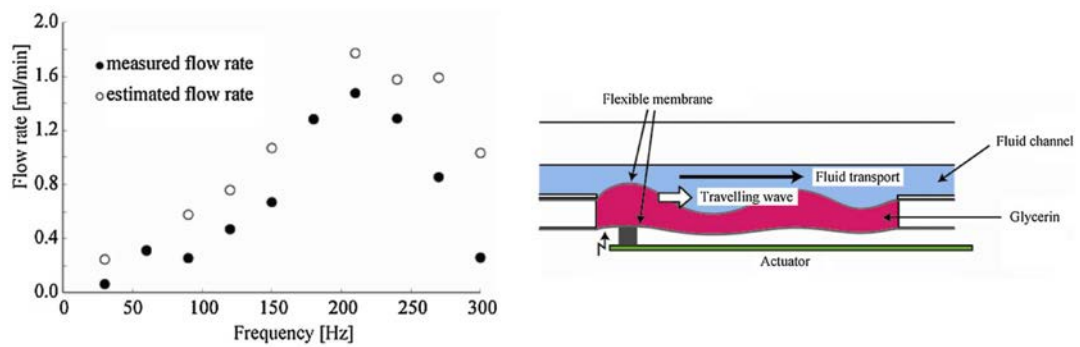
Peuvent s'ajouter à cela des phénomènes de cavitation pour des vitesses vibratoires élevées [85]. La cavitation se forme lorsque des fortes pressions sont en jeu, d'autant plus présente que la forme d'onde s'éloigne d'une forme sinusoïdale. Dans certaines conditions maîtrisées, ce changement d'état peut largement contribuer à améliorer les échanges thermiques, toutefois la concentration locale de cette énergie acoustique peut également engendrer une dégradation des parois de la chambre de pompage.



(a) (Chia et al., 2011 [27])



(b) (Shen et al., 2011 [70])



(c) (Nakahara et al., 2013 [63])

FIGURE 1.31 – Exemples du comportement des micropompes péristaltiques à basse fréquence, débit en fonction de la fréquence

1.4 Conclusion

Parmi les différentes alternatives technologiques, cette étude bibliographique atteste de l'intérêt des actionneurs piézoélectriques, satisfaisant à la fois les contraintes d'encombrement, de faible consommation électrique et de performances mécaniques déplacement/vitesse.

Ce chapitre souligne également les principes à l'œuvre dans le pompage péristaltique à onde forcée (discrète ou continue), permettant un bon contrôle de la déformée en fréquence, de l'amplitude, tout en se préservant d'effets dynamiques parasites.

Sur la base de ces analyses, deux solutions seront développées et détaillées dans les chapitres suivants. Le deuxième chapitre s'intéresse particulièrement à une solution à onde forcée discrète, faisant intervenir 3 actionneurs piézoélectriques flexionnels actionnant une membrane souple. Un prototype opérationnel sera dimensionné méthodiquement puis caractérisé, fournissant ainsi de nombreux résultats hydrauliques et thermique encourageants. Toutefois cette solution montrera quelques inconvénients, propre à l'encombrement des actionneurs, mais plus particulièrement à l'incidence de la forme d'onde discrète.

En réponse aux résultats et informations recueillis par l'expérience du premier prototype, le dernier chapitre s'attèlera à décrire le dimensionnement d'une solution à onde forcée, utilisant une membrane piézoélectrique. Cette solution fera l'objet d'un dimensionnement par procédure d'optimisation, qui définira la distribution spatiale et les dimensions des éléments piézoélectriques, de même que la commande électrique la plus appropriée. Un prototype de validation sera finalement réalisé et confirmera le modèle de dimensionnement employé et la pertinence de cette nouvelle solution technologique.

Chapitre 2

Étude et développement d'une solution à onde discrète et actionnement massif

Ce chapitre est consacré au développement d'une solution d'échangeur à actionnement piézoélectrique massif. Plusieurs actionneurs sont associés de sorte à produire une onde progressive discrète. L'objectif de ce chapitre est d'appréhender les différentes conséquences de ce choix technologique sur la déformation de la membrane, les performances de pompage péristaltique et finalement le refroidissement qui en découlera.

Tout d'abord des modèles mécaniques sont mis en œuvre de sorte à dimensionner les actionneurs, ensuite un algorithme de calcul du débit conduit à évaluer les performances du principe, finalement ces développements conduisent à la réalisation d'un prototype. Des mesures expérimentales mécaniques, électriques, hydrauliques et enfin thermiques permettront de valider les modèles, de faire la preuve de concept de cet échangeur de chaleur actif, d'évaluer les premières performances et d'identifier des voies d'amélioration.

Les travaux synthétisés dans ce chapitre ont également mené à des publications et communications nationales et internationales, listées ici :

- [86] Julien Michel Fontaine, François Pigache, Marc Miscevic, Jean-François Rouchon, and Frédéric Topin. Studying impacts of travelling wave shape on pumping for active cooling. *Electronics, Control, Measurement, Signals and their Application to Mechatronics (ECMSM), 2017 IEEE International Workshop of*, pages 1–6, 2017. doi: DOI:10.1109/ECMSM.2017.7945863. URL <http://ieeexplore.ieee.org/document/7945863/>.
- [87] Julien Fontaine, Charles Gonzales, Prashant Kumar, François Pigache, Pascal Lavieille, Frédéric Topin, and Marc Miscevic. Liquid cooling of a microprocessor : experimentation and simulation of a sub-millimeter channel heat exchanger. *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2017)*, pages 739–745, 2017. URL <http://hdl.handle.net/2263/62330>.
- [88] Prashant Kumar, Julien Fontaine, Charles Gonzales, François Pigache, Pascal Lavieille, Frédéric Topin, and Marc Miscevic. Heat transfer intensification and flow rate control in dynamic micro-heat exchanger. *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2017)*, pages 746–754, 2017. URL <http://hdl.handle.net/2263/62331>.

- [89] Prashant Kumar, Kevin Schmidmayer, Julien Fontaine, Frédéric Topin, Marc Miscevic, François Pigache, and Pascal Lavieille. Méthodes actives d'intensification des transferts : Facteur de mérite et influence des propriétés thermo-physiques. In *Société Française de Thermique*, number 197, 2017.
URL <http://www.sft.asso.fr/Local/sft/files/272/197.pdf>.
- [90] Julien Fontaine, Charles Gonzales, Prashant Kumar, François Pigache, Pascal Lavieille, Frédéric Topin, and Marc Miscevic. Liquid cooling of a microprocessor experimentation and simulation of a sub-millimeter channel heat exchanger. *Journal of Heat Transfer Engineering*, 2018. Conditionally accepted.

Sommaire

2.1 Principe du dispositif	45
2.1.1 Actionnement massif : les actionneurs piézoélectriques flexensionnels	45
2.1.2 Onde discrète : principe de génération, cadre d'étude	47
2.2 Dimensionnement du dispositif	48
2.2.1 Modèle équivalent ressort	48
2.2.2 Modèle de flexion de la membrane sous la pression du fluide (modèle poutre en flexion)	51
2.2.3 Résultats de simulation	53
2.3 Évaluation du débit, loi de pilotage	70
2.3.1 Méthode algorithmique de calcul du débit	71
2.3.2 Validation de la méthode algorithmique par comparaison aux volumes finis (CFD)	74
2.3.3 Étude paramétrique - influence de la forme d'onde et de l'amplitude	81
2.4 Évaluation des performances mécaniques	83
2.4.1 Description du prototype	83
2.4.2 Validation du modèle mécanique simplifié	84
2.4.3 Mesures de déplacements en fonctionnement opérationnel	91
2.5 Performances hydrauliques et thermiques du prototype	92
2.5.1 Description du banc d'essai	92
2.5.2 Performances hydrauliques	93
2.5.3 Performances thermiques	96

2.1 Principe du dispositif

2.1.1 Actionnement massif : les actionneurs piézoélectriques flexionnels

Les actionneurs piézoélectriques flexionnels sont utilisés depuis les années 50 [91] (Figure 2.1). Initialement utilisés pour des sonars basse fréquence (100Hz-10kHz), il en existe aujourd'hui une grande variété, de toutes tailles, pour des applications comme le positionnement de haute précision, le contrôle de vibrations, la récupération d'énergie, dans des domaines très variés comme le médical [92] [93], le spatial, l'imprimerie, etc. [94]. Ils sont particulièrement appréciés pour leur précision et leur robustesse.

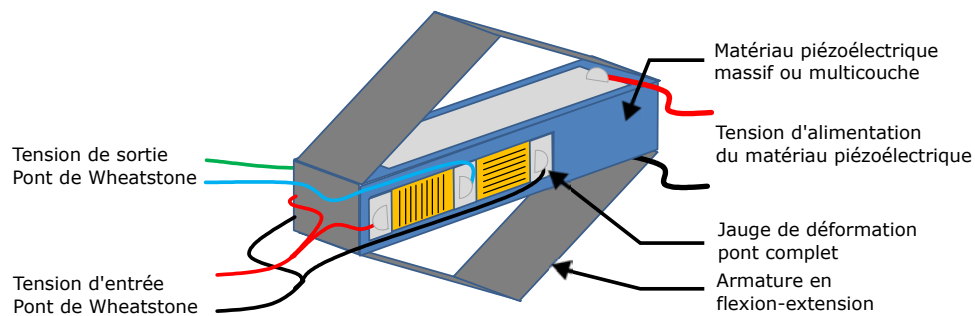


FIGURE 2.1 – Représentation schématique d'un actionneur flexionnel muni d'une jauge de déformation

Au fil des années, divers structures mécaniques ont été développés pour permettre la flexion-extension et l'amplification des déplacements, les solutions les plus répandues étant les types losange et pont [50]. Toutefois le principe reste fondamentalement le même ; il consiste en un élément piézoélectrique inséré dans une armature qui produit un déplacement amplifié dans la direction orthogonale à celle du matériau piézoélectrique.

Ces actionneurs fonctionnent soit avec un élément piézoélectrique massif ou avec un empilement de couches piézoélectriques dit multicouches ou « stack ». Les matériaux piézoélectriques principalement utilisés sont des céramiques PZT (Titano-Zirconate de Plomb) car elles ont des coefficients piézoélectriques élevés [95] et des pertes limitées. Les céramiques multicouches sont principalement utilisées car elles apportent une plus grande elongation à dimensions et tension égales. Les céramiques massives exploitent généralement le couplage transverse d_{31} entre le champ électrique E_3 et l'elongation ϵ_{11} , coefficient négatif et donc contraction de la céramique ($d_{31} = -190\text{pm}/V$ pour PZT-5A). *A contrario* les céramiques multicouches exploitent le couplage longitudinal d_{33} entre le champ électrique E_3 et l'elongation ϵ_{33} , coefficient positif qui produit donc une elongation de la céramique ($d_{33} = 350\text{pm}/V$ pour PZT-5A).

Un élément important avec ces céramiques multicouches réside dans la nécessité d'une pré-contrainte mécanique afin d'éviter leur délaminage [96]. Ainsi, les structures mécaniques de la figure 2.2 pré-contrainent la ou les céramiques en leur centre, ce qui permet une utilisation dynamique de ces actionneurs. Si la structure monobloc en losange à montage forcé permet une pré-contrainte suffisante (figure 2.2.a), en revanche la structure en pont requiert une tige en métal pour rigidifier l'armature (figure 2.2.b). Remarquons que l'emplacement des articulations du pont permettent ici une extension transversale lors d'une elongation longitudinale, contrairement à l'actionneur figure 2.2.a), plus courant, qui se contracte lors d'une elongation de la céramique.

Les actionneurs flexionnels présentent de multiples résonances mécaniques (généralement

au-delà du kHz) dont certaines peuvent être mises à profit pour obtenir de grandes amplitudes de déplacement à tension réduite (10 fois moins environ). Néanmoins l'amplitude de déplacement doit respecter la course maximale de l'actionneur pour garantir l'intégrité de la structure.

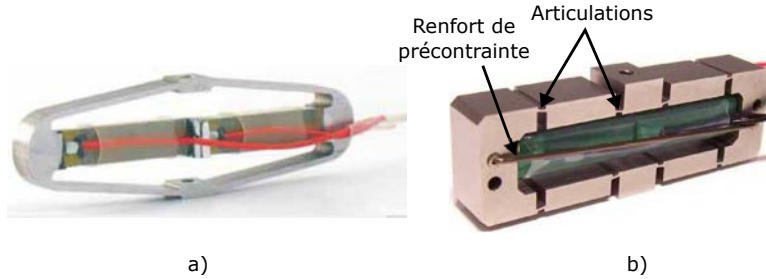


FIGURE 2.2 – Exemples de transducteurs flexionnels du commerce : a) losange type, APA - Cedrat technologies [97]; b) pont type, FPA - DSM [98]

Bien que massifs, ces actionneurs présentent l'avantage de produire un déplacement dans une direction perpendiculaire à leur longueur. Leur compacité, eu égard à l'encombrement visé ($5 \times 5 \times 2cm^3$, voir 1.1.3), permet leur intégration dans un volume de faible hauteur.

Modélisation d'un transducteur flexionnel

De nombreux articles scientifiques et techniques portent sur la modélisation des actionneurs piézoélectriques au sens large mais aussi plus particulièrement des actionneurs flexionnels. A titre d'exemple, (Ling et al., 2016 [50]) propose un modèle analytique pour déterminer les caractéristiques de l'actionneur en fonction du type de structure. D'autres encore proposent des modèles électromécaniques dynamiques non-linéaires avec hystérésis en vue d'un contrôle en position [99].

L'application visée dans ces travaux de thèse requiert un fonctionnement basse fréquence (ne dépassant pas $200Hz$) inférieure aux fréquences de résonance. Pour cette raison, une approximation du comportement électromécanique de l'actionneur par un modèle quasi-statique linéaire est supposée suffisante.

Les actionneurs flexionnels sont caractérisés par leur force bloquée F_0 et leur déplacement maximum Δu_0 (Figure 2.3). Dans le cas d'un actionneur fonctionnant en traction, les conventions de signe du déplacement Δu et de la force F sont données figure 2.3. La caractéristique de charge de l'actionneur est régie par l'équation suivante :

$$\Delta u = \frac{NV - F}{K} \quad (2.1)$$

V étant la tension d'alimentation appliqué à l'élément piézoélectrique, N le facteur de force et K la raideur de l'actionneur. Ces deux coefficients se déterminent aisément à partir de F_0 et Δu_0 :

$$N = \frac{F_0}{V_{max}} \quad ; \quad K = \frac{F_0}{\Delta u_0} \quad (2.2)$$

Où V_{max} est la tension maximale admissible, généralement comprise entre $100V$ et $200V$. Cette équation linéaire décrit le comportement de l'actionneur à l'équilibre. Notons qu'au-delà de Δu_0 et en dessous de la force minimum (environ $0N$) il y a risque de délaminage car la précontrainte est minimale. De plus, ce genre d'actionneur ne peut travailler que suivant son axe de déplacement. Toutes forces orthogonales à cet axe (cisaillement, torsion) doivent être

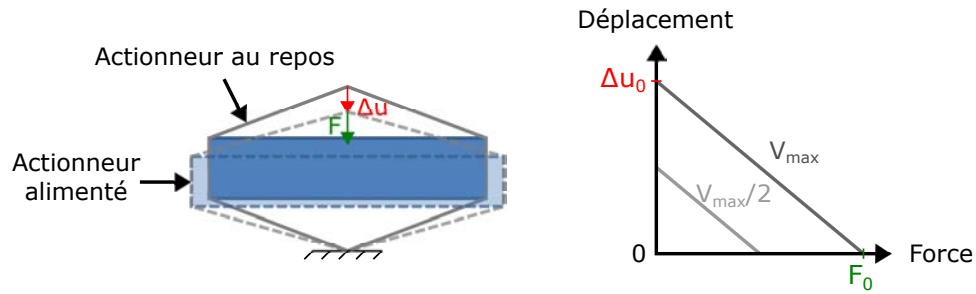


FIGURE 2.3 – Caractéristique de charge d'un actionneur flexensionnel

évitées pour ne pas risquer le délaminage de la céramique piézoélectrique multicouche. Selon cette caractéristique, un déplacement à mi-course produit le travail mécanique maximale. Dans une optique de dimensionnement Δu_0 doit donc être le double du déplacement objectif.

Ce genre d'actionneur possède une hystérésis, généralement faible à basse fréquence, mais qu'il est envisageable de compenser pour des applications à forte précision. Cette compensation s'obtient aisément à l'aide d'une mesure fournie par une jauge de déformation collée sur la céramique (Figure 2.1) et d'une simple régulation du signal de commande [100]. Cette hystérésis augmente avec la fréquence mais il existe cependant des modèles de compensation dynamique du phénomène [101], [102] [103].

2.1.2 Onde discrète : principe de génération, cadre d'étude

L'objectif est de créer une onde progressive à l'aide de ces actionneurs flexensionnels. Par souci d'encombrement, peu d'actionneurs peuvent être mis en parallèle. Sachant qu'il est difficile voire impossible d'induire un sens d'écoulement avec seulement 1 ou 2 actionneurs sans valve ni asymétrie du circuit hydraulique, une architecture à 3 actionneurs a finalement été choisie (Figure 2.4). La solution retenue génère donc une onde progressive discrète, bien éloignée de la solution sinusoïdale idéale préconisée dans le chapitre précédent. Comparé à l'amplitude de l'onde progressive voulue (de quelques dizaines de μm) les dimensions des actionneurs et la distance inter-actionneurs est très grande. La membrane doit donc être suffisamment rigide pour ne pas fléchir sous l'effet de la pression du fluide. Dans le même temps, une membrane trop rigide augmente la force subie par les actionneurs et donc réduit leur déplacement. Un compromis doit donc être trouvé, fonction de la nature de la membrane et des pressions fluides sur la terminaison mobile des actionneurs.

Cadre d'étude

L'étude présentée ici se limitera aux cas suivants : les 3 actionneurs et leurs empreintes sur la membrane flexible sont supposés identiques. La géométrie (membrane, chambre, actionneurs, empreintes) est choisie symétrique selon les plans (x_2Ox_3) et (x_1Ox_3) (Figure 2.4). Il est donc possible de créer la même onde dans le sens positif ou négatif selon x_1 en fonction des conditions d'alimentation des actionneurs. Les bords de la membrane sont supposés encastres ainsi que le bord supérieur des actionneurs. Il est supposé qu'aucun déplacement selon x_1 et x_2 n'est permis pour les actionneurs, ni aucune rotation. Les empreintes sont supposées totalement solidaires de la membrane.

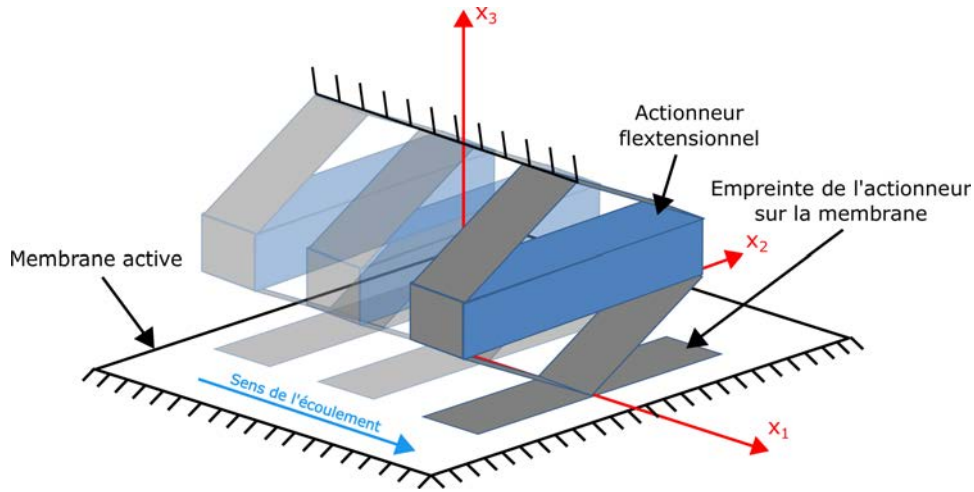


FIGURE 2.4 – Principe d’activation de la membrane par actionnement massif et définition du repère d’étude

2.2 Dimensionnement du dispositif

Modèles mécaniques simplifiés

En vue d’évaluer le comportement mécanique de la membrane et des actionneurs, deux modèles quasi-statiques sont développés :

- Un premier modèle permet d’évaluer les forces subies par la membrane élastique lors du déplacement des actionneurs. Ce modèle mécanique s’appuie avantagement sur l’analogie d’un système ressort, et sera appelé « modèle équivalent ressort ».
- Le second modèle s’attèle à évaluer les déformations et les forces subies par la membrane sous l’effet de la pression du fluide. Il s’agit d’un modèle simplifié de poutre en flexion, qui sera appelé « modèle de flexion » par la suite.

Ces modèles une fois associés, permettent d’évaluer les forces subies par les actionneurs et ainsi d’en déduire leur déplacement effectif.

2.2.1 Modèle équivalent ressort

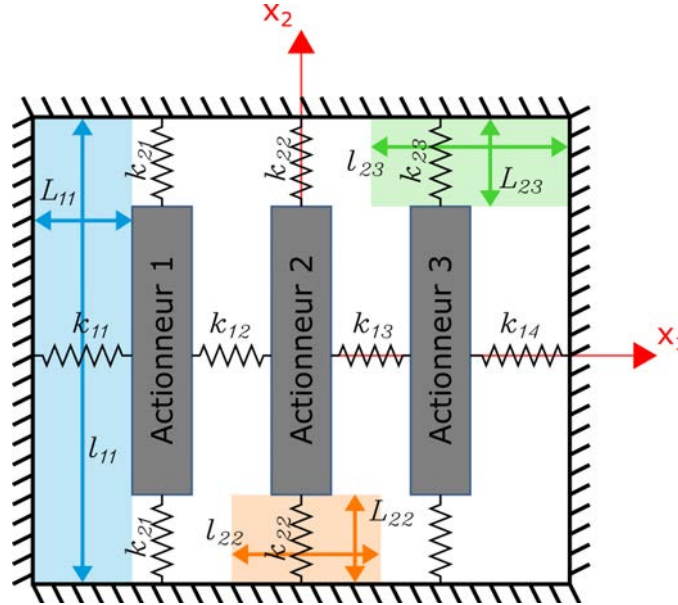
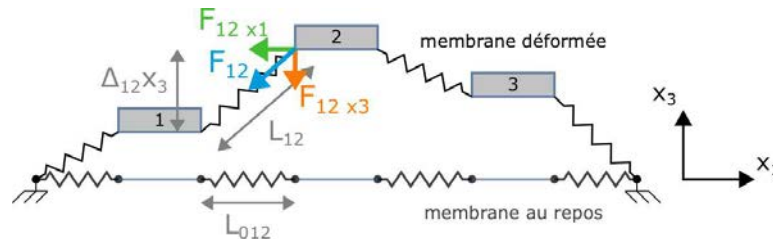
Pour fixer le cadre d’étude, il est nécessaire d’évaluer préalablement le taux d’élongation maximale que devra subir les différents segments de la membrane. En raison de l’encombrement des actionneurs et des dimensions requises pour le canal, les valeurs limites suivantes sont définies :

- un déplacement des actionneurs maximal de $500\mu m$
- une distance inter-actionneurs minimale de $2mm$

Ceci permet d’évaluer une élongation maximale ne dépassant pas 3% ($\sqrt{0.5^2 + 2^2}/2 \approx 1.03$). La membrane est donc supposée travailler dans son domaine élastique et linéaire. Son choix nécessitera de connaître ses limites de propriétés élastiques.

Son comportement élastique est modélisé à partir d’une analogie à un système de dix ressorts (Figure 2.5) dont les raideurs (éq. 2.3) sont déduites du module de Young : $E = \frac{F/S}{\Delta u/L}$.

$$k_{ij} = E \frac{S_{ij}}{L_{0ij}} \quad (2.3)$$


 FIGURE 2.5 – Modèle équivalent ressort dans le plan (x_1Ox_2) et notations

 FIGURE 2.6 – Modèle équivalent ressort dans le plan (x_1Ox_3)

Avec E le module de Young de la membrane, L_{0ij} la longueur au repos du ressort équivalent et $S_{ij} = e_p l_{ij}$ la section de la portion de membrane considérée (Figure 2.5). L'indice i de la raideur k_{ij} ou de la longueur L_{0ij} représentent les ressorts selon la direction x_i . Les ressorts sont ensuite numérotés de gauche à droite. Par symétrie $k_{11} = k_{14}$ et $k_{12} = k_{13}$. L'expression de la composante de force suivant x_i sur un actionneur est la suivante :

$$F_{ijx_k} = -k_{ij} \left(1 - \frac{L_{0ij}}{L_{ij}}\right) (\Delta_{ij} x_k) \quad \text{avec } k \in \{1, 2, 3\} \quad (2.4)$$

Avec L_{ij} la longueur du ressort en déformation, $\Delta_{ij} x_k$ l'élongation du ressort suivant x_k .

En raison des hypothèses admises, seules les composantes suivant x_3 sont évaluées. Hormis les doubles liaisons mobiles k_{12} et k_{13} , toutes les autres forces sont déduites du déplacement d'un seul actionneur. Par conséquent les différentes forces subies par les actionneurs obéissent aux relations (2.5) et sont illustrées sur la figure 2.6.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 F_{11x_3} = -k_{11} \left(1 - \frac{L_{011}}{\sqrt{(A_1)^2 + (L_{011})^2}} \right) A_1 \\
 F_{21x_3} = -k_{21} \left(1 - \frac{L_{021}}{\sqrt{(A_1)^2 + (L_{021})^2}} \right) A_1 \\
 F_{12x_3} = -k_{12} \left(1 - \frac{L_{012}}{\sqrt{(A_2 - A_1)^2 + (L_{012})^2}} \right) (A_2 - A_1) \\
 F_{22x_3} = -k_{22} \left(1 - \frac{L_{022}}{\sqrt{(A_2)^2 + (L_{022})^2}} \right) A_2 \\
 F_{13x_3} = -k_{13} \left(1 - \frac{L_{013}}{\sqrt{(A_3 - A_2)^2 + (L_{013})^2}} \right) (A_3 - A_2) \\
 F_{23x_3} = -k_{23} \left(1 - \frac{L_{023}}{\sqrt{(A_3)^2 + (L_{023})^2}} \right) A_3 \\
 F_{14x_3} = -k_{14} \left(1 - \frac{L_{014}}{\sqrt{(A_3)^2 + (L_{014})^2}} \right) (-A_3)
 \end{array} \right. \quad (2.5)$$

A_j étant le déplacement de l'actionneur j .

Associé à l'équation (2.1) il en découle les équations d'équilibre (2.6) suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 KA_1 - NV_{A_1} = F_{mA_1} = F_{11x_3}(A_1) + 2F_{21x_3}(A_1) - F_{12x_3}(A_1, A_2) \\
 KA_2 - NV_{A_2} = F_{mA_2} = F_{12x_3}(A_1, A_2) + 2F_{22x_3}(A_2) - F_{13x_3}(A_2, A_3) \\
 KA_3 - NV_{A_3} = F_{mA_3} = F_{13x_3}(A_2, A_3) + 2F_{23x_3}(A_3) - F_{14x_3}(A_3)
 \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Avec V_{A_j} et F_{mA_j} respectivement la tension d'alimentation et la force fournie par l'actionneur j pour déformer la membrane.

Le déplacement mécanique des actionneurs résultera évidemment de l'équilibre des forces engagées dans la déformation quasi-statique de la membrane élastique.

2.2.2 Modèle de flexion de la membrane sous la pression du fluide (modèle poutre en flexion)

Additionné à l'action mécanique des actionneurs, la membrane subit une distribution de pression par la présence du fluide dans le canal. Cette pression se traduira par une action mécanique supplémentaire sur les actionneurs, mais également répartie sur la membrane, pouvant entraîner sa déformation. Or, toute flexion significative de la membrane engendrera un impact sur la capacité de pompage du fluide et donc sur les performances thermiques du dispositif. C'est la raison pour laquelle cette flexion doit être évaluée et minimisée.

Pour permettre le dimensionnement et le choix de la membrane, il est donc nécessaire de connaître la distribution de pression sur la membrane. Celle-ci est obtenue par simulation numérique à l'aide du logiciel StarCCM. À ce stade de l'étude, ces simulations ne prennent en compte qu'un couplage faible de l'interaction fluide-structure. Les déplacements des actionneurs sont imposés, de même que la membrane est considérée parfaitement plane par segment. L'évaluation de la distribution de pression ne sera que qualitative mais suffisante pour aborder le choix de la membrane. Pour plus de détails sur le modèle numérique employé, se référer au chapitre 2.3.

Un ensemble de simulations fluides est donc réalisé pour différentes combinaisons de paramètres.

- largeur d'empreintes sur la membrane : $e_{Emk} = [2, 5, 8, 11]mm$
- amplitude crête à crête des déplacements des actionneurs :
 $A_{pkpk-j} = [120, 150, 170, 200]\mu m$

Ces combinaisons de paramètres aboutissent à un ensemble de 16 résultats. Le déphasage entre actionneurs ($2\pi/3$) est constant et leur déplacement obéit à une évolution sinusoïdale. La fréquence est constante à $10Hz$. Pour éviter la dégénérescence du maillage numérique, un espacement minimal de $10\mu m$ assure un canal ouvert. Par conséquent, la hauteur du canal varie sinusoidalement entre $10\mu m$ et $A_{pkpk-j} + 10\mu m$.

La flexion de la membrane est évaluée suivant un modèle de poutre pour chaque segment libre L_{11} , L_{12} , L_{13} et L_{14} (Figure 2.7). Dans une optique de pré-dimensionnement les hypothèses seront consciemment sur-dimensionnantes. À partir des simulations fluides CFD, le profil de pression $P(x_1)$ suivant x_1 est connu. Cette distribution est supposée invariante suivant x_2 .

L'élaboration du modèle obéit aux hypothèses simplificatrices suivantes :

- Bien que certains points d'amarrage des segments de membrane soient mobiles, ceux-ci seront considérés à une même hauteur. Cela engendre une surévaluation.
- Les liaisons de chaque segment de membrane sont supposées encastées.
- La distribution de pression est ramenée à une force concentrée au milieu du segment. Cette approximation conduit à une sur-évaluation de la flexion d'un facteur deux par rapport à un modèle à pression répartie.
- La distribution de pression sera supposée invariante suivant x_2 .

L'ensemble de ces hypothèses amène à une représentation illustrée sur la figure 2.8.

Finalement la déformation maximale de la membrane répond à la relation (2.7) [104].

$$\Delta x_{3jmax} = \left| \frac{F_{Pij} L_{0ij}^3}{192EI_{31}} \right| \quad \text{avec} \quad \begin{cases} I_{31} = \frac{l_{ij} e p^3}{12} \\ F_{Pij} = l_{ij} \int_{L_{0ij}} P(x_1) dx_1 \end{cases} \quad (2.7)$$

I_{31} étant le moment quadratique d'une section rectangulaire de normale x_1 .

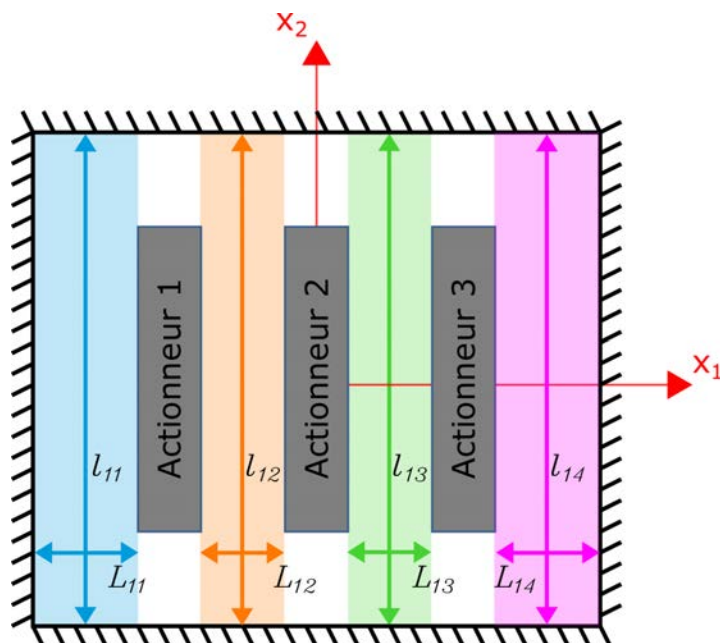


FIGURE 2.7 – Schéma du calcul des flexions et notations

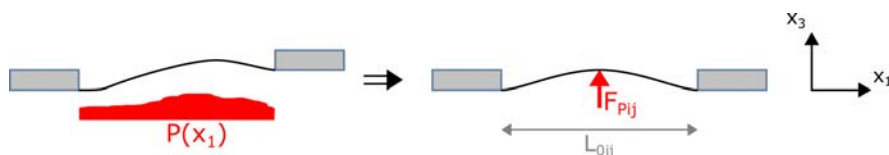


FIGURE 2.8 – Approximations pour le calcul des flexions

Calcul des forces de pression subies par les actionneurs

A partir du profil de pression déduit des simulations numériques, les forces résultantes F_{pA_j} sur chaque actionneur peuvent être évaluées. A ce titre, une nouvelle hypothèse est introduite ; La pression sous l’empreinte d’un actionneur est supportée uniquement par celui-ci, tandis que les pressions s’exerçant sur les segments libres sont supportées équitablement par les liaisons adjacentes. Par conséquent, les forces de pression sur les actionneurs sont évaluées par la relation (2.8) et représentées sur la figure 2.9.

$$F_{pA_j} = \frac{1}{2}F_{P_{1j}} + F_{P_j} + \frac{1}{2}F_{P_{1(j+1)}} \quad \text{avec} \quad F_{P_k} = l_{1k} \int_{e_{Em_k}} P(x_1) dx_1 \quad (2.8)$$

e_{Em_k} étant la largeur de l’empreinte de l’actionneur k .

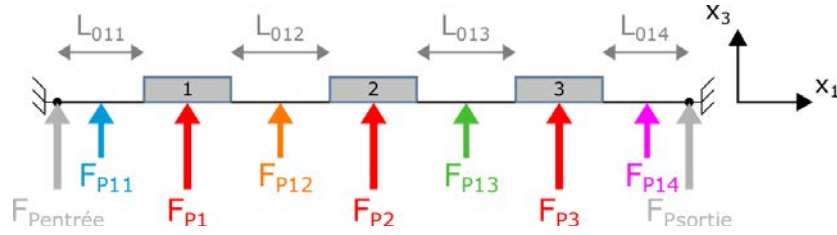


FIGURE 2.9 – Représentation des forces calculées à partir du profil de pression dans le plan (x_1, x_3)

2.2.3 Résultats de simulation

Les simulations analytiques et numériques sont abordées en considérant les deux paramètres variables que sont la largeur des empreintes et l'amplitude de déplacement des actionneurs. Tout autre paramètre géométrique est fixé par le cahier des charges, le plus souvent pour des raisons d'encombrement ou de surface d'échange thermique imposée.

Par ailleurs, afin de limiter les éventuels reflux pouvant survenir à la périphérie de chaque empreinte, et soutenu par les résultats de simulations numériques, leur longueur est choisie de sorte à occuper 80% de la largeur du canal suivant x_2 .

Profils de pression

Quelques simulations numériques du comportement fluide (sous condition de couplage faible détaillé plus avant) sont illustrées sur la figure 2.10. Ces profils de pression sont obtenus suivant les configurations des actionneurs et tracés à différents instants mettant en évidence plusieurs observations ;

- La succession des mouvements des actionneurs induit le déplacement d'un front de pression (de la gauche vers la droite).
- De plus, pour les instants qui précèdent $(t_{v0} - \alpha t)$ et succèdent $(t_{v0} + \alpha t)$ l'annulation de la vitesse de déplacement de l'actionneur 2, il apparaît respectivement un pic de surpression puis de dépression sous l'actionneur. Cette réaction mécanique s'oppose donc systématiquement au déplacement de l'actionneur.
- Ces pics de pression peuvent atteindre des valeurs de l'ordre de $10^5 Pa$ ce qui s'avère bien supérieur à ce que peut développer instantanément les actionneurs. Par conséquent, leur déplacement s'en trouvera amoindri.

La figure 2.11 illustre les forces F_{Pk} et F_{Pij} calculées en différents points de la membrane en fonction du temps (ces forces sont décrites figure 2.9). Elle témoigne de l'apparition des pics de pression uniquement à l'aplomb des empreintes.

L'intégration des pressions en entrée et en sortie sont respectivement négative et positive ce qui témoigne d'une différence de pression et finalement d'un débit global (orienté de l'entrée vers la sortie). Toutefois on constatera des instants pour lesquels la différence de pression s'inverse, provoquant un débit instantané en sens opposé. Pour minimiser ce phénomène de reflux, il sera possible de piloter différemment les actionneurs en ajustant notamment leur déphasage.

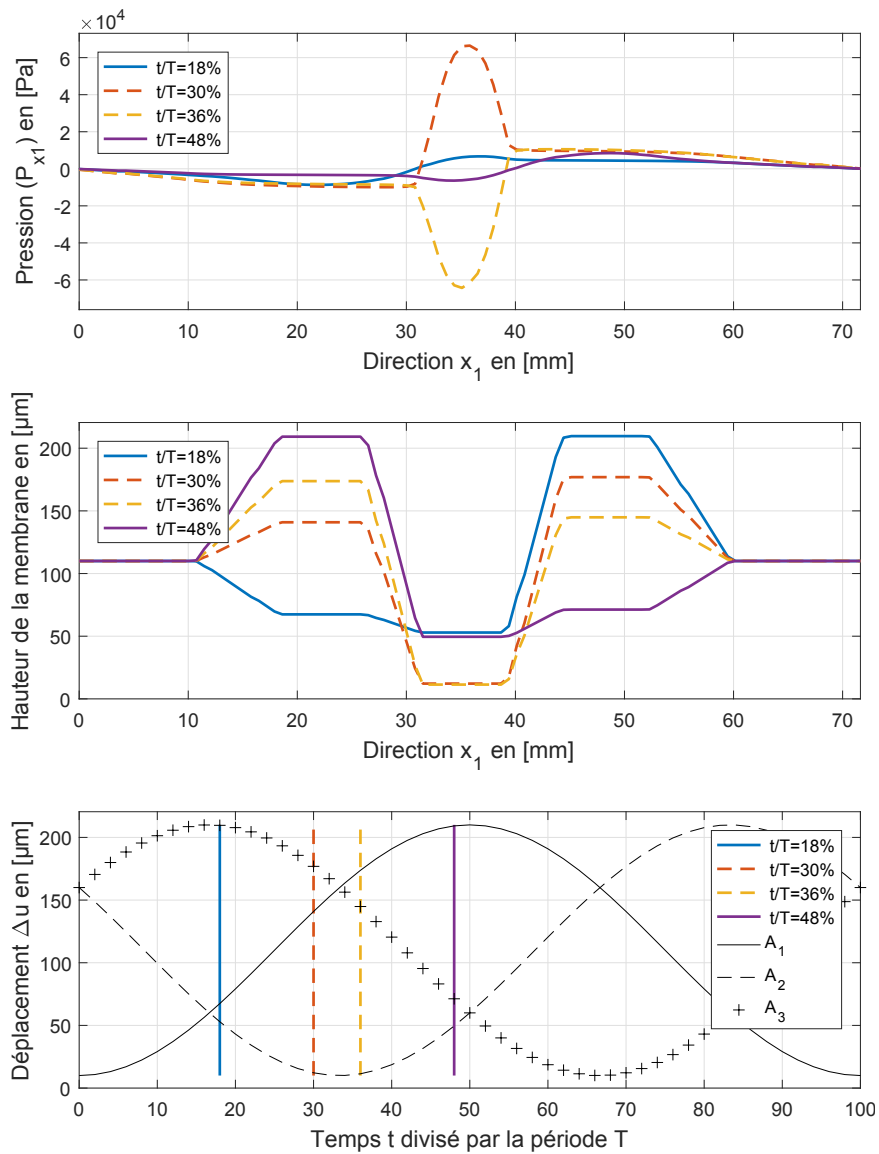
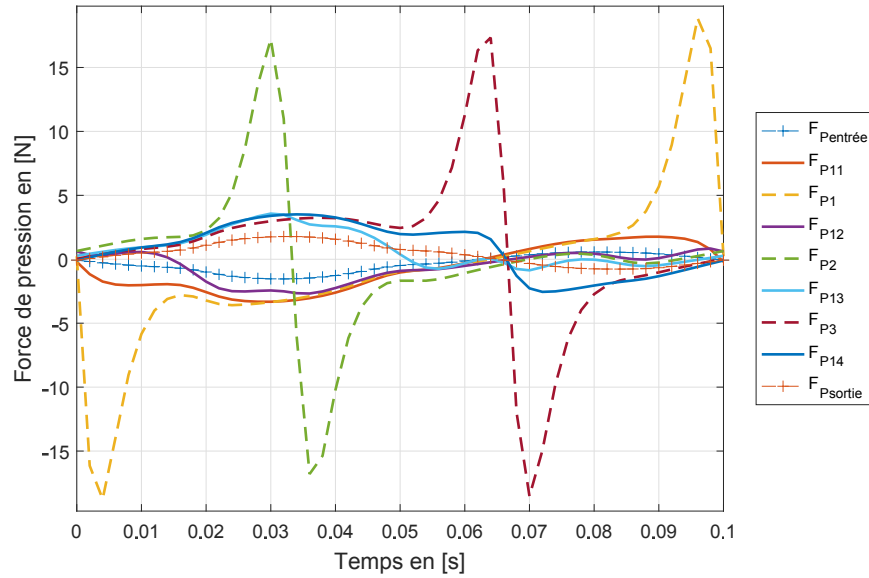


FIGURE 2.10 – Profils de pression obtenus par simulation CFD pour la configuration géométrique (8mm , $200\mu\text{m}$) et des tensions sinusoïdales triphasées. 4 instants sont repérés : 2 en traits pleins illustrent l’avance du front de pression ; 2 en traits pointillés illustrent les pics de pression à la fermeture du canal.


 FIGURE 2.11 – Forces de pression en fonction du temps, cas ($8mm$, $200\mu m$)

Influence des paramètres sur les forces de réaction

Puisque les variations de pression affectent le déplacement des actionneurs, il est pertinent d'observer les forces de réaction subies par chaque actionneur suivant les différentes configurations de paramètres. La figure 2.12 présente les valeurs absolues maximales des forces de pression F_{pAj} obtenues sur chaque actionneur en régime établi.

Ces résultats sont obtenus à partir de la relation (2.8) et des différents profils de pression pour chaque configuration d'amplitude et de largeur d'empreintes. La figure 2.11 illustre l'une de ces configurations ($8mm$, $200\mu m$).

Il apparaît de façon évidente sur la figure 2.12 que la largeur des empreintes influe fortement sur la force de pression tandis qu'elle est faiblement influencée par l'amplitude de déplacement des actionneurs.

A noter toutefois que ces simulations sont obtenues en ayant imposé une épaisseur minimale constante du canal pour chaque simulation ($10\mu m$). Par conséquent ces résultats sont à prendre avec précaution. En effet, puisque les maximums de pression apparaissent lors de la contraction maximale du canal, ceux-ci apparaissent à peu près constants pour chaque cas. Cette influence de l'épaisseur minimale de canal est abordée plus avant dans la partie 2.2.3.

De plus, on remarque aisément que les actionneurs d'entrée et de sortie subissent les mêmes forces de pression, tandis que l'actionneur central témoigne d'une réaction moindre. Toutefois ces forces restent d'un même ordre de grandeur et invite à utiliser les mêmes actionneurs quel que soit leur position.

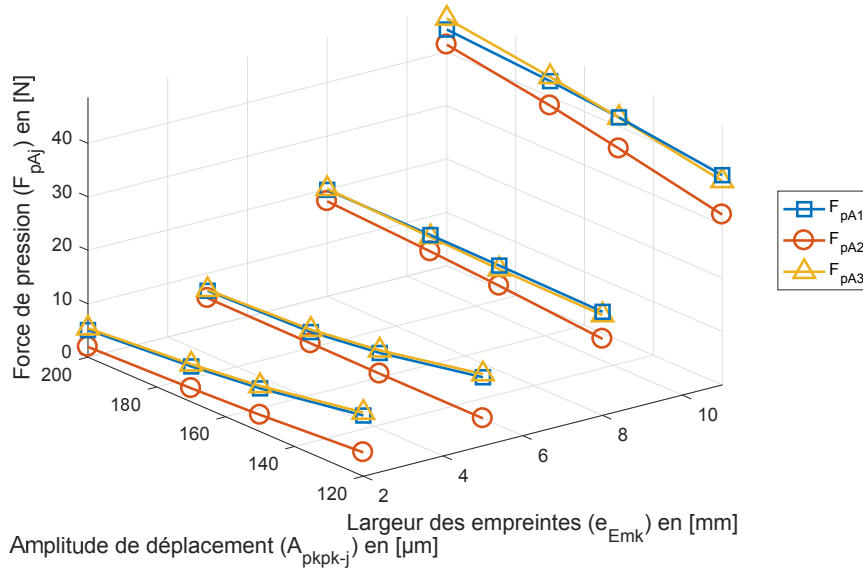


FIGURE 2.12 – Maximum des forces de pression par actionneur en fonction de la largeur des empreintes et de l’amplitude de déplacement crête à crête

Influence des paramètres sur la déformation de la membrane

Le modèle équivalent ressort de la membrane est utilisé pour le même champ de paramètres que précédemment. Les résultats sont illustrés sur la figure 2.13 pour une configuration particulière tandis que les maximums de force sont collectés sur la figure 2.14 pour l’ensemble des configurations. Il s’agit des composantes de forces de réaction suivant x_3 pour chaque segment de membrane (Figure 2.6). Les forces sont évaluées pour des propriétés de la membrane constantes ($E = 10GPa$, $e_p = 150\mu m$).

Il résulte de la figure 2.13 les observations suivantes :

- Les distances latérales L_{2j} sont fixées de sorte à réduire les forces élastiques de ces segments par rapport aux segments suivant l’axe d’écoulement x_1 .
- L_{2j} étant fixées, les forces élastiques résultantes ne dépendront que de l’amplitude de déplacement des actionneurs (et non des deux paramètres étudiés).
- Les segments de membrane L_{1j} conduisent à une même force de réaction ramenée aux actionneurs 1 et 3. Cela est dû aux symétries géométriques du dispositif et du déphasage régulier choisi.
- L’actionneur central 2 étant lié à ces deux voisins par ces segments élastiques, il subit une force de réaction différente des 2 autres. Le déphasage régulier $2\pi/3$ conduit à une force de réaction sinusoïdale et d’amplitude supérieure.
- l’ajustement des dimensions d’empreinte et des propriétés élastiques de la membrane permettront d’ajuster l’amplitude et la distribution de ces forces sur les actionneurs.

La figure 2.14 conduit aux remarques suivantes :

- La force de réaction élastique augmente nécessairement avec l’amplitude de déplacement des actionneurs
- Comme précédemment observé, celle subie par l’actionneur 2 est supérieure à celles des 2 autres actionneurs. Bien que légèrement différentes, les forces sont du même ordre de grandeur pour chaque actionneur.

- Étant donné que l'augmentation de la largeur des empreintes amène à une diminution de la longueur des segments, la force de réaction augmente en conséquence.

L'évaluation des forces de réaction induites par l'élasticité des segments de membrane démontre que le choix de ses dimensions et de ses propriétés élastiques, ainsi que les amplitudes de déplacement, conduisent à un travail mécanique non négligeable. Puisque ces forces amoindrissent les capacités des actionneurs à mouvoir le fluide, elles doivent être minimisées autant que possible. Cela invite à choisir une membrane souple et des distances entre empreinte grandes. Néanmoins cette condition obéit à un compromis. En effet, la membrane devra conserver un aspect de forme relativement plane entre actionneur et ne pas subir de flexion excessive. Un gonflement des segments de membrane affectera nécessairement les capacités de pompage de l'ensemble. C'est pourquoi la membrane doit présenter une rigidité suffisante. Ce compromis sera abordé ultérieurement dans la partie 2.2.3.

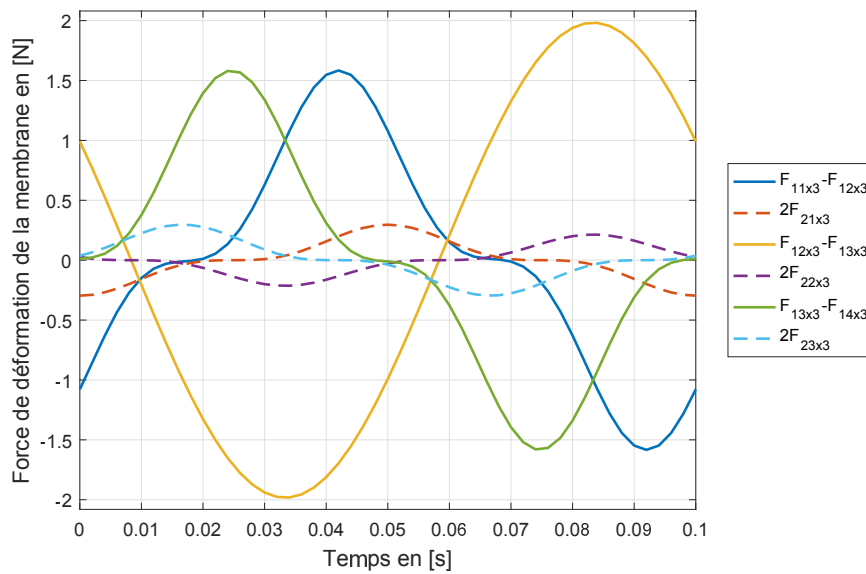


FIGURE 2.13 – Forces de déformation de la membrane par les ressorts en fonction du temps, en traits pleins selon x_1 et en pointillés selon x_2 , cas $(8\text{mm}, 200\mu\text{m})$ avec $(E = 10\text{GPa}, e_p = 150\mu\text{m})$

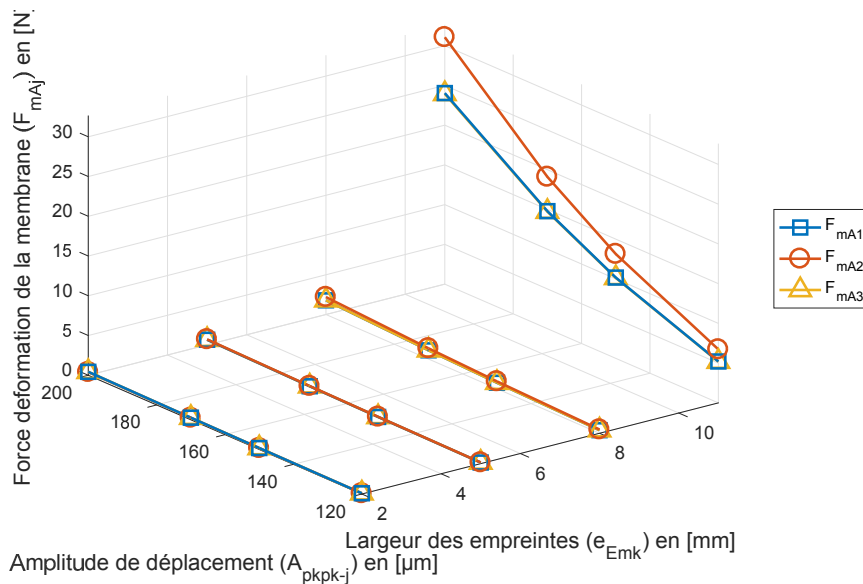


FIGURE 2.14 – Maximum des forces de déformation de la membrane par actionneur en fonction de la largeur des empreintes et de l'amplitude de déplacement crête à crête, pour $(E = 10\text{GPa}, e_p = 150\mu\text{m})$

Bilan des forces subies par les actionneurs

Les forces élastiques de la membrane et celles de la réaction fluide s'ajoutent pour s'opposer à l'action de chaque actionneur. Ces forces totales sont appelées F_{TAj} pour chaque actionneur j . Afin de comparer leur contribution, la figure 2.15 illustre une configuration particulière. Les contributions mécanique et hydraulique sont représentées séparément ainsi que leur somme pour chacun des actionneurs. Pour le jeu de paramètres ici choisi, les forces de réaction fluide sont prépondérantes sur celles de l'élasticité de la membrane. On remarque que les maximums de ces deux composantes apparaissent pratiquement simultanément.

Finalement la figure 2.16 superpose les forces totales F_{TAj} de chaque actionneur. On observe le décalage temporel de ces forces, évidemment lié au déphasage de leur sollicitation. La discrétisation des valeurs obtenues par les simulations fluides laisse apparaître de légères différences entre les actionneurs. Toutefois il s'agit là d'un artefact numérique et leur allure est pratiquement identique. Ces résultats illustrant une configuration particulière doivent toutefois être analysés prudemment. En effet, il faut rappeler que ceux-ci sont obtenus pour une configuration de phase équilibrée à $2\pi/3$ entre les actionneurs. De même, une hypothèse forte réside dans le fait d'évaluer les forces de réaction hydraulique sous l'effet d'un déplacement imposé, traduisant un couplage faible entre fluide et structure. En réalité, les variations abruptes des forces de pression impactent les déplacements des actionneurs, directement liés aux forces élastiques de la membrane. Ces forces seront donc liées par le bilan de réaction subie par chaque actionneur. Par la suite, l'expérience ainsi que des simulations d'interaction fluide-structure souligneront ce fort couplage et la disparité du bilan de force entre les actionneurs.

Sur la figure 2.17 sont reportées les valeurs maximales de la somme des forces sur une période de temps et pour les seize configurations.

La comparaison des forces pour ces différentes configurations atteste de la prépondérance de la réaction du fluide par rapport à la raideur mécanique de la membrane. En effet, les forces de réaction ont une faible dépendance à l'amplitude de déplacement (tout du moins sur les plages de valeurs simulées) tandis que la largeur des empreintes accroît simultanément les deux composantes de force. Par conséquent, il est préférable de diminuer la largeur de l'empreinte tout en garantissant la fonction de pompage.

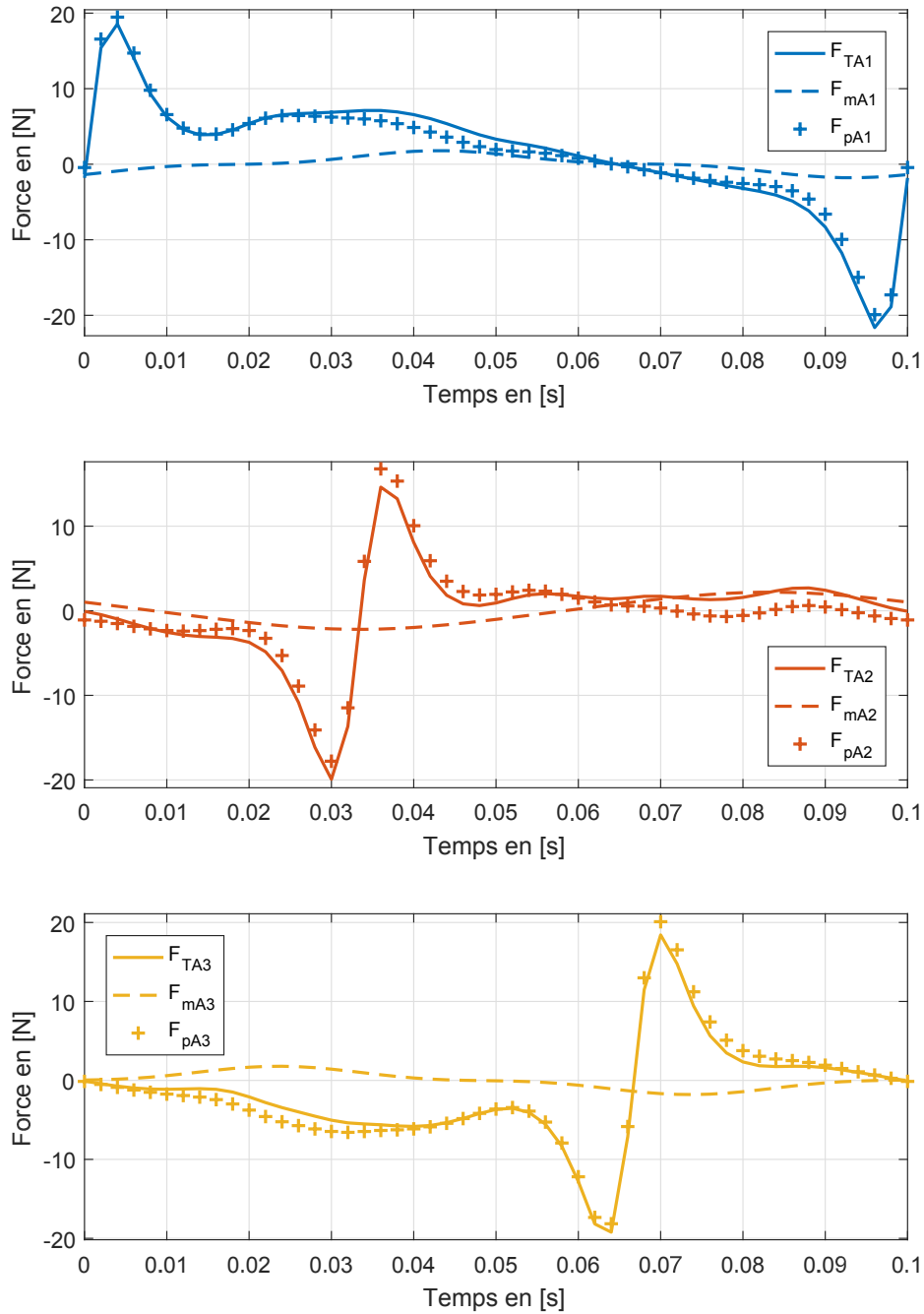


FIGURE 2.15 – Comparaison des forces de déformation de la membrane et des forces de pression en fonction du temps, cas (8mm, 200 μ m) avec ($E = 10GPa$, $e_p = 150\mu m$)

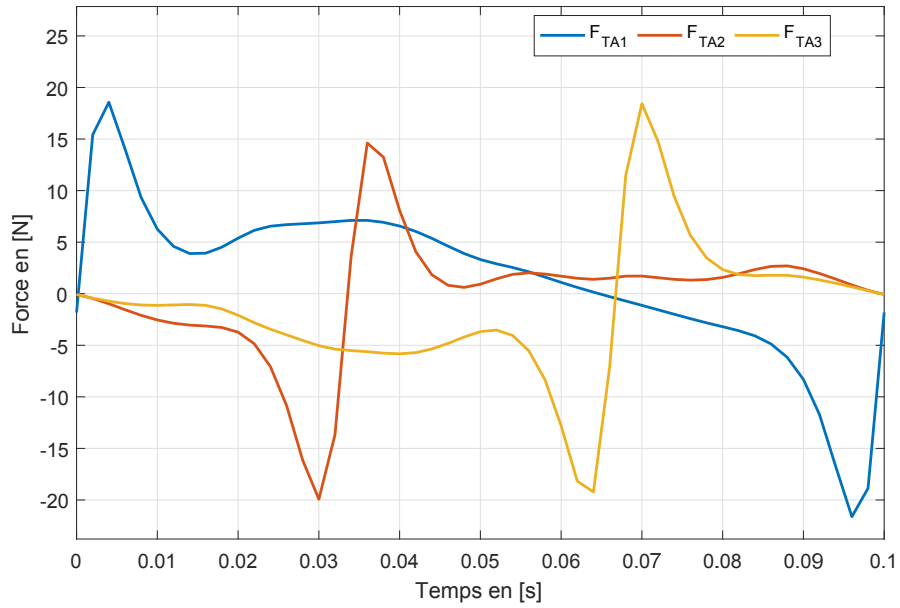


FIGURE 2.16 – Comparaison des sommes des forces en fonction du temps pour les 3 actionneurs, cas (8mm, 200 μ m) avec ($E = 10GPa$, $e_p = 150\mu$ m)

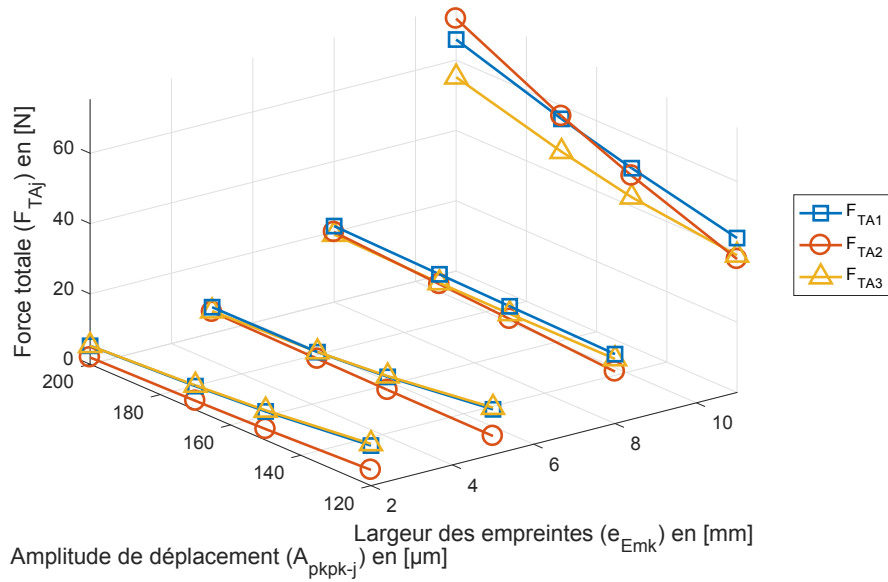


FIGURE 2.17 – Valeurs maximales de la somme des forces par actionneur en fonction de la largeur des empreintes et de l'amplitude de déplacement crête à crête, avec ($E = 10GPa$, $e_p = 150\mu$ m)

Résultats : flexion de la membrane sous la pression du fluide

La déformation élastique de la membrane est simulée analytiquement à partir des profils de pression théoriques. Ces calculs sont illustrés sur la figure 2.18. La flexion maximale Δx_{3jmax} des quatre segments de membrane (Figure 2.7) y sont représentés en fonction du temps. Il apparaît de manière évidente que les segments en entrée et sortie (L_{11} et L_{14}) subissent les plus grandes déformations, pouvant atteindre $50\mu m$ dans le cas ici illustré. Cette amplitude est non négligeable par rapport au déplacement total des actionneurs (près de 25%) et risque d'affecter significativement les capacités de pompage. Le choix du matériau de la membrane ainsi que les longueurs des 4 segments devront donc être choisis convenablement pour minimiser ce taux de déformation, sans pour autant conduire à des efforts prohibitifs pour les actionneurs.

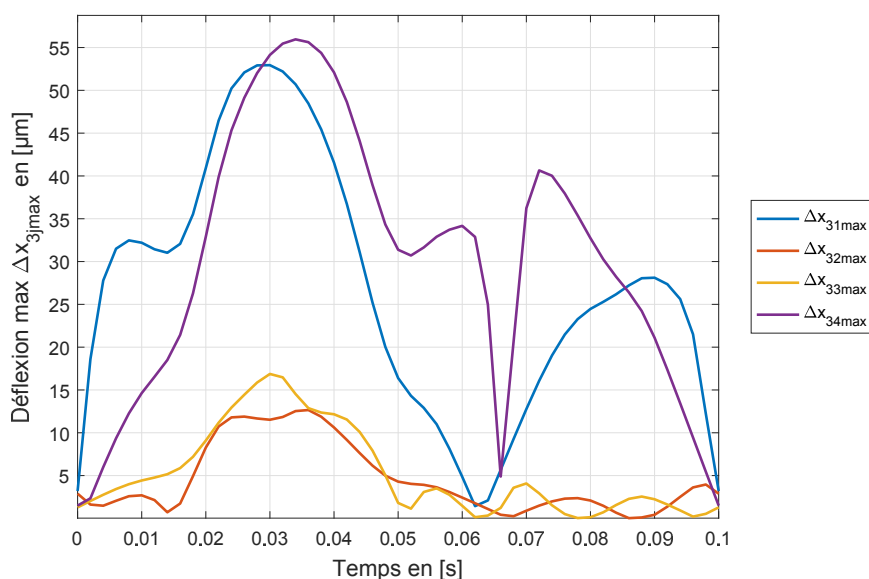


FIGURE 2.18 – Flexions maximales en fonction du temps, cas ($8mm, 200\mu m$) avec ($E = 10GPa, e_p = 150\mu m$)

De ces simulations temporelles, les valeurs maximales Δx_{3jmax} sont relevées pour les 16 configurations étudiées et reportées sur la figure 2.19. Rappelons que le mode de calcul de ces flexions implique une surévaluation de leur valeur (Figure 2.8).

- Il apparaît visiblement que le taux de flexion est faiblement dépendant de l'amplitude de déformation.
- En revanche, le segment de membrane étant inversement dépendant à la largeur des empreintes, le taux de flexion diminue avec cette même largeur.
- Par symétrie, les flexions Δx_{31max} et Δx_{34max} sont égales.

Au regard de ces différents résultats de simulations, il apparaît nécessaire de réduire la largeur des empreintes pour limiter la sollicitation des actionneurs, et dans le même temps de les augmenter pour limiter le taux de flexion des segments de membrane élastique. Il s'agit donc d'aboutir à un compromis satisfaisant aux contraintes de dimensionnement et de capacités des actionneurs.

A la taille des empreintes s'ajoute le choix judicieux de la matière de la membrane ; motivé par suffisamment de souplesse pour ne pas contraindre trop le mouvement des actionneurs,

mais également ne pas présenter un taux de flexion trop important sous l'action des pressions fluide. L'influence de ces propriétés est illustrée dans la partie suivante.

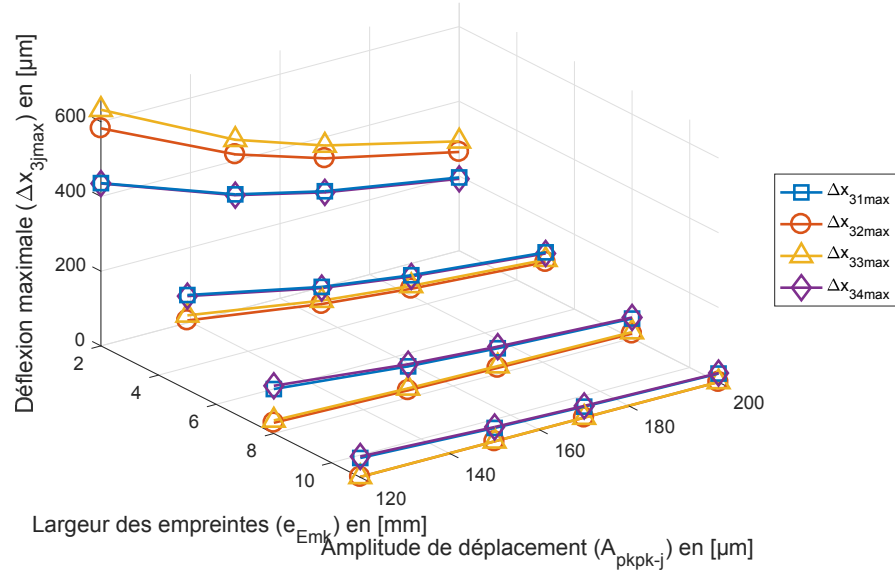


FIGURE 2.19 – Flexions maximales par actionneur en fonction de la largeur des empreintes et de l'amplitude de déplacement crête à crête, avec ($E = 10GPa$, $e_p = 150\mu m$)

Propriétés de la membrane

Dans cette section les propriétés de la membrane (E, e_p) vont être étudiées pour aider au choix de la géométrie et du matériau. Les illustrations présentées ci-après sont données pour un cas choisi parmi les 16 configurations (largeur empreinte : $8mm$ et $A_i = 200\mu m$) mais sont représentatives des tendances de leur ensemble.

Tout d'abord, l'influence du module d'Young et de l'épaisseur de la membrane sont illustrés sur la figure 2.20 obéissant à la relation suivante :

$$\Delta x_{3jmax} = \frac{c_{\Delta}}{E e_p^3} \quad (2.9)$$

Avec c_{Δ} un coefficient dépendant de la configuration choisie.

Il s'agit de la flexion du segment L_{11} (identique à celle du L_{14}) puisque c'est celui témoignant de la plus grande flexion. En outre cette flexion est estimée pour différentes valeurs d'épaisseur et de module d'Young mais pour une même distribution de pression fluide.

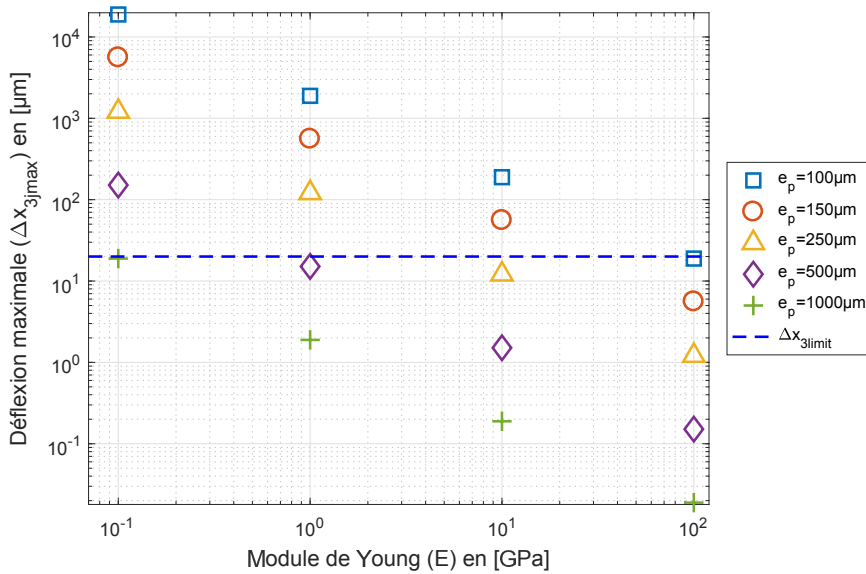


FIGURE 2.20 – Flexions maximales en fonction du module de Young et de l'épaisseur de la membrane, cas ($8mm, 200\mu m$)

Il apparaît logiquement que l'augmentation de l'épaisseur et du module d'Young conduisent à la diminution du taux de flexion de la membrane. Une valeur seuil est fixée à 10% de l'amplitude de déplacement des actionneurs pour discriminer le choix. Bien évidemment ce choix n'étant pas sans incidence sur la force s'opposant au déplacement des actionneurs, elle est évaluée et représentée sur la figure 2.21 suivant l'équation suivante :

$$F_{mAj} = c_{Fm} E e_p \quad (2.10)$$

Avec c_{Fm} un coefficient dépendant de la configuration choisie. Il est calculé dans le pire cas, à savoir pour un déphasage de π entre deux actionneurs adjacents (étirement maximal).

Comme attendu, la force résistante augmente linéairement avec le module d'Young et l'épaisseur de membrane. Sur ce critère, le choix de la membrane se fera au regard d'une valeur limite admissible de force fixée à 10% des capacités de l'actionneur.

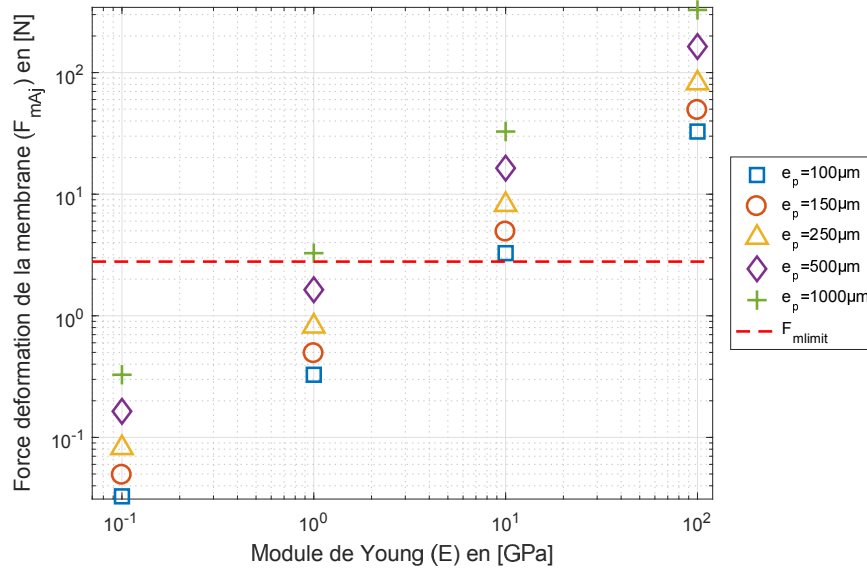


FIGURE 2.21 – Maximum des forces de déformation de la membrane en fonction du module d'Young et de l'épaisseur de la membrane, cas ($8mm$, $200\mu m$)

Ces contraintes antagonistes sont finalement représentées sur une même figure 2.22. La zone d'éligibilité de la membrane est ainsi visible, et son épaisseur peut être rendue dépendante de son module d'Young par la relation suivante :

$$\sqrt[3]{\frac{c_{\Delta}}{\Delta x_{3limit} E}} \leq e_p \leq \frac{F_{mlimit}}{c_{Fm} E} \quad (2.11)$$

Avec la configuration illustrée ici (largeur empreinte : $8mm$ et $A_{pkpk-j} = 200\mu m$), il est donc possible de sélectionner une membrane permettant de respecter les diverses contraintes (ex : matière plastique polypropylène $\approx 1.5GPa$ de $\approx 500\mu m$ d'épaisseur).

Bien que le choix de la membrane puisse répondre en partie à l'ajustement des performances des actionneurs, l'autre paramètre influant est la force de pression hydraulique s'opposant au mouvement. Ainsi, afin d'en modifier la valeur, la hauteur de canal est étudiée dans la partie suivante.

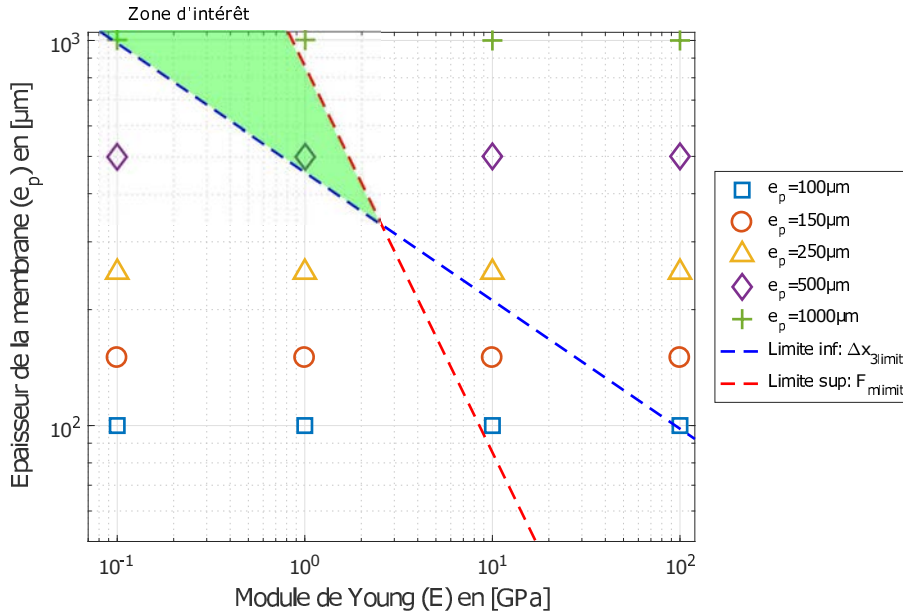


FIGURE 2.22 – Épaisseur de la paroi en fonction du module de Young, cas (8mm, 200μm) avec $\Delta x_{3limit} = 20\mu m$ et $F_{mlimit} = 2.79N$

Réduction des forces de pression

Comme vu précédemment, réduire la largeur des empreintes permet de diminuer les forces de pression locales tout en gardant une amplitude de déformation importante. Il est ainsi possible d’obtenir des forces de pression ne dépassant pas 15N en valeur absolue (Figure 2.12). Un autre moyen consisterait à empêcher la fermeture complète du canal laissant ainsi une épaisseur de fluide. Ce gap peut être obtenu soit mécaniquement (fin de course des actionneurs) soit par la commande (offset de tension). Cet espace maintenu n’est évidemment pas sans conséquences sur les performances de pompage.

Une nouvelle série de simulations est donc réalisée en faisant varier uniquement la hauteur du fond de canal appelée ici offset_{x3}, de 10μm à 40μm. Celles-ci sont ici réalisées avec une largeur d’empreinte de 6mm, une amplitude de déformation crête-à-crête de 200μm et une membrane d’épaisseur 500μm de module de Young 1.5GPa. De plus la fréquence est ici de 20Hz, ce qui double les forces de pression par rapport aux précédentes simulations car elles sont théoriquement linéairement proportionnelles à la fréquence (hypothèse de couplage fluide-structure faible).

Comme précédemment, l’influence du paramètre sur les variables principales est étudiée. Les figures 2.23 et 2.24 illustrent respectivement l’évolution de la force de pression sur les actionneurs et la flexion de la membrane en fonction de la hauteur de fond de canal.

Il apparaît visiblement que l’augmentation de la hauteur de fond de canal réduit significativement les forces de pression hydraulique et par conséquent, diminue également la flexion des segments de membrane. Les flexions diminuent ici de 60% pour les valeurs de fond de canal passant de 10μm à 40μm.

NB : A noter que si ajouter une hauteur de canal minimale permet de réduire facilement la sollicitation des actionneurs, il est fort probable que cette zone « inactive » dégrade les échanges thermiques. En effet le principe OnduloTrans repose fortement sur l’action localisée

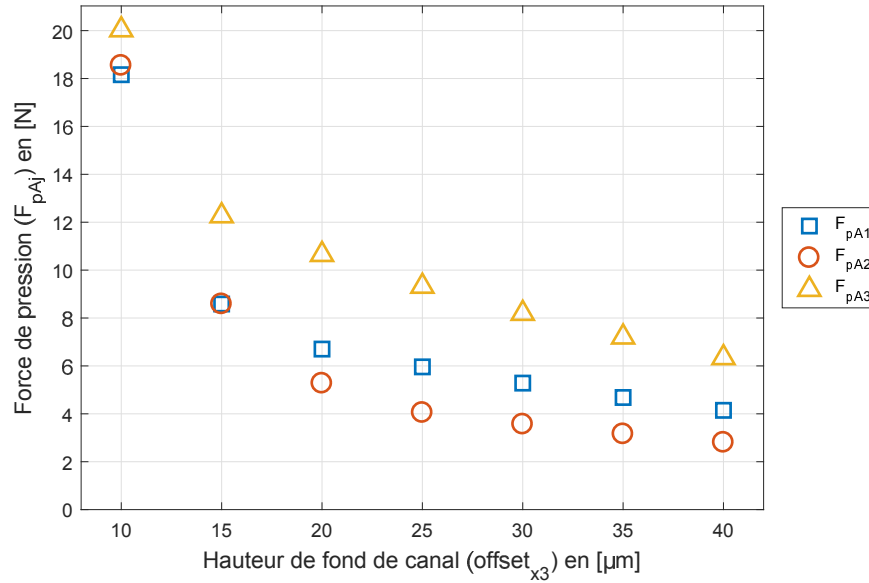


FIGURE 2.23 – Forces de pression des actionneurs en fonction de la hauteur du fond de canal

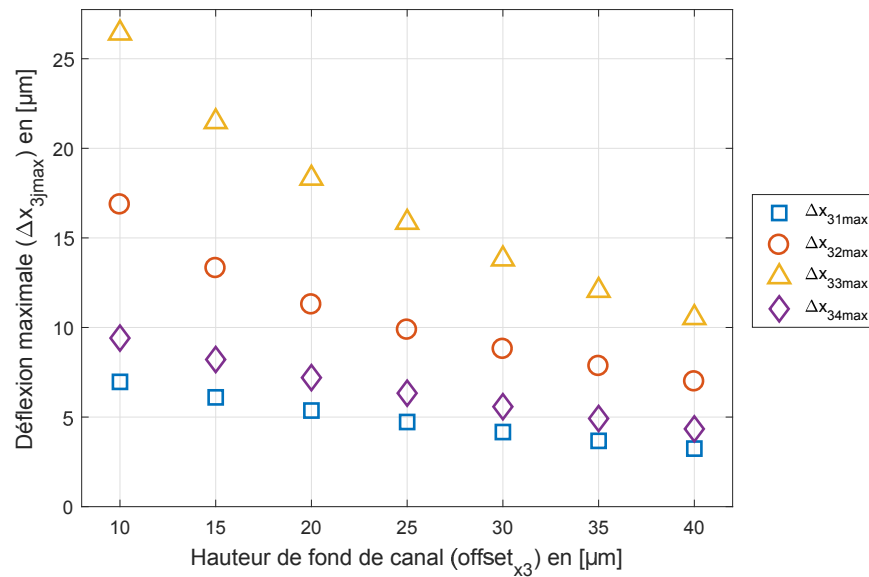


FIGURE 2.24 – Flexions des quatre segments de membrane en fonction de la hauteur du fond de canal

au plus près des couches limites thermiques, là où se situe les échanges à l'interface solide/fluide. A ce stade de l'étude, l'aspect échange thermique n'est pas considéré mais il sera l'objet de préoccupations ultérieures.

Afin de vérifier s'il existe un actionneur flexionnel susceptible de répondre aux besoins de forces et de déplacement, une figure de mérite est tracée. Il s'agit de vérifier que l'ensemble des points de fonctionnement sont contenus dans la surface définie par les performances de l'actionneur sélectionné.

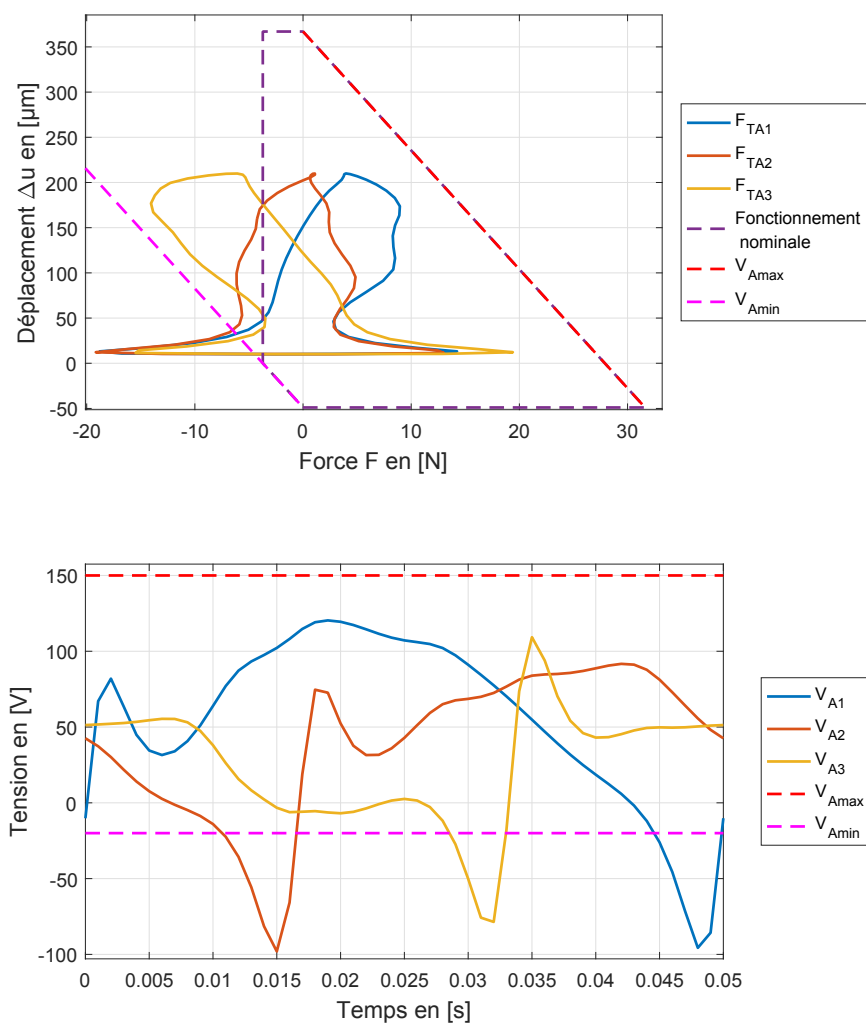


FIGURE 2.25 – Déplacement des actionneurs en fonction de la force totale subie et tensions d’alimentation associées, cas fond de canal $10\mu m$

Pour illustrer ce propos, un actionneur est choisi avec les performances suivantes :

- fonctionnement en traction
- amplitude à vide de $367\mu m$
- force bloquée de $27.9N$
- tension de $-20V$ à $150V$

De plus, en connaissant la relation liant le travail mécanique et la tension d’alimentation (équation 2.1), il est possible d’en déduire l’allure des signaux de tension, dans l’hypothèse d’un fonctionnement quasi-statique.

Sur les figures 2.25 et 2.26 sont présentées les cas $offset_{x3} = 10\mu m$ et $offset_{x3} = 40\mu m$.

Pour le cas (fond de canal $10\mu m$), on constate que les caractéristiques dépassent de la zone nominale d’emploi. Dans ce cas, il y a risque d’endommagement de l’actionneur ou de son incapacité à répondre au travail mécanique demandé. La limite de tension n’est également pas respectée à cause des surpressions s’opposant à l’actionneur.

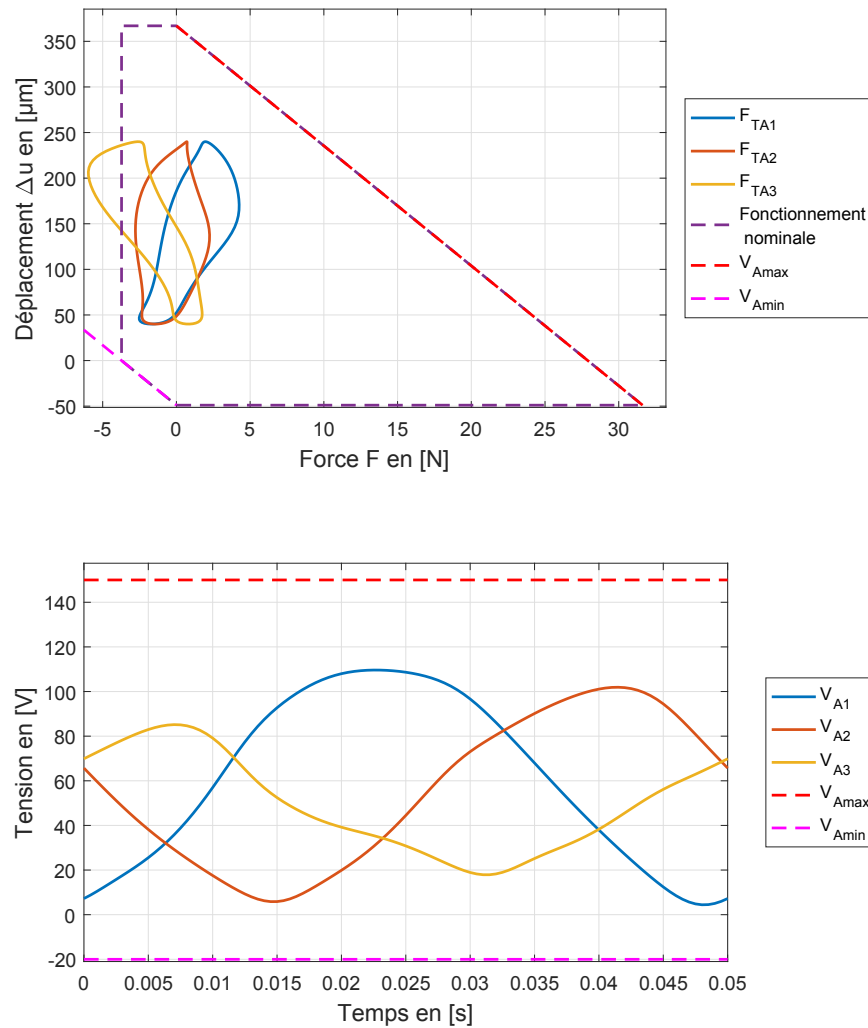


FIGURE 2.26 – Déplacement des actionneurs en fonction de la force totale subie et tensions d'alimentation associées, cas fond de canal $40\mu\text{m}$

En revanche, lorsque le fond de canal est de $40\mu\text{m}$ les pics de pression disparaissent et font entrer les caractéristiques des actionneurs dans la zone nominale d'emploi. La disparition de ces pics de forces se traduit également sur l'allure des signaux de tension déduits par calcul et représentés figure 2.26. En effet les tensions calculées se rapprochent de l'allure sinusoïdale imposée par le déplacement. La plage de tension est alors respectée ainsi que les limites en force.

Il est également observable sur ces figures de mérite que l'actionneur 3 franchit la zone nominale sur la frontière des forces négatives. Celle-ci résulte de l'action positive du fluide, accompagnant l'actionneur dans son mouvement. Ces phases de fonctionnement peuvent être qualifiées de mode « récepteur » (force négative et déplacement positif), à l'inverse du mode « générateur » (force et déplacement positif). La phase « récepteur » peut être problématique car elle amoindrit la précontrainte mécanique appliquée sur les céramiques, pouvant à terme entraîner leur délaminage.

2.3 Évaluation du débit, loi de pilotage

Introduction

Dans la section précédente les déplacements des actionneurs étaient supposés sinusoïdaux et triphasés. Dans cette section sera étudiée l'influence de la forme du signal de tension, des déphasages et de l'amplitude sur les performances de pompage.

Suivant l'hypothèse d'une onde progressive idéale, le débit s'obtient simplement en multipliant la vitesse de l'onde par sa section moyenne. Dans le cas réel, l'onde discrète est ici de forme polynomiale ou linéaire par segment, conformément à sa représentation schématique (Figure 2.10). Il est néanmoins possible de calculer des vitesses équivalentes de propagation d'onde entre les actionneurs :

$$\begin{cases} v_{onde12} = \lambda_{12}f & \text{avec } \lambda_{12} = \frac{2\pi}{\varphi_{12}}(e_{Em1}/2 + L_{012} + e_{Em2}/2) \\ v_{onde23} = \lambda_{23}f & \text{avec } \lambda_{23} = \frac{2\pi}{\varphi_{23}}(e_{Em2}/2 + L_{013} + e_{Em3}/2) \end{cases} \quad (2.12)$$

Avec f la fréquence de l'onde (ou de l'actionnement), λ_{ij} la longueur d'onde entre les actionneurs i et j , φ_{ij} le déphasage temporel entre les déplacements des actionneurs i et j .

La géométrie étant symétrique, ces deux vitesses sont égales lorsque les déphasages φ_{12} et φ_{23} sont égaux. Dans un tel cas, il est intéressant d'étudier le nombre de longueurs d'onde théorique le long de la chambre de pompage.

$$n_\lambda = \frac{L_{xéq}}{\lambda_{ij}} \quad \text{avec } L_{xéq} = (e_{Em1}/2 + L_{012} + e_{Em2} + L_{013} + e_{Em3}/2) \quad (2.13)$$

$L_{xéq}$ étant la longueur équivalente de la membrane où l'onde est supposée se propager.

En effet, lorsque $n_\lambda \ll 1$, trois actionneurs suffisent à représenter convenablement une partie de l'onde sur la longueur $L_{xéq}$, toutefois cette longueur étant courte, le canal se retrouve par intermittence soit complètement ouvert soit fermé. Pour limiter autant que possible d'éventuels reflux, le canal doit rester fermé en un point à tous instants. Prenant le cas $n_\lambda = 1$, où le canal reste fermé pour une onde idéale, l'onde réelle avec un nombre limité à trois actionneurs impose un déphasage $\varphi_{i(i+1)} = 180^\circ$, ce qui conduit nécessairement à un débit moyen nul. De l'opposition entre cette complexité d'évaluer le débit et la forme géométrique simple de l'onde, est apparue la nécessité d'élaborer un algorithme capable d'évaluer le débit en fonction de la déformation de la membrane. Cet algorithme exposé ici a également été publié suite à une communication dans une conférence internationale [86].

Quelques articles s'intéressent au pompage péristaltique dans un canal droit ; [105] propose une formule théorique pour calculer le débit produit par une onde de forme carrée, validée expérimentalement dans [63]. Cette formule prend en compte les phénomènes fluides (nombre de Reynolds, gradient de pressions, équations de Stokes, ...) mais suppose toutefois une onde progressive se translatant parfaitement dans le sens de l'écoulement.

Le nombre de paramètres influant sur la forme de l'onde étant multiples (phases, amplitudes, offsets, formes des signaux, fréquences ...), la méthode algorithmique doit permettre l'évaluation rapide du débit au premier ordre et ainsi de déduire la configuration paramétrique optimale. Il pourra également être implémenté dans un processus d'optimisation pour aboutir à la géométrie maximisant le débit.

La méthode de calcul est basée uniquement sur des considérations de transitions de volumes, et donc sujet à quelques limitations :

- la nature et les propriétés du fluide ne sont pas prises en compte (gaz, liquide, viscosité, température, nombre de Reynolds...)
- les réactions fluides (statique ou dynamique) ne sont pas prises en compte. L'influence de la fréquence n'est donc pas étudiée (dépendance linéaire débit/fréquence)

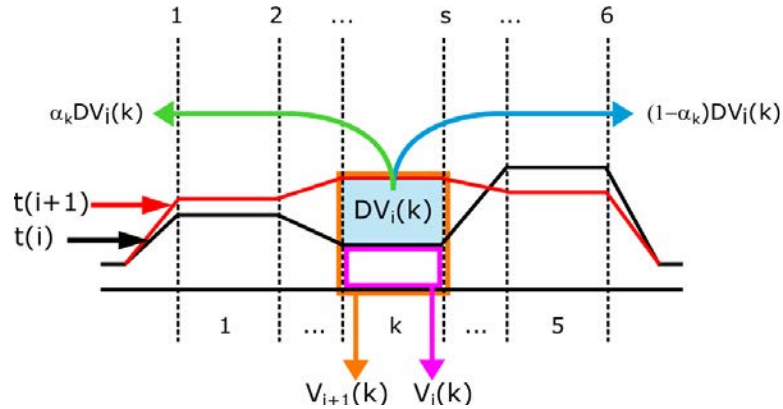


FIGURE 2.27 – Principe de la méthode de calcul

Les dimensions du canal, la disposition des actionneurs ainsi que leur déplacement constituent les variables de l'algorithme. Ainsi à géométrie fixée, l'influence des déphasages, de la forme du signal ou des amplitudes sera étudiée. Pour finir, des simulations par volumes finis viendront valider cette approche.

2.3.1 Méthode algorithmique de calcul du débit

Principe général

La chambre de pompage est segmentée en plusieurs régions suivant la direction x_1 (Figure 2.27). Pour chaque région, la variation de volume entre deux instants consécutifs est évaluée et est susceptible de se déplacer vers l'entrée ou vers la sortie du dispositif. A chaque étape, deux suites récurrentes matricielles couplées sont construites afin d'évaluer les coefficients α_k de la figure 2.27. Ces matrices, calculées pour chaque région et chaque pas de temps, permettent ainsi de déterminer dans quel sens se déplacent les volumes pour finalement atteindre l'entrée ou la sortie.

Notations

- Les volumes s'échangeant à l'entrée ou à la sortie de la chambre entre les deux instants $t(i)$ et $t(i+1)$ sont appelés respectivement $V_{in}(i)$ et $V_{out}(i)$. Par convention, les débits sont signés positifs lorsqu'ils sont sortants de la chambre (que ce soit à l'entrée ou à la sortie).
- Le volume d'une région k à un instant $t(i)$ est appelé $V_i(k)$
- La différence de volume entre les instants $t(i)$ et $t(i+1)$ pour une région k est appelée $DV_i(k)$.
- A l'instant $t(i)$ et pour une inter-région s (représentées en pointillés sur la figure 2.27), la hauteur de la membrane est appelée $z_i(s)$ (définie au centre suivant la direction transverse x_2).
- Entre deux instants $t(i)$ et $t(i+1)$, d'une région k à une région m , lors de l'itération w de la boucle **tant que**, les parties des volumes se déplaçant vers l'entrée ou vers la sortie

sont appelées respectivement $V_{i,k}^{in}(w, m)$ et $V_{i,k}^{out}(w, m)$. Ce sont les matrices représentées en vert et bleu sur la figure 2.28, pour un temps et une région particuliers.

Détail de la méthode

La propension d'une variation de volume $DV_i(k)$ à transiter d'une région vers ses voisines est quantifiée en fonction de la hauteur des inter-régions. Cette évaluation débute à chaque pas de temps $t(i)$ par l'initialisation des matrices $V_{i,k}^{in}(w, m)$ et $V_{i,k}^{out}(w, m)$, suivant les relations (2.14) et (2.15).

$$\begin{cases} DV_i(k) & = V_i(k) - V_{i+1}(k) \\ V_{i,k}^{in}(1, k+1) & = DV_i(k) \\ V_{i,k}^{out}(1, k+1) & = DV_i(k) \end{cases} \quad (2.14)$$

$$\begin{cases} V_{i,k}^{in}(2, k) & = DV_i(k) \frac{z_{i+1}(k)}{z_{i+1}(k) + z_{i+1}(k+1)} \\ V_{i,k}^{out}(2, k+2) & = DV_i(k) \frac{z_{i+1}(k+1)}{z_{i+1}(k) + z_{i+1}(k+1)} \end{cases} \quad (2.15)$$

Ensuite dès les premières itérations, il y a conflit si deux régions consécutives k et $k+1$ dirigent des volumes différents à travers une même inter-région j , la variation de volume des régions n'est alors pas respectée. C'est-à-dire que pour chacune des inter-région j , une contradiction apparaît si la somme $V_{i,k}^{out}(w, m+1) + V_{i,k+1}^{in}(w, m)$ n'est pas nulle. A l'itération suivante $w+1$, cette somme non-nulle, est redistribuée vers les inter-régions voisines $j-1$ et $j+1$, conditionnées par leur hauteur respective. Avec les notations décrites plus haut, ce principe est interprété comme une suite récurrente dans l'équation (2.16) et illustré figure 2.28.

$$\begin{cases} V_{i,k}^{in}(w+1, j) & = \left(V_{i,k}^{in}(w, j+1) + V_{i,k}^{out}(w, j+2) \right) \frac{z_{i+1}(j)}{z_{i+1}(j) + z_{i+1}(j+2)} \\ V_{i,k}^{out}(w+1, j+3) & = \left(V_{i,k}^{in}(w, j+1) + V_{i,k}^{out}(w, j+2) \right) \frac{z_{i+1}(j+2)}{z_{i+1}(j) + z_{i+1}(j+2)} \end{cases} \quad (2.16)$$

Ces suites construisent successivement les matrices $V_{i,k}^{in}(w, m)$ et $V_{i,k}^{out}(w, m)$. La variation de volume à l'entrée est finalement la somme des premiers termes de $V_{i,k}^{in}(w, m)$, de même la variation de volume à la sortie est la somme des derniers termes de $V_{i,k}^{out}(w, m)$, voir équations (2.17).

$$\begin{cases} V_{in}(i) & = \sum_w \sum_k V_{i,k}^{in}(w, 1) \\ V_{out}(i) & = \sum_w \sum_k V_{i,k}^{out}(w, end) \end{cases} \quad (2.17)$$

Les termes des suites des équations (2.16) sont calculés jusqu'à ce que toutes les différences de volume entre $t(i)$ et $t(i+1)$ soient évacuées vers l'entrée ou la sortie, équation (2.18). Les sommes équations (2.17) doivent converger vers la somme des différences de volumes $DV_i(k)$.

$$\left| V_{in}(i) + V_{out}(i) - \sum_k DV_i(k) \right| < err \quad (2.18)$$

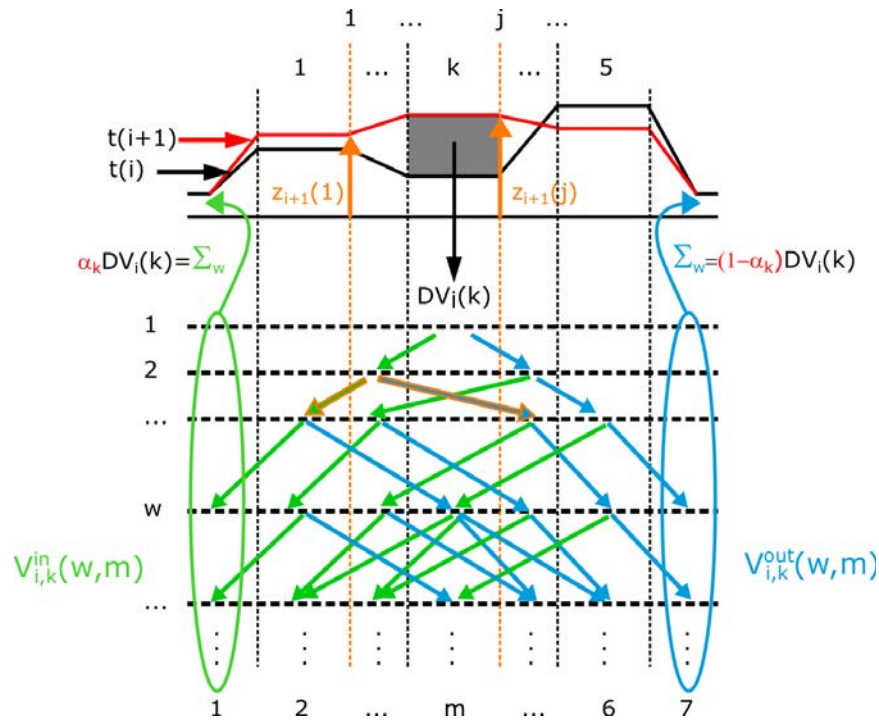


FIGURE 2.28 – Représentation des deux suites matricielles récurrentes couplées

Les coefficients α_k s'obtiennent donc à partir de l'équation (Figure 2.28) :

$$\alpha_k DV_i(k) = \sum_w V_{i,k}^{in}(w, 1) \quad (2.19)$$

L'algorithme est finalement résumé dans le pseudo-code suivant :

Algorithme 1 : Pseudo-code

```

pour tous temps  $i$  faire
  pour tous région  $k$  faire
    | initialisation équations (2.14) et (2.15)
  fin
   $w \leftarrow 1$ 
  tant que équation (2.18) non satisfaite faire
    |  $w \leftarrow w + 1$ 
    | pour tous région  $k$  et inter-région  $j$  faire
    | | suites récurrentes équation (2.16)
    | fin
    | évaluation des volumes d'entrée et de sortie équation (2.17)
  fin
fin

```

Discussions

La discrétisation du temps sur une période doit être suffisante pour limiter la variation de volumes. La conséquence d'un pas de temps fin sera une évaluation des débits plus précis au

prix d'un temps de calcul plus important. De manière pratique, la méthode décrite ci-dessus requiert 50 pas de temps sur une période. En revanche, pour répondre au processus itératif, aucune des hauteurs $z_i(s)$ ne doit être nulle. En effet dans certaines configurations, l'entrée ou la sortie peuvent être fermées, et dans ce cas l'algorithme peut ne pas converger. Pour palier à cette singularité, une hauteur minimale de $10\mu m$ sera considérée. Dans la plupart des cas moins de 100 itérations par pas de temps sont nécessaires pour converger avec une erreur inférieure à 1%. La convergence de l'algorithme est donc rapide.

2.3.2 Validation de la méthode algorithmique par comparaison aux volumes finis (CFD)

Description du modèle numérique

Le modèle numérique utilisé est l'aboutissement d'études hydraulique et thermique réalisées depuis 2011 sur le principe OnduloTrans, d'un échangeur de chaleur à paroi mobile. Pour plus de détails, notamment sur les aspects thermique, le lecteur pourra se reporter à [106] [13] [107] [87] [88] [108] [90].

Les problèmes transitoires conjugués de transfert de chaleur et de fluide incompressible laminaire ont été résolus en considérant que les propriétés physiques du fluide sont constantes et uniformes. La combinaison classique d'équations de continuité, de moment et d'énergie utilisée est donc la suivante :

$$\begin{cases} \vec{\nabla} \cdot \vec{u} = 0 \\ \rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho (\vec{u} \cdot \vec{\nabla}) \vec{u} = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} \cdot \vec{P} + \mu \nabla^2 \vec{u} \\ \rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \vec{\nabla} T \right) + \rho \vec{u} \cdot \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \frac{\rho}{2} \left(\vec{\nabla} \cdot (\vec{u}^2) \right) \cdot \vec{u} = k_f \nabla T + \frac{\partial P}{\partial t} + \Phi \end{cases} \quad (2.20)$$

Avec ρ la masse volumique, \vec{u} la vitesse, P la pression, T la température, μ la viscosité dynamique, C_p la capacité calorifique massique, k_f la conductance thermique du liquide, \vec{g} l'accélération de la pesanteur et Φ la puissance thermique volumique due aux dissipations visqueuses.

La résolution numérique utilise une approche séparée (*segregated method*) [109] avec discrétisation temporelle implicite du second ordre. Le pas de temps est choisi suffisamment petit pour permettre une description précise du mouvement de la paroi, typiquement 100 pas de temps par période. Le code commercial (StarCCM+) utilisé est basé sur la méthode des volumes finis en régime transitoire laminaire.

Un maillage anisotrope structuré se déformant dynamiquement a été utilisé afin d'obtenir la forme et le mouvement souhaités de la paroi. La procédure suivante est choisie pour gérer les déformations de mailles : un canal parallélépipédique est d'abord créé, dont la hauteur est égale à la hauteur de fond de canal. Ensuite, ce maillage est dilaté pour tenir compte du déplacement de la surface supérieure (la membrane). Cette procédure permet d'étirer le maillage initial et ainsi de maîtriser la taille des mailles à tout instant. Environ 150000 cellules sont utilisées pour mailler une couche horizontale (selon $x_1 O x_2$), et 20 cellules suivant la hauteur du canal (selon x_3). Des embouchures réalistes en entrée et sortie sont modélisées avec un maillage polyédrique d'environ 50000 cellules chacune (Figure 2.29). De petites longueurs de tube sont ajoutées au système afin de placer les conditions aux limites à bonne distance de la région d'intérêt afin de ne pas induire de biais sur les résultats.

Pour la configuration choisie, un écoulement 3D transitoire est considéré avec un modèle de turbulence K-epsilon simple. Des conditions de non-glissement (*no-slip conditions*) sont appliquées sur toutes les surfaces matérielles, et les pressions d'entrée et de sortie fixées à la

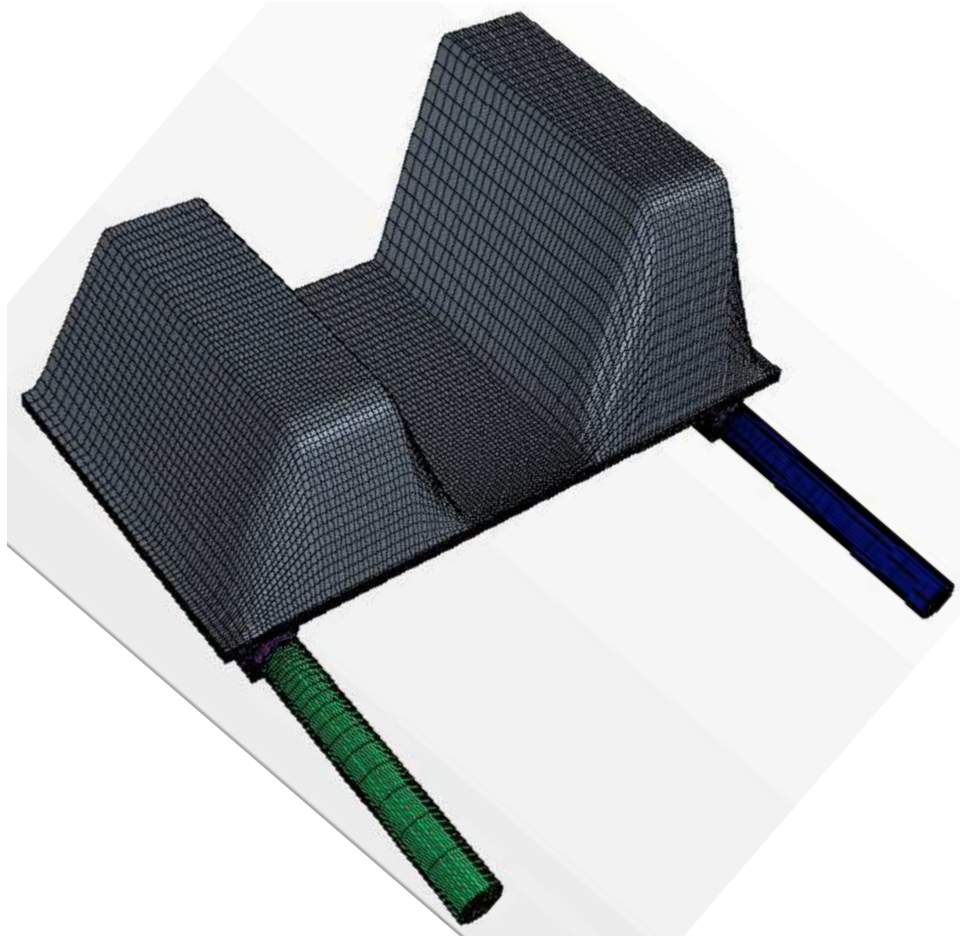


FIGURE 2.29 – Maillage 3D du fluide des simulations numériques de la mécanique de fluides (CFD), avec une échelle multipliée par 100 selon x_3 pour les éléments de la chambre de pompage.

pression atmosphérique. Le liquide considéré est de l'eau avec des propriétés constantes (prises à $293.15K$). Pour finir, compte tenu des symétries du dispositif suivant le plan (x_1Ox_3) , seule la moitié de la géométrie est modélisée.

L'avantage principal de cette méthode numérique est qu'elle permet une prise en compte de la dynamique du fluide et des effets de bords. Elle présente toutefois deux inconvénients majeurs; le grand rapport de forme entre le plan x_1Ox_2 et la direction x_3 ($\times 200$) entraîne un grand nombre de cellules et, malgré les précautions, des difficultés de convergence dues à la structure du maillage. Par conséquent les simulations sont très coûteuses en temps de calcul. De plus, ces simulations réalisées à déplacement de membrane imposé, impliquent des pics de pression dynamique localisés pouvant également engendrer des difficultés de convergence.

Étude de la répartition des volumes instantanés

Sur la figure 2.30 sont présentés les résultats de l'évaluation des débits par l'algorithme et par CFD (*Computational fluid dynamics*). Le cas illustré ici est obtenu pour les paramètres suivants :

- déplacement d'actionneurs de forme créneau
- déphasage de $\varphi_{12} = 60^\circ$ et de $\varphi_{13} = 140^\circ$
- une amplitude de déplacement de $10\mu m$ à $210\mu m$
- 50 pas de temps par période. Pour les simulations CFD, 5 périodes de $67ms$ ($15Hz$) sont simulées afin d'atteindre le régime permanent

Les volumes instantanés $V_{in}(i)$, $V_{out}(i)$ et leur somme sont tracés. De plus la figure 2.30a indique la somme des $DV_i(k)$ à chaque pas de temps, témoignage de la bonne convergence de l'algorithme (équation 2.18). Les résultats obtenus par les deux méthodes amènent aux remarques suivantes :

- bien que légèrement différents à chaque instant $t(i)$, les débits dynamiques entrée et sortie sont relativement comparables pour les deux méthodes
- les volumes oscillent entre valeur positive et négative, ce qui témoigne d'un changement de sens du débit instantané
- le calcul du débit moyen donne un sens privilégié de l'entrée vers la sortie
- les pics positif et négatif respectivement pour $V_{in}(i)$ et $V_{out}(i)$ sont faibles, il y a donc peu de reflux dans cette configuration
- la figure 2.30b montre des variations instantanées importantes, ce qui montre une convergence difficile de l'approche numérique. Cela explique que les sommes de débits diffèrent malgré le même déplacement imposé dans les deux méthodes.
- les débits moyens obtenus à $15Hz$ sont de $\Sigma_i V_{out}(i) \times f \approx 0.1687 \times 15 = 2.53mL/s$ et de $2.75mL/s$, respectivement pour la méthode algorithmique et CFD

Étude paramétrique - influence des déphasages

Afin de confirmer la validité de la méthode algorithmique, une étude paramétrique est réalisée pour différentes valeurs de phase, tout autre paramètre étant identique au test précédemment illustré. Les niveaux de débit sont représentés sur la figure 2.31, les valeurs de phase φ_{12} et φ_{13} variant de 0° à 360° .

- Les deux méthodes donnent les extremums de débit dans les mêmes régions de configurations de phase. Le comportement apparait identique, et les valeurs extrémums très proches.
- Une erreur maximum de 15% entre les deux méthodes est constatée, ce qui suffit à confirmer le bon fonctionnement de l'algorithme.

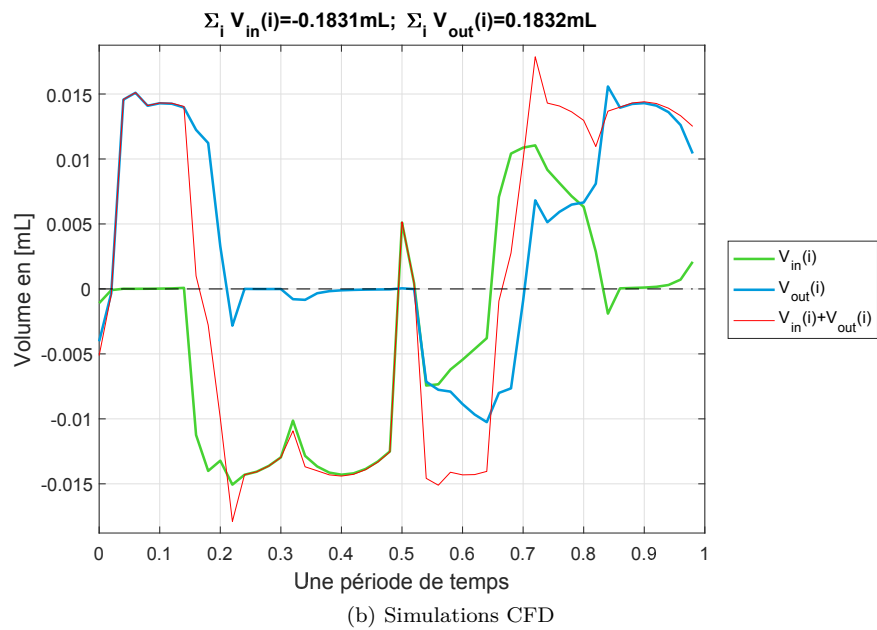
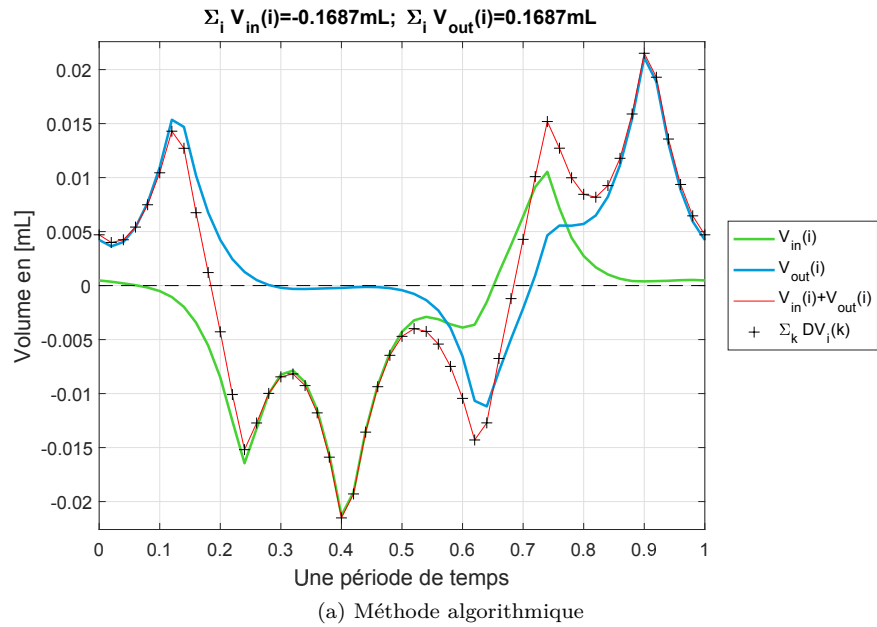
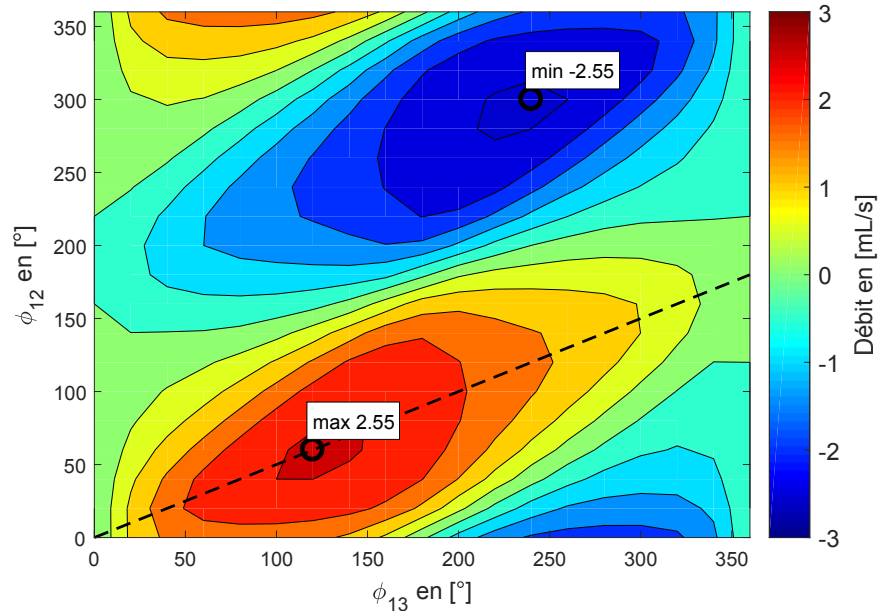


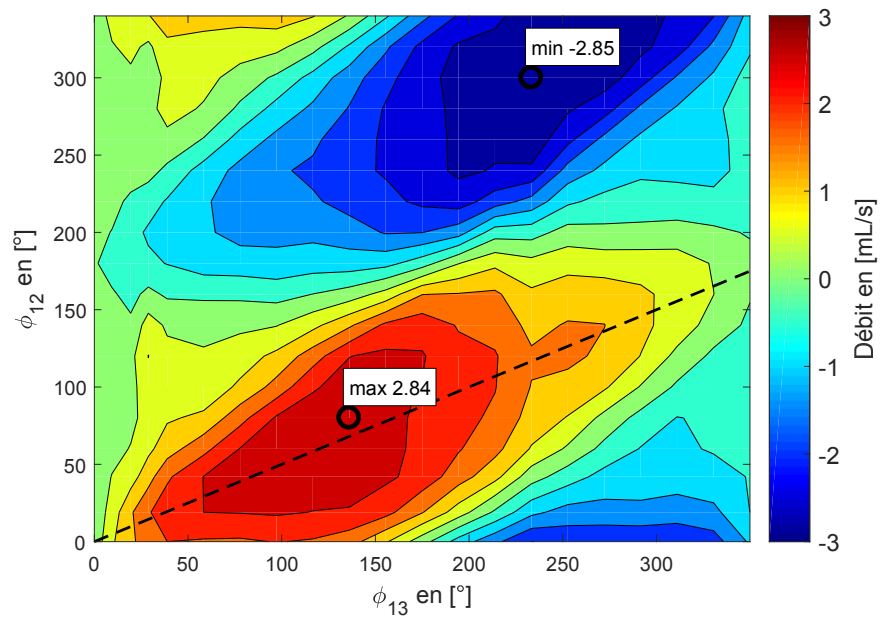
FIGURE 2.30 – Évaluation des volumes instantanés

- Conformément à la définition de vitesse d'onde définie équations (2.12), le tracé en pointillé matérialise l'égalité $\lambda_{12} = \lambda_{23}$, c'est-à-dire $\varphi_{13} = 2\varphi_{12}$. Le débit maximum se situe systématiquement sur cette trajectoire, et ce quelque soit la valeur de $\varphi_{13} = cste$.
- Ajoutons que contrairement à l'intuition, une configuration de phase équilibrée ($\varphi_{12} = 120^\circ, \varphi_{13} = 240^\circ$) ne donne pas le point optimal de débit.
- En raison des symétries du problème, le point singulier $\varphi_{12} = \varphi_{13} = 180^\circ$ constitue un point de symétrie centrale pour toutes trajectoires rectilignes passant par ce point
- Pour ce même point, la symétrie n'est pas flagrante avec les simulations CFD, en raison des difficultés de convergence.
- Le point fort de la méthode algorithmique est sa rapidité; 10 minutes sont nécessaires pour évaluer les 324 configurations de phase à l'aide d'un simple PC de bureau, tandis que les 378 cas traités par CFD ont nécessité environ une journée de calculs en parallèle, répartis sur une trentaine de processeurs.

Cette cartographie du débit en fonction des valeurs de phase valide la méthode algorithmique, et ce malgré les différences observables sur les volumes instantanés. L'avantage majeur réside dans la possibilité de définir précisément et avec un faible cout de calcul, la configuration de phase optimale, et ce quelques soit la forme d'onde, le nombre d'actionneurs ou leurs dimensions. Le maximum de débit est trouvé pour la configuration $(\varphi_{12}, \varphi_{13}) = (60^\circ, 120^\circ)$, ce qui représente un nombre d'onde d'environ $n_\lambda = 1/3$.

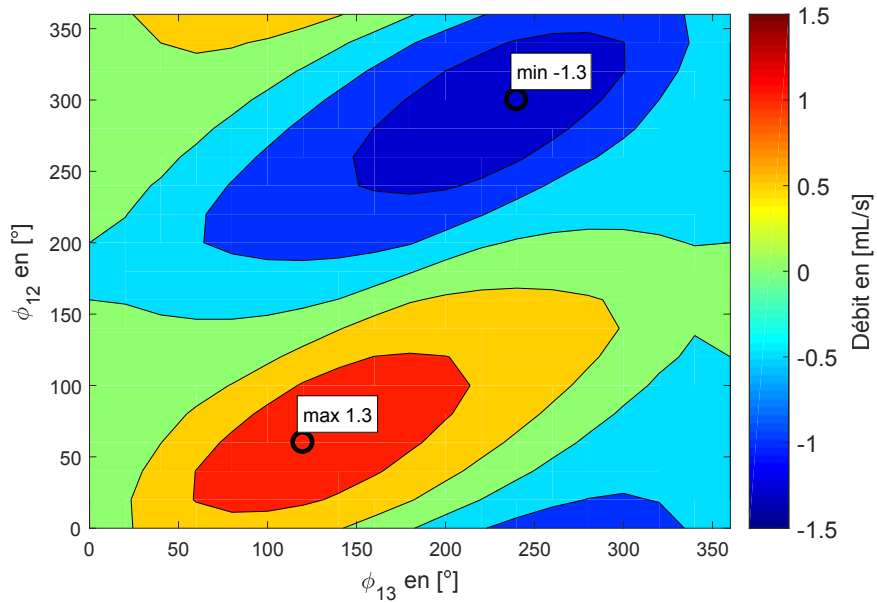


(a) Méthode algorithmique

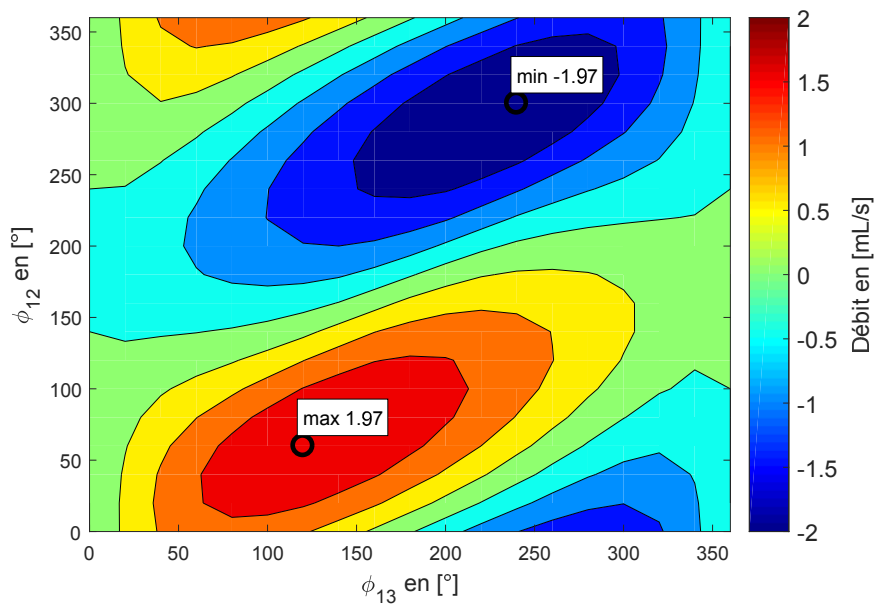


(b) Simulations CFD

FIGURE 2.31 – Étude de l'influence des déphasages sur le débit, cas $15Hz$, créneau, $10\mu m - 210\mu m$



(a) Forme triangle des déplacements



(b) Forme sinus des déplacements

FIGURE 2.32 – Évaluation des débits, cas $15Hz$, $10\mu m - 210\mu m$

2.3.3 Étude paramétrique - influence de la forme d'onde et de l'amplitude

Deux formes de signaux supplémentaires sont étudiées : sinusoïdale et triangulaire et ce afin d'être comparées à la configuration créneau discutée ci-avant. Les résultats sont présentés figure 2.32 sous la forme de cartographie du débit en fonction des déphasages.

Quelle que soit la forme du signal, le maximum de débit est obtenu pour la configuration $(\varphi_{12}, \varphi_{13}) = (60^\circ, 120^\circ)$. Les débits obtenus restent néanmoins bien inférieurs au cas créneau. L'observation de cet affaiblissement du débit laisserait entendre que le fonctionnement en créneau donne de meilleur résultat eu égard à un comportement de type « succession de clapets ».

En complément, une analyse de l'influence de l'amplitude et de l'offset imposés au déplacement des actionneurs est illustrée figure 2.33. cette variation paramétrique est étudiée pour la configuration de phase optimale à savoir $(\varphi_{12}, \varphi_{13}) = (60^\circ, 120^\circ)$, $15Hz$. L'amplitude et l'offset varient de $0\mu m$ à $400\mu m$, l'épaisseur du canal n'est donc pas maintenue constante.

Le tracé en pointillé matérialise une épaisseur de canal constante. Ainsi le long de cette trajectoire, le débit augmente de manière quadratique avec l'amplitude de déplacement, ce qui conforte les observations discutées au chapitre précédent (1.3.3). De même, pour le cas particulier d'une déformation relative de 100% (*i.e.* $offset_{x3} = 0\mu m$), le débit évolue linéairement avec l'amplitude, conformément à la théorie. Ajoutons pour finir que l'augmentation de la valeur d'offset dégrade fortement le débit, L'actionnement ne portant plus que sur des interactions de surface et non de volume. Ce constat a également pu être discuté au chapitre 1 avec l'exemple de la pompe péristaltique [80].

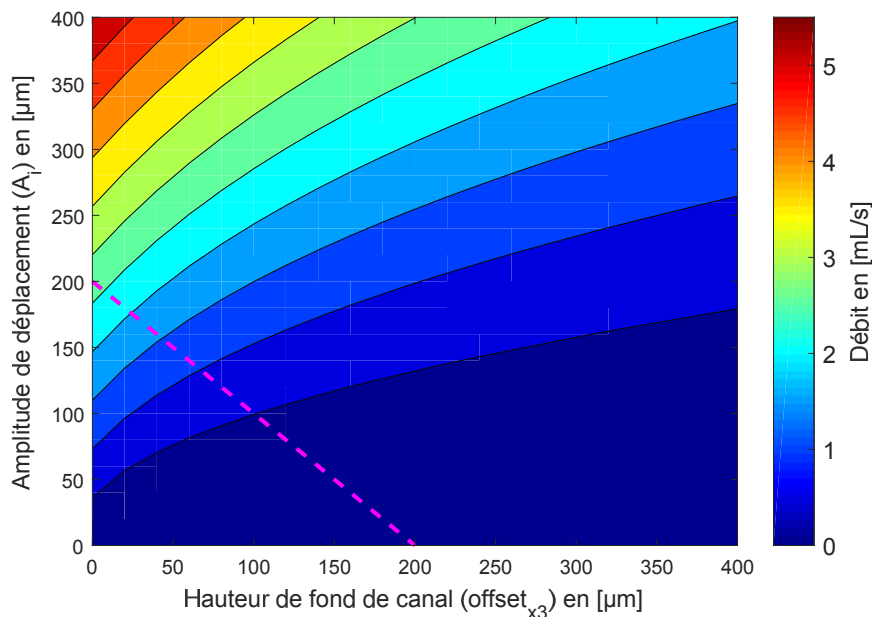


FIGURE 2.33 – Variation de l'amplitude absolue et relative

En conclusion et conformément aux remarques préliminaires du chapitre 1, l'amplitude relative doit être la plus grande possible par rapport à la hauteur du canal pour favoriser le débit. De même parmi les trois formes de signaux étudiées, les déplacements créneaux sont les plus favorables. A noter toutefois que cette forme d'onde peut être pénalisante pour d'autres aspects ;

par exemple, les actionneurs piézoélectriques flexionnels peuvent vieillir prématurément sous l'effet de ces sollicitations abruptes.

2.4 Évaluation des performances mécaniques

2.4.1 Description du prototype

Un prototype a été réalisé à partir du dimensionnement précédent (Figure 2.34). Les dimensions externes du prototype sont de $65 \times 63 \times 25 \text{ mm}^3$, la largeur des empreintes de 7 mm , et les actionneurs possèdent les mêmes caractéristiques que celles illustrées figure 2.26. Ce sont des actionneurs flexionnels de type losange travaillant en traction. Ils ont un excellent rapport hauteur/déplacement parmi les actionneurs disponibles dans le commerce. La membrane est un film polyester (PET), d'épaisseur $250 \mu\text{m}$, de module de Young 4 GPa et de limite élastique 80 MPa . Cette limite correspond à 2% d'élongation maximale, à comparer au 1% d'élongation maximale envisageable avec ce prototype. Ces propriétés mécaniques ont été obtenues à partir d'essais de qualification en traction sur plusieurs échantillons. Le choix de la membrane s'est fait parmi différents matériaux plastiques testés. Le fond de canal est usiné en cuivre afin d'assurer une bonne conductivité thermique (Figure 2.35) et un rôle de « heat spreader ». Cinq thermocouples sont insérés dans ce socle pour les mesures thermiques.

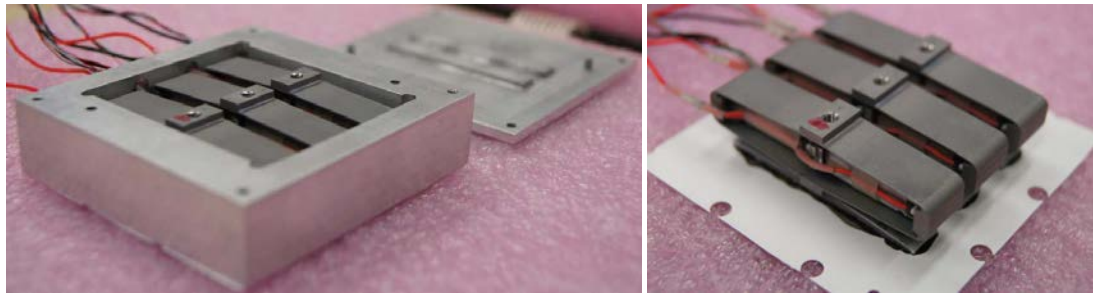


FIGURE 2.34 – Photographies du prototype réalisé

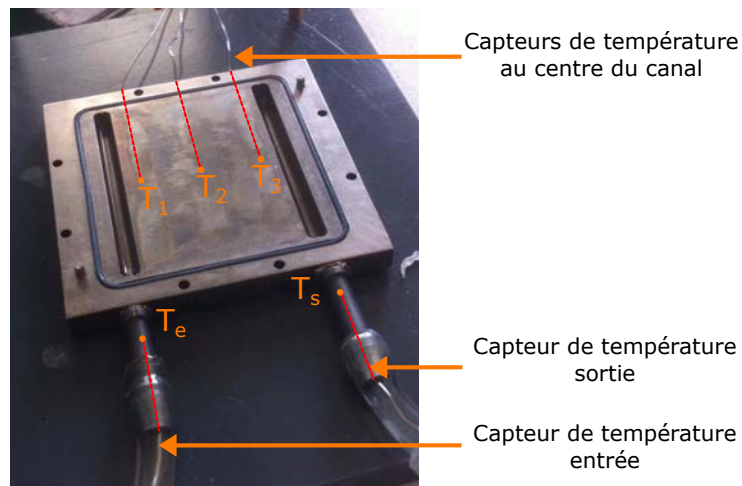


FIGURE 2.35 – Photographie du prototype réalisé, fond de canal en cuivre nickelé

Une alimentation en tension a été réalisée spécifiquement pour ce prototype. Elle permet de générer des tensions de -20 V à 150 V , utilisant ainsi la pleine échelle nominale des actionneurs. L'alimentation permet un réglage en fréquence de 1 Hz à 100 Hz (donc hors résonance à

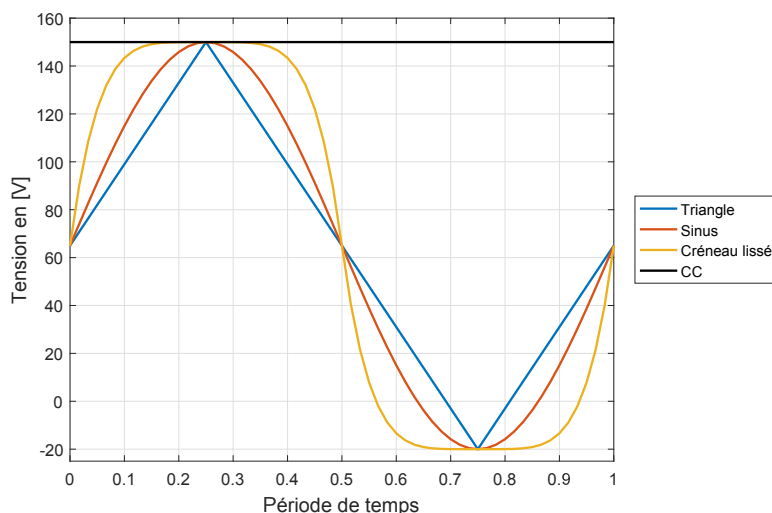


FIGURE 2.36 – Les différentes formes de signaux disponibles pour alimenter les actionneurs

1.5kHz pour ces actionneurs) et des formes de signaux continue, triangle, sinus et créneau lissé (Figure 2.36). Les deux déphasages φ_{12} et φ_{13} sont également réglables. La capacité électrique des actionneurs avoisine $3\mu F$, l'alimentation doit donc pouvoir délivrer par actionneur jusqu'à environ 200mA pour un signal créneau lissé de 100Hz sous une pleine amplitude de tension.

2.4.2 Validation du modèle mécanique simplifié

Dans un premier temps, des essais sans liquide sont réalisés afin de vérifier le modèle équivalent ressort, et de valider le dimensionnement mécanique, à savoir le choix de la membrane et des dimensions.

Les essais consistent à mesurer les déplacements de la membrane dans différentes configurations. Deux socles ont été spécialement réalisés pour permettre ces mesures (Figure 2.37) suivant trois configurations de maintien de la membrane :

- des essais sans fond (abréviation *sf*) ; la membrane n'est pas encastrée mais en simple appui sur son pourtour. Les actionneurs ne sont associés que par les segments de membrane inter-actionneur.
- des essais avec fond ajouré (abréviation *fa*) ; la membrane est bridée sur son pourtour. Les actionneurs sont liés par la membrane, mais ne subissent pas de fin de course.
- des essais avec fond partiellement ajouré (abréviation *fpa*) ; le comportement est identique au fond de canal figure 2.35. La membrane est bridée sur son pourtour et les actionneurs peuvent voir leur course mécaniquement interrompue par la présence du fond.

A l'aide de ces trois conditions mécaniques sur la membrane, différentes conditions de contraintes sur les actionneurs vont pouvoir être étudiées distinctement.

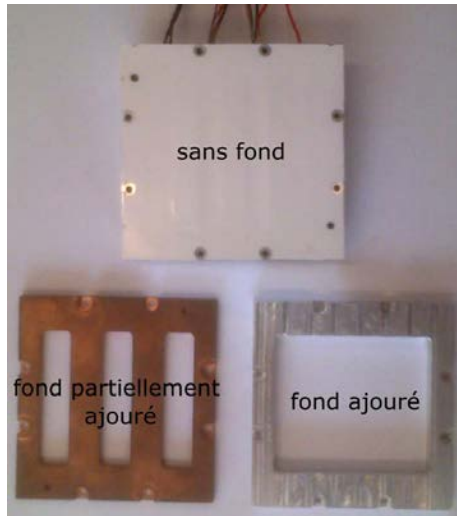


FIGURE 2.37 – Les différents socles réalisés pour les mesures

Mesures statiques

Des mesures statiques ont été réalisées avec un comparateur digital de précision, interfacé avec MatLab. Ce comparateur est peu invasif au regard de la rigidité des actionneurs. Les mesures sont réalisées en neuf points de la membrane, localisés sous les empreintes (Figure 2.38). Ces neuf points de mesures sont identifiés par 2 indices : $A1$, $A2$ et $A3$ correspondant à l'actionneur, $P1$, $P2$ et $P3$ suivant son emplacement sous l'empreinte. Trois tensions continues 50V, 100V et 150V sont appliquées à un ou plusieurs actionneurs simultanément. Seule une sélection de résultats est présentée ici.

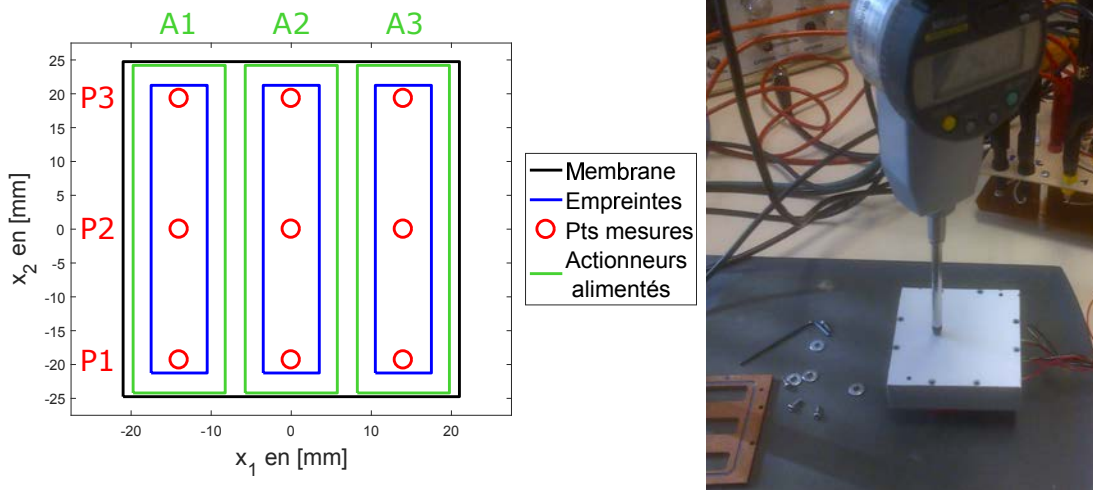


FIGURE 2.38 – Localisation des points de mesures

Comme le montre les figures 2.39 les déplacements à vide sont linéaires avec la tension, que la membrane soit bridée ou non. Bien que seul l'actionneur $A1$ soit alimenté, les actionneurs voisins sont emmenés en déplacement, d'environ $30\mu m$ sans fond et d'environ $10\mu m$ en présence

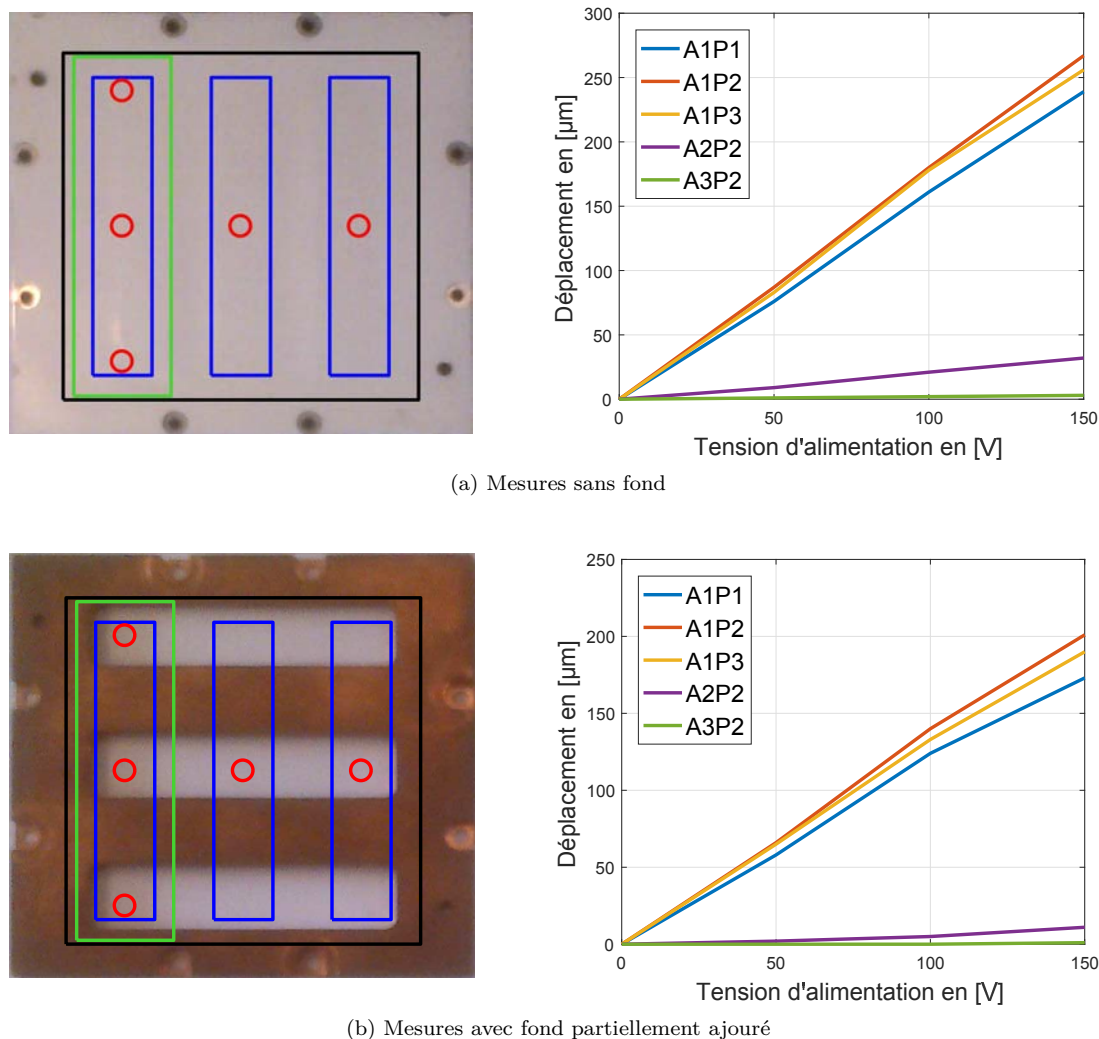


FIGURE 2.39 – Mesures de déplacements statiques en fonction de la tension, cas actionneur A1 alimenté seul

de la bride. Lorsque la membrane est fixée, le déplacement des actionneurs est naturellement plus faible car la force subie est plus grande. Le comportement des actionneurs A1 et A3 est symétrique à $20\mu m$ près. Lorsque les trois actionneurs sont alimentés simultanément d'une même valeur de tension, le déplacement de l'actionneur A2 avoisine $367\mu m$ de déplacement maximal de cet actionneur. Les essais montrent également que le centre des empreintes se déplace plus que leurs extrémités. Cela ne peut pas s'expliquer uniquement par les tolérances et jeux de réalisation. Par conséquent il est probable que les empreintes fixées aux actionneurs fléchissent légèrement lorsque la membrane est bridée (environ $20\mu m$ en moyenne à $150V$). Les déplacements de l'actionneur A2 sont plus grands (d'environ $50\mu m$ à $150V$) car les distances inter-actionneurs L_{012} et L_{013} sont ici deux fois plus grandes que les distances actionneur-bords L_{011} et L_{014} .

Mesures dynamiques

Des mesures dynamiques ont également été conduites à l'aide d'un vibromètre laser. Cette méthode optique est non invasive et fournit la vitesse de déplacement aux mêmes points de mesures que précédemment. Le déplacement maximum est ensuite déterminé après intégration numérique. Les essais sont réalisées avec une alimentation sinusoïdale de fréquence variable de $10Hz$ à $100Hz$.

Comme le montre la figure 2.40 les déplacements sont toujours linéaires avec la tension et indépendants de la fréquence lorsqu'il n'y a pas de fond partiellement ajouré. Les mêmes amplitudes sont observées en dynamique et en statique. En revanche la présence du fond induit des perturbations sur les déplacements, la tension d'alimentation et les déplacements ne sont plus proportionnels (Figure 2.41). Remarquons que l'utilisation des jauges de déplacements situées sur la céramique piézoélectrique n'est pas pertinente ici, en raison de la présence du fond comme élément de fin de course. En effet la jauge de contrainte ne rend compte que de l'élongation de la céramique et non de la position effective la partie mobile de l'actionneur flexensionnel. En l'occurrence, les mesures montrent clairement que les actionneurs touchent le fond, remarquables sur les relevés de vitesse et les déplacements amoindris (Figure 2.41). Une faible hystérésis est présente entre la tension d'alimentation et le déplacement, en revanche elle n'apparaît pas entre le signal de jauge et le déplacement, il n'y a donc pas d'hystérésis induite par la structure. Les actionneurs voisins se déplacent sous l'effet de l'élongation de la membrane de la même manière qu'en statique.

Ces résultats valident finalement l'approximation quasi-statique sur la plage de fréquence considérée.

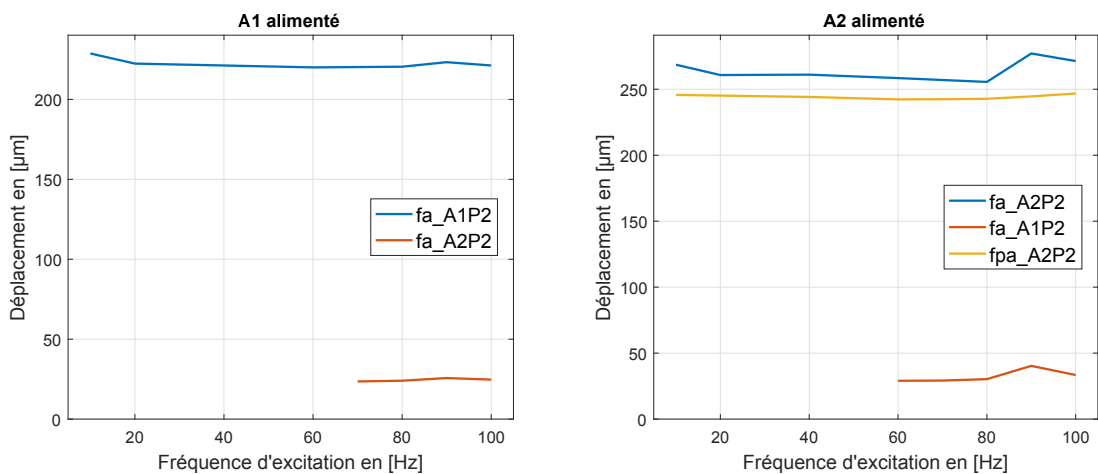


FIGURE 2.40 – Mesures des déplacements en fonction de la fréquence

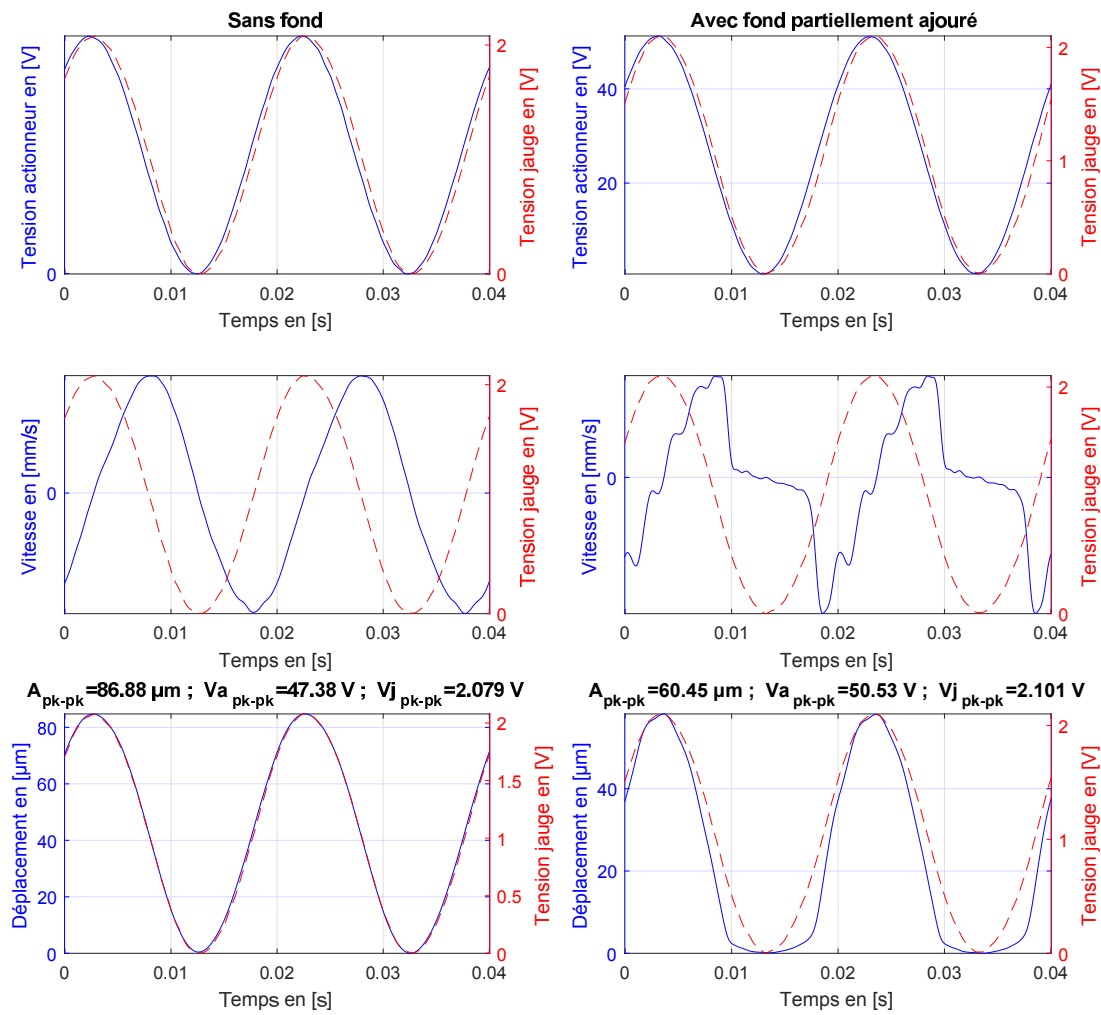


FIGURE 2.41 – Comparaison des tensions, vitesses et déplacements - sans fond et avec fond partiellement ajouré - cas actionneur A2 alimenté - mesure en A2P2, 50Hz, 50V

Comparaison des résultats expérimentaux - modèles

Sur la figure 2.42 sont présentées des mesures de déplacements en présence du fond ajouré. Contrairement à l'étude préliminaire ci-dessus, les trois actionneurs sont alimentés suivant un certain déphasage. Les mesures sont comparées au modèle équivalent ressort.

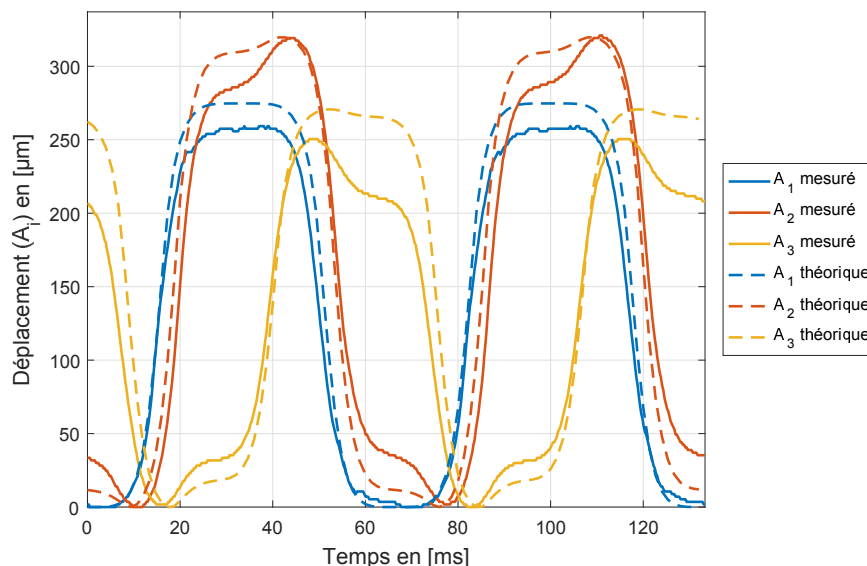


FIGURE 2.42 – Mesures des déplacements avec fond ajouré, cas créneau, $15Hz$, $(\varphi_{12}, \varphi_{13}) = (15^\circ, 132^\circ)$

L'interaction entre actionneurs adjacents est parfaitement visible, aussi bien sur le modèle qu'expérimentalement. Toutefois ce couplage apparaît plus faible dans le modèle que sur les mesures. Le couplage entre actionneurs reste relativement faible en raison de la rigidité des actionneurs et la souplesse de la membrane. Cette observation confirme ainsi le bon dimensionnement.

Les légères différences expérimentales/modèles peuvent être dues aux imperfections issues de la réalisation (planéité, collage), de l'évaluation des propriétés des actionneurs et de la membrane, ou encore de l'hypothèse d'une déformation de la membrane purement en élongation. En dépit de ces différences, le comportement réel est correctement décrit par le modèle, aussi simple soit-il. Le tableau 2.4.2 regroupe les mesures statiques et dynamiques et les valeurs du modèle mécanique suivant plusieurs configurations. Les mesures ayant une bonne répétabilité à vide.

en $[\mu m]$	A1 alimenté	A2 alimenté	A1-A2-A3 alimentés		
Points de mesures	A1P2	A2P2	A1P2	A2P2	A3P2
Théorique	223	259	227	276	227
Mesures statique (fpa)	201	259	207	305	225
Mesures dynamique (fpa)	–	244	–		
Mesures dynamique (fa)	223	265	–		

Les déplacements mesurés sont proches des déplacements calculés à partir du modèle mécanique à ressort, l'erreur maximale étant de 10%. Ces résultats valident donc le dimensionnement mécanique du prototype, ainsi que le choix de la membrane. Toutefois ces premières validations ne rendent pas compte de la contribution hydraulique sur le comportement des actionneurs et

de la membrane. La partie suivante s'attèle à caractériser le dispositif en présence du fluide dans le canal.

2.4.3 Mesures de déplacements en fonctionnement opérationnel

Des mesures de déplacements en présence du fluide ont été réalisées afin d'en vérifier le comportement et appréhender les performances hydrauliques. Ces mesures sont rendues possibles grâce à l'ajout de tiges fixées aux empreintes de chaque actionneur. Ces tiges sortent du capot supérieur (Figure 2.43). La mesure est extraite des observations obtenues par caméra rapide.

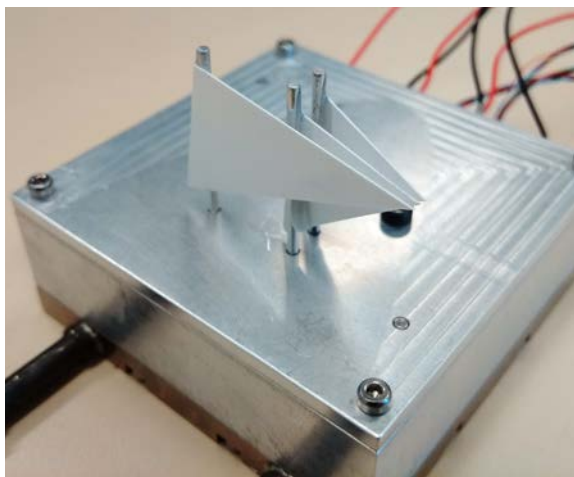


FIGURE 2.43 – Photographie du prototype équipé du système de mesure de déplacement des empreintes en fonctionnement opérationnel

Par comparaison aux essais sans fluide, ces mesures révèlent l'importante interaction fluide-structure qui existe, visible sur les déplacements des actionneurs. En effet les déplacements ne sont plus l'image des tensions appliquées aux actionneurs; ils sont lissés et amortis par la présence de liquide dans la chambre (Figure 2.44). Ce phénomène s'accroît avec la fréquence des déplacements des actionneurs mais également suivant la forme des signaux d'alimentation; par exemple le signal créneau impose des variations de déplacements plus élevées qu'un signal sinusoïdale. En revanche, les déphasages sont globalement respectés entre les composantes fondamentales des signaux d'alimentation.

A l'instar des discussions précédentes (Figure 2.25), du point de vue des déplacements de la membrane, l'actionneur d'entrée fonctionne en mode générateur et celui de sortie en mode récepteur. Ce phénomène décrit par simulation se retrouve visiblement par mesure. En effet en fonctionnement opérationnel, l'actionneur d'entrée 1 a un déplacement maximum réduit du fait qu'il subit des forces de pression hydraulique positives en amenant le liquide dans la chambre. À l'inverse l'actionneur de sortie doit expulser le liquide et subit donc des forces de pression hydraulique négatives. Par conséquent cet actionneur témoigne d'un déplacement maximum plus important que le premier, mais présente des difficultés à fermer le canal. On constate également que la présence de liquide renforce l'interaction entre les actionneurs; en guise d'exemple, l'actionneur 3 monte lorsqu'il devrait rester bas car l'actionneur 2 monte. De même lorsque l'actionneur 2 monte on observe une nette montée de l'actionneur 1. Les déplacements de cette figure 2.44 sont tracés dans une configuration à bon débit mesuré, obtenue lorsque le déphasage φ_{12} est faible et les actionneurs 2 et 3 proches de l'opposition de phase.

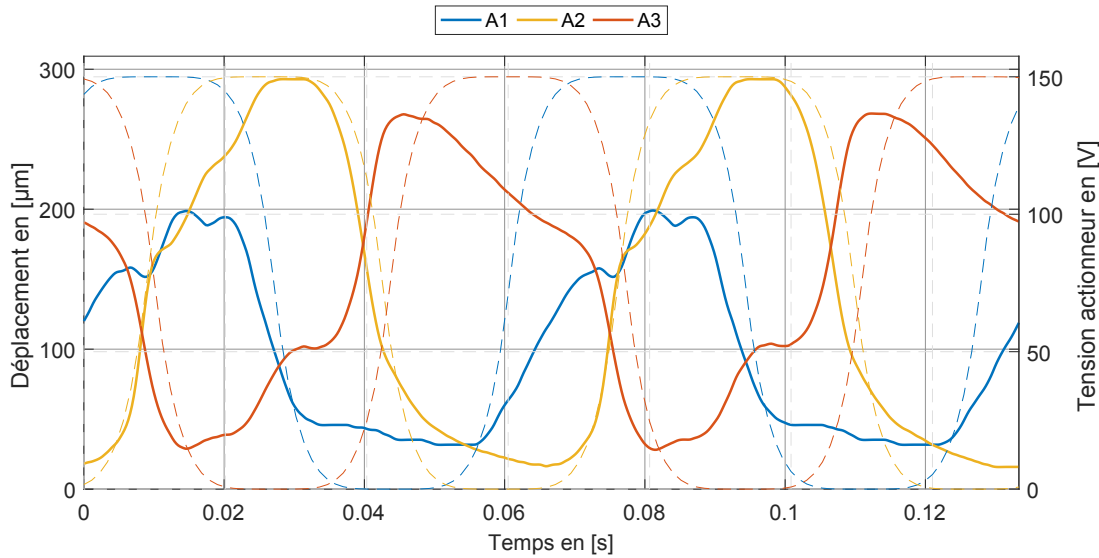


FIGURE 2.44 – Déplacements des empreintes mesurés, cas $15Hz$, $(\varphi_{12}, \varphi_{13}) = (83^\circ, 269^\circ)$, débit de $1.95g/s$, sans contre pression et circuit ouvert

2.5 Performances hydrauliques et thermiques du prototype

2.5.1 Description du banc d'essai

Un banc d'essais spécifique a été réalisé (Figure 2.46) pour donner accès aux grandeurs thermiques et hydrauliques au sein d'un circuit fermé incluant une source froide. Des essais en circuit ouvert ont également été effectués en ouvrant la boucle fluide au niveau du vase d'expansion afin de se soustraire au couplage probable entre l'entrée et la sortie de l'échangeur (Figure 2.45). Le banc d'essais est instrumenté de la façon suivante :

- Un capteur de pression différentiel ; il mesure la différence de pression entrée/sortie du prototype.
- Un capteur de pression absolu ; il mesure la pression dans la boucle.
- Un vase d'expansion positionnable en entrée ou en sortie du prototype ; il permet d'absorber les éventuelles variations de volume dues à la déformation de paroi ou à l'expansion du liquide sous l'effet de la température. Il consiste en un soufflet métallique déformable rempli de liquide (volume faible) placé à l'intérieur d'un tube en verre hermétique. La pression dans la boucle se règle en ajustant la pression à l'intérieur de ce tube.
- Un débitmètre à effet Coriolis ; il mesure le débit imposé par le prototype ou la pompe. Sa discrétion n'est pas tout à fait satisfaisante car il augmente significativement les pertes de charge dans la boucle par sa simple présence.
- Une vanne de précision ; elle permet de modifier les pertes de charges dans la boucle pour notamment évaluer la puissance hydraulique du prototype.
- Un échangeur de chaleur eau-air (ventilateur) ou eau-eau (cryostat) ; il constitue la source froide en éliminant les calories portées par le fluide caloporteur.
- Une pompe péristaltique et un réservoir sont montés en parallèle de la boucle afin de permettre le remplissage du circuit fluide, mais également de piéger les éventuelles bulles et incondensables.

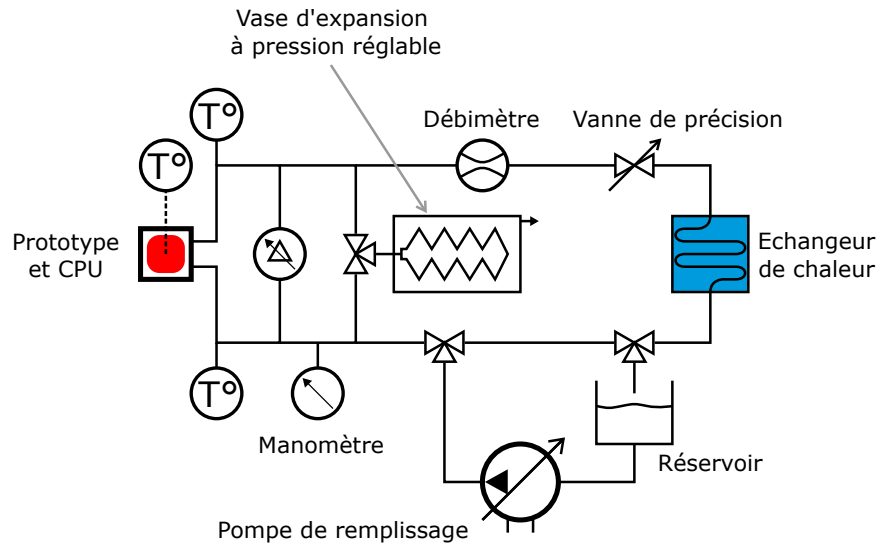


FIGURE 2.45 – Schéma hydraulique du banc d'essais instrumenté

- Les conduites sont en métal, permettant ainsi de faire un vide partiel avant d'introduire un liquide dégazé dans la boucle si besoin.
- Les thermocouples sont illustrés figure 2.35.

Il est donc possible de régler la pression, la température et les pertes de charge de la boucle. Un processeur factice d'une puissance de $65W$ (TDP) constitue la cible à refroidir. La surface de contact de ce processeur est de $30.7mm \times 33mm$.

2.5.2 Performances hydrauliques

Dans un premier temps les capacités de pompage du prototype sont étudiées suivant différents paramètres de réglage. Les mesures sont effectuées circuit fermé, le circuit rempli d'eau, à une pression absolue égale à la pression atmosphérique. Des pertes de charges sont progressivement ajoutées grâce à la vanne de précision et sont mesurées grâce au capteur de pression différentielle. La figure 2.47 présente les résultats pour un fonctionnement sous tension créneau, pour différents réglages de phase et différentes amplitudes de tension. Les cas présentés sont ceux ayant donné un bon débit mesuré lors du minimum de perte de charge dans le circuit. Cette figure montre naturellement que le débit est fortement lié aux pertes de charge dans le circuit. L'amplitude des tensions d'alimentation électrique affecte significativement le débit maximum, mais la pression maximum générée par le prototype reste inchangée. *A contrario*, lorsque les déphasages sont moins avantageux en terme de débit, ils affectent également la pression maximum. Le comportement du prototype ne s'apparente donc pas à une pompe volumétrique idéale, dont le débit reste raisonnablement insensible aux pertes de charge (source idéale de débit). Cependant, comparé aux caractéristiques des micropompes détaillées au chapitre 1 1.3.2 (comportements à tendance linéaire), le prototype montre une bonne capacité de résistance aux contre-pressions.

La figure 2.48 démontre la forte dépendance du débit avec fréquence et tension d'alimentation. Il apparaît de façon évidente que le débit varie suivant une relation quadratique de la tension à faible amplitude, puis de manière linéaire lorsque l'amplitude relative devient grande. Ces observations rejoignent les résultats du modèle analytique. A noter que ce comportement est valable quels que soient les déphasages ou la fréquence. En outre la figure 2.48 témoigne

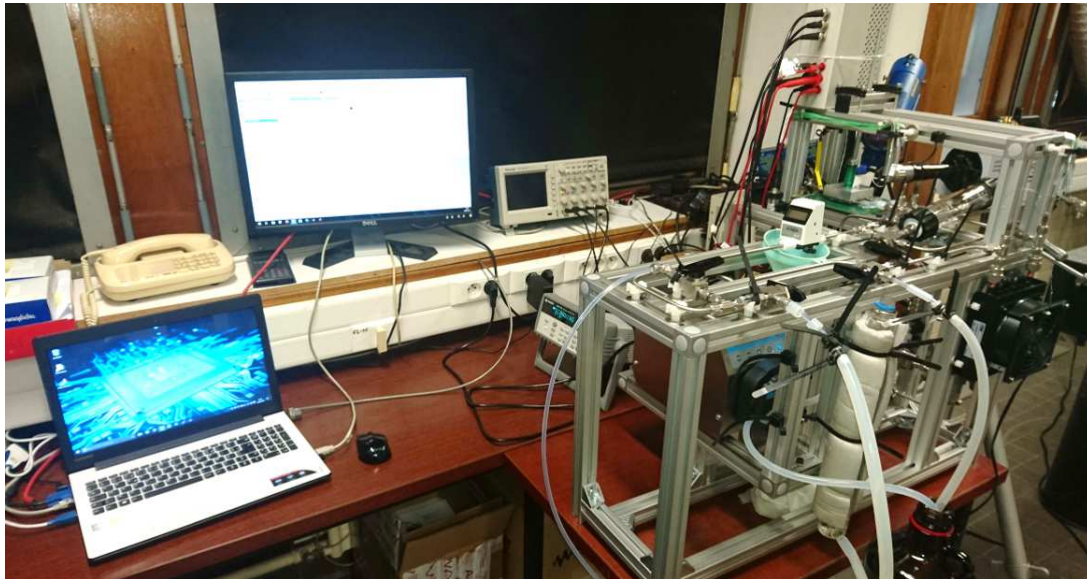


FIGURE 2.46 – Photographie du banc d'essais instrumenté

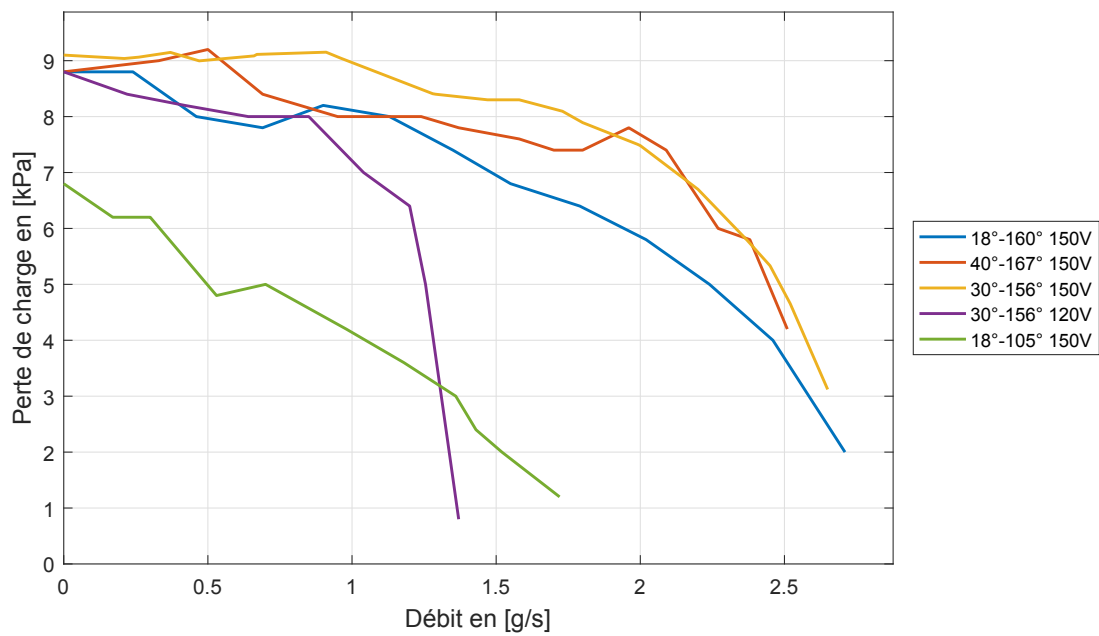


FIGURE 2.47 – Mesures des pertes de charges en fonction du débit pour une excitation créneau $15Hz$, dans différentes configurations de phases et amplitudes de tension

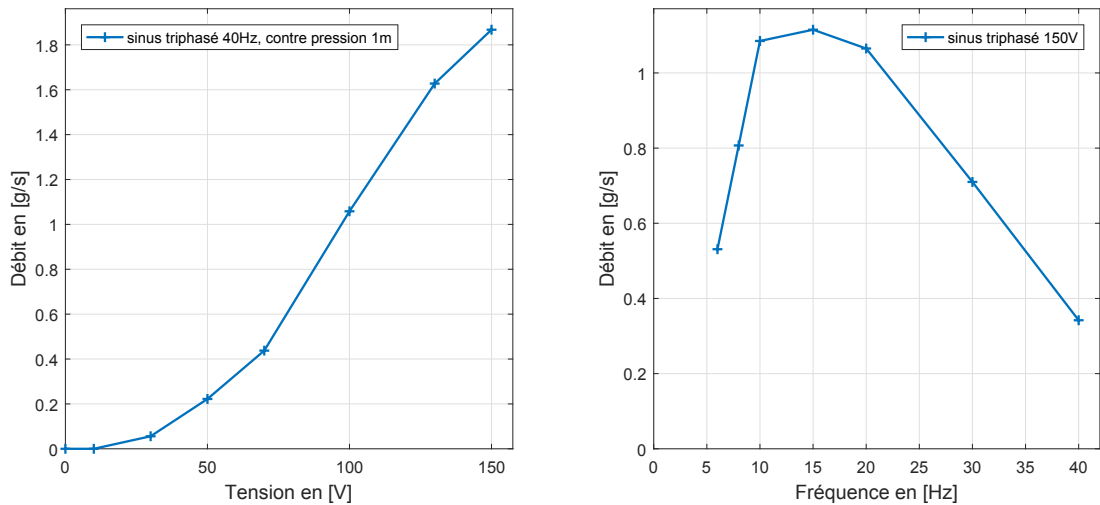


FIGURE 2.48 – Mesures de débit en fonction de la fréquence et de la tension, dans différentes configurations

de l'existence d'une valeur de fréquence optimale pour laquelle le débit est maximal, à l'instar des observations discutées dans l'état de l'art 1.3.4. Cette valeur de fréquence optimale est probablement liée aux propriétés du fluide et au volume hydraulique engagé dans le circuit. Les déplacements sont donc largement influencés par le champ de pression hydraulique et par conséquent par les fréquences et la forme des signaux d'alimentation. Ainsi pour une forme de signal donnée, le débit maximum ne sera pas atteint pour une même configuration de fréquence et de phases. L'existence de ce fort couplage fluide-structure rend délicates toutes conclusions générales sur les performances du dispositif et la pertinence des modèles. Néanmoins, les modèles développés s'avèrent utiles dès lors que la condition d'alimentation à basse fréquence est respectée et que la forme du signal d'alimentation n'entraîne pas de fortes variations instantanées de pression. Ainsi, pour des essais menés avec une alimentation sinus à 10Hz et en condition de circuit fluide ouvert (pertes de charge nulles), le débit obtenu expérimentalement en fonction des déphasages est comparé aux résultats des modèles et illustré (Figure 2.49). Toutes précautions gardées, la caractéristique expérimentale suit convenablement les prédictions des modèles analytiques et numériques suivant la variation paramétrique de phase. En outre, les relevés expérimentaux obtenus pour les signaux d'alimentation créneau, sinus et triangle ont confirmé la supériorité de l'alimentation en créneau en terme de débit maximal. En revanche les configurations de phases diffèrent sensiblement de celles prévues par les modèles. Ces limites de validité des modèles invitent à améliorer l'évaluation théorique des débits, ceci en y intégrant l'influence du couplage fluide-structure. Cette perspective d'évolution fera l'objet d'un développement ultérieur.

La pression moyenne dans la boucle influence également le débit. En effet le prototype actuel conduit à une différence de pression de part et d'autre des faces de la membrane ; d'un côté elle subit la pression fluide moyenne, de l'autre la pression atmosphérique (côté actionneur). Ainsi lorsque la pression moyenne du circuit hydraulique est faible devant la pression atmosphérique (0.9bar par exemple) les actionneurs subissent plus de forces d'opposition à l'ouverture, si bien que l'amplitude maximale de leur déplacement s'en trouve réduite. En revanche cette contribution ΔP facilite la fermeture du canal et donc évite les reflux. Inversement lorsque la pression du circuit hydraulique est grande (ex : 1.1bar) les actionneurs ont un déplacement

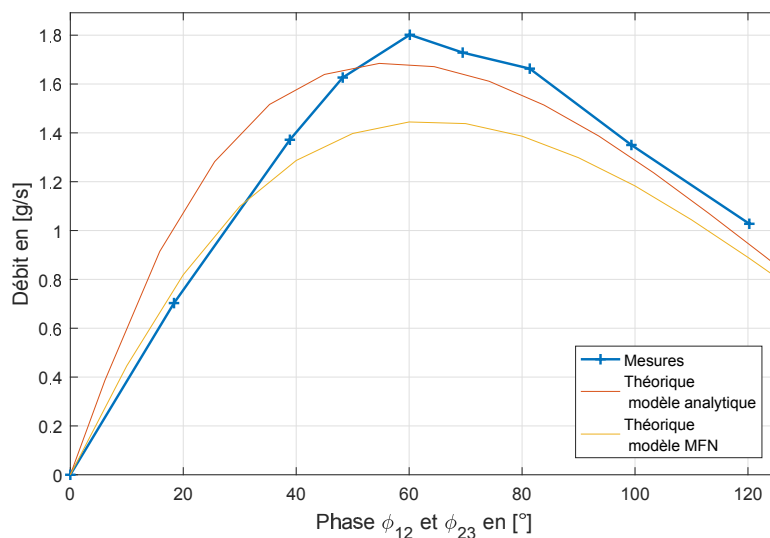


FIGURE 2.49 – Comparaison entre les mesures et les modèles de calcul du débit, cas signal sinus, 10Hz , pleine amplitude de tension pour les mesures et déplacement imposé $10\mu\text{m} - 210\mu\text{m}$ pour les simulations

plus important mais ferment moins le canal. Une valeur optimale de pression hydraulique moyenne a été observée pour maximiser le débit, pour une valeur légèrement inférieure à la pression atmosphérique. Le meilleur moyen pour s'affranchir de cette contribution de la différence de pression moyenne serait de maintenir une même valeur pression de part et d'autre de la membrane, ce qui est techniquement possible au prix de quelques modifications.

De plus le mouvement des actionneurs ne maintient pas nécessairement le volume à une valeur constante à tous instants. Par conséquent ces variations de volume étant impossibles avec un fluide idéalement incompressible, des parties du circuit « absorbent » nécessairement cette variation. C'est le rôle du vase d'expansion. Toutefois ce dernier ne semble pas en mesure de réagir suffisamment rapidement aux fréquences employées. En effet que le vase d'expansion soit placé en entrée, en sortie, ou même retiré de la boucle, les déplacements des actionneurs et le débit ne sont que peu impactés, témoignage de son faible impact, contrairement aux résultats du modèle numérique. Ce dernier intègre un vase d'expansion idéal, et sa position dans le circuit hydraulique modifie significativement le comportement hydraulique de la boucle. Par conséquent, si tout autre corps élastique est absent de la boucle hydraulique, c'est la membrane de l'échangeur elle-même qui jouera ce rôle, affectant nécessairement la course des actionneurs et le débit résultant. Pour éviter cet écueil, il pourrait être judicieux de restreindre les combinaisons de paramètres de phase de sorte à respecter au mieux la conservation du volume dans le circuit à tous instants.

En outre, les pressions générées par le dispositif sont oscillantes, conformément à ce type de pompage et aux prédictions des modèles (Figure 2.50).

2.5.3 Performances thermiques

Le prototype a fait l'objet de nombreuses campagnes de mesures, notamment thermiques afin de vérifier ses performances en termes d'intensification des transferts, ce qui est évidemment la finalité de son développement. Ces essais qualitatifs préliminaires sont menés en gardant à l'esprit toutes les imperfections inhérentes à un premier prototype.

Ces performances thermiques sont évaluées par la conductance thermique apparente et

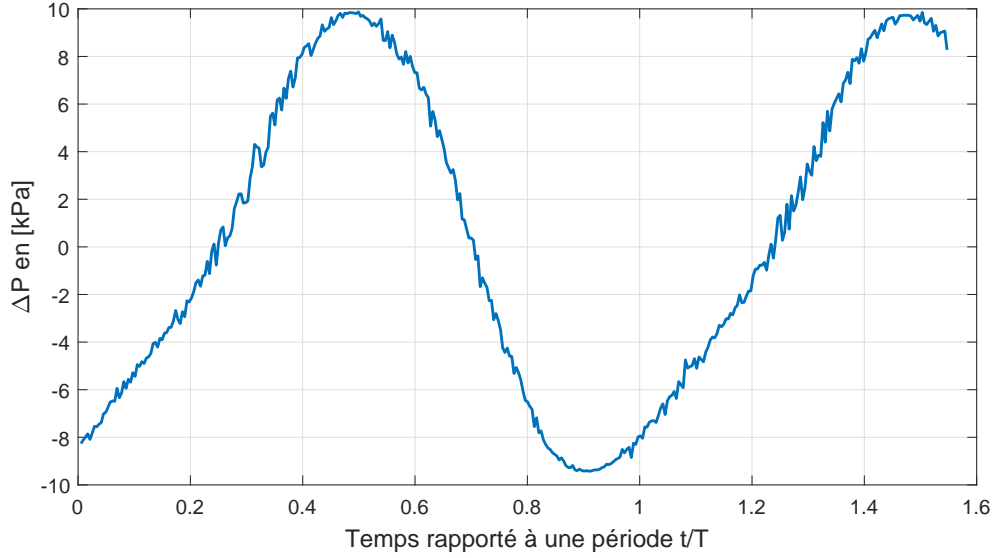


FIGURE 2.50 – Oscillation de la différence de pression entrée/sortie – cas sinus triphasé $10Hz$ - circuit ouvert et pression moyenne nulle

non suivant un coefficient de transfert thermique. En effet la détermination d'un tel coefficient suppose une connaissance précise de la distribution de la température instantanée sur la surface convective, or celle-ci est encore trop incertaine.

La détermination de la conductance thermique requiert donc quelques dispositions expérimentales ; une différence de température entrée/sortie du prototype ΔT_{eau} est maintenue à environ $10^{\circ}C$ par le contrôle de la source froide. Cette condition permet d'une part de conserver la puissance thermique à débit constant et également à limiter le gradient de température à la surface du CPU. L'instrumentation du banc d'essais permet les mesures suivantes :

- les trois températures du fond de canal T_1 , T_2 et T_3 (Figure 2.35).
- les températures entrée et sortie de l'eau T_e et T_s .
- le débit Q .
- la puissance électrique injectée dans le processeur factice P_{elec} , source des pertes joules.

Afin de ne pas surévaluer le transfert thermique, la puissance thermique dissipée dans l'eau est préférée à la puissance électrique pour le calcul. La différence entre la puissance thermique et la puissance électrique est faible, en moyenne inférieure à 10%.

$$P_{therm} = Qc_{peau}\Delta T_{eau} \quad (2.21)$$

Où c_{peau} est la capacité thermique massique de l'eau : $4180J/(kg.K)$.

La conductance thermique apparente G_{therm} est calculée comme suit :

$$G_{therm} = \frac{P_{therm}}{\Delta T_{sol-liq}} \quad (2.22)$$

Où $\Delta T_{sol-liq}$ est la différence de température moyennée entre le fond et le liquide. La température de l'eau est approximée à la moyenne arithmétique entre les températures d'entrée et de sortie : $T_{eau} = (T_e + T_s)/2$, tandis que la température du fond est évaluée par l'intégrale spatiale des températures de paroi (profil déduit par interpolation quadratique des 3 mesures de température (Figure 2.51)).

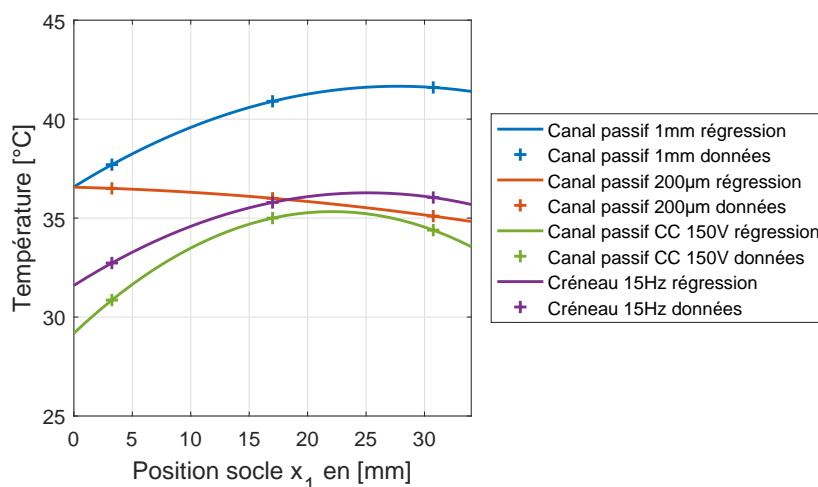


FIGURE 2.51 – Répartition des températures au centre du socle dans différents cas pour un débit d'environ $2g/s$

Afin de fournir des moyens de comparaison, trois types d'essais complémentaires sont menés. Dans un premier le prototype est alimenté en tension continue 150V. Ainsi le canal est totalement ouvert, à l'instar d'un canal « passif ». Le fluide est entraîné dans le circuit via une pompe externe. Ensuite deux échangeurs totalement passifs sont usinés (sur les deux faces d'un même capot (Figure 2.52)); Ils ne disposent d'aucune partie mobile ou déformable et présentent une hauteur de canal constante respectivement de $1mm$ et de $200\mu m$. Bien évidemment ces échangeurs passifs requièrent également une pompe externe.

Pour finir, le prototype est utilisé de manière opérationnelle, pour différentes fréquences, phases et signaux d'alimentation. Finalement les résultats sont collectés et présentés figure 2.53.

Les remarques suivantes peuvent être établies :

- Il apparait très visiblement que la conductance thermique est fortement dépendante du débit, ce qui est courant pour un échangeur solide-fluide forcé.
- Le canal passif de $1mm$ (+) donne la conductance la plus faible. Ce canal est trop imposant pour favoriser efficacement l'évacuation des calories à l'interface solide/fluide.
- De manière très claire, les performances atteintes avec le prototype se rapprochent nettement de celles obtenues avec le canal passif de $200\mu m$ (+). Quelques différences sont néanmoins notables.
- Tout d'abord les performances du prototype en mode « passif » (+) sont légèrement inférieures à celles du canal passif $200\mu m$, ce qui tendrait à prouver que la hauteur moyenne du canal au sein du prototype est légèrement supérieure à $200\mu m$.
- Ensuite concernant les résultats du prototype en mode « actif », les performances s'avèrent légèrement supérieures au canal passif $200\mu m$. Dans l'ensemble, les différents essais montrent une conductance thermique apparente influencée principalement par le débit et dans une moindre mesure par la fréquence, les déphasages et la forme de signal.
- Ces premières observations indiquent que les échanges thermiques sont variablement facilités par le changement dynamique de la forme du canal, de 0% à +30% par rapport

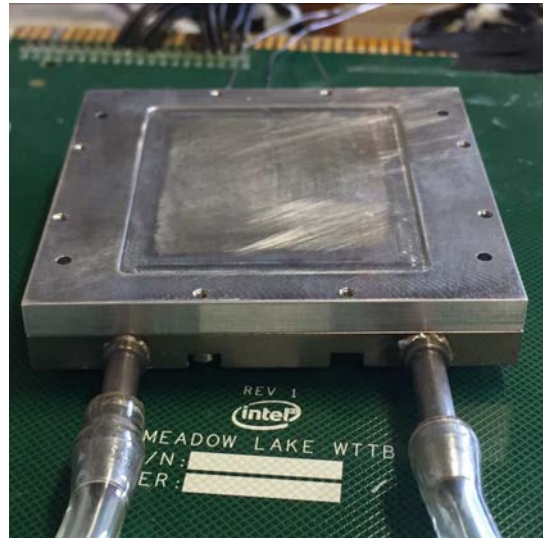


FIGURE 2.52 – Capot usiné pour les deux canaux passifs de 1mm et 200µm

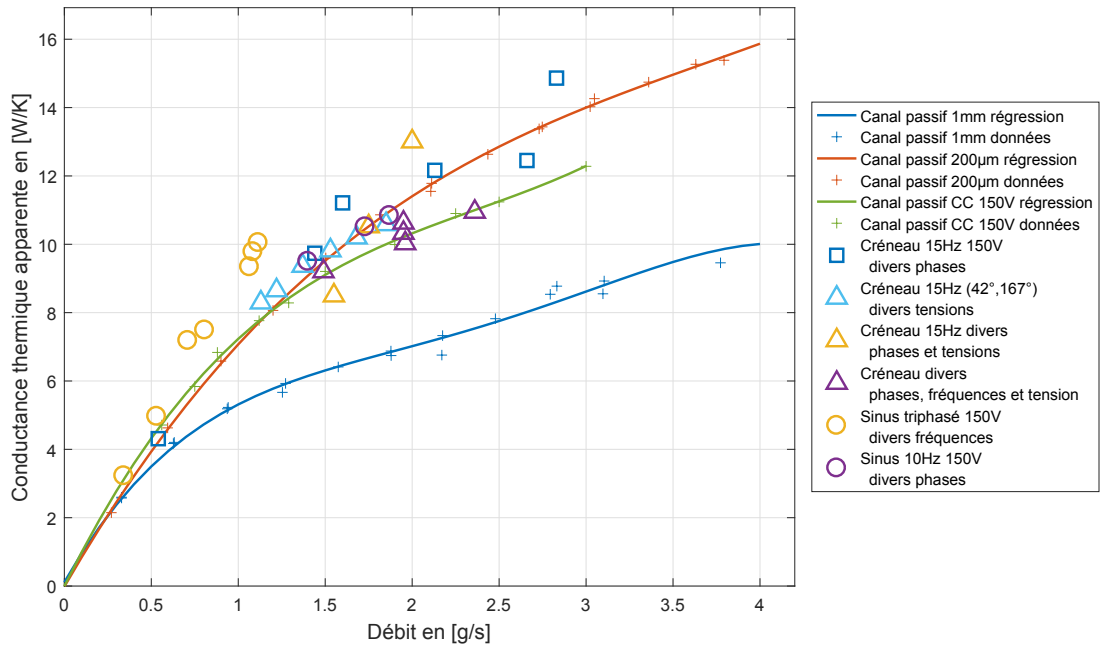


FIGURE 2.53 – Comparaison des conductances thermiques obtenues avec le prototype actif, le prototype passif, et les deux canaux de 1mm et 200µm

au prototype en mode passif. L'intensification des transferts thermiques semble donc dépendre des conditions d'alimentation des actionneurs. En effet les champs de vitesse et de pression varient en fonction de ces conditions et donc par conséquent la perturbation de la couche limite. Néanmoins, les valeurs de conductances thermiques atteintes par exemple avec un signal sinusoïdale (o) sont très encourageantes (+25% à 1.1g/s par rapport au canal passif).

- En outre, un indéniable point positif est démontré à l'issue de ces premiers relevés ; il s'agit de l'intégration de la fonction de pompage. En effet les solutions passives requièrent une pompe externe suffisamment puissante pour atteindre les débits au sein du canal passif qui constitue une source de pertes de charge importante. A l'inverse, le prototype inclue la fonction pompage, pour une consommation électrique dérisoire (quelques dizaines de mW). Cette comparaison iso-débit n'est donc pas à l'avantage du prototype, car elle passe sous silence cet aspect. Rappelons que les gains de 500% annoncés par le principe d'intensification de la solution OnduloTrans étaient pour une comparaison iso-pression ΔP .
- S'ajoute à ces premières observations la perspective réelle d'améliorer significativement la conductance thermique en contrôlant la hauteur de canal et en augmentant les fréquences de fonctionnement. Ces améliorations ne pourront se faire qu'à la lumière d'une meilleure modélisation et connaissance du couplage fluide-structure.

Des puissances thermiques jusqu'à 100W ont pu être évacuées avec ce prototype. En outre un second prototype, développé dans le cadre du projet Canopée et non présenté dans ce mémoire de thèse a conduit à des performances tout à fait remarquables. En particulier il a permis d'évacuer jusqu'à 200W de puissance thermique avec des débits au-delà de 3.5g/s. Cela grâce aux améliorations rendues possibles par les résultats de ce premier prototype.

Conclusions

Dans ce chapitre, une solution d'échangeur à onde discrète et actionnement massif a entièrement été développée. Tout d'abord, deux modèles mécaniques sont élaborés; un modèle équivalent ressort du comportement élastique de la membrane et un second modèle évaluant les déformations non-désirées dues au fluide. Ils permettent un dimensionnement des actionneurs et des propriétés mécaniques de la membrane. La forme singulière de l'onde pseudo-progressive implique le développement d'un algorithme spécifique afin d'évaluer le débit produit. L'exploitation de cet outil a permis d'étudier l'influence des paramètres de commande des actionneurs (déphasages, amplitude, forme du signal) et ainsi d'en déduire le paramétrage optimal dans le cas d'une configuration discrète à 3 actionneurs.

Puis un prototype est réalisé avec 3 actionneurs flexionnels. Dans un premier temps des mesures à vide permettent de valider le modèle équivalent ressorts et le dimensionnement mécanique de l'échangeur. Des essais en fonctionnement opérationnel sont finalement engagés. Ils apportent la preuve d'une bonne évaluation du débit par l'algorithme dans la limite des hypothèses admises, à savoir sans phénomènes hydrauliques dynamiques importants. Un fort couplage fluide/structure est effectivement observé, rendant ce premier prototype dépendant de la boucle fluide (pression moyenne, pertes de charges, etc.) et conduisant la configuration optimale à évoluer en fonction des conditions d'environnement. En outre, conformément aux attentes une fréquence optimum est observée. Néanmoins, les performances hydrauliques obtenues sont significatives puisque le maximum de débit dépasse l'objectif initialement posé. La solution proposée s'inscrit parmi les meilleurs pompes péristaltiques au regard de ses performances hydrauliques et de son encombrement.

Une large campagne de caractérisations thermiques a été menée et illustrée dans ce chapitre par les principaux résultats. Ils prouvent l'efficacité des transferts de chaleur, sensiblement supérieurs à ceux d'un canal passif de $200\mu\text{m}$ d'épaisseur nécessitant une pompe externe. Toutefois ces résultats préliminaires laissent envisager une large possibilité d'amélioration.

Pour répondre à plusieurs inconvénients intrinsèques à cette solution, une seconde approche, plus exploratoire, est développée au chapitre suivant.

Glossaire Chapitre 3

$E_{<>}$	Module de Young du Substrat (s) ou du matériau piézoélectrique (p)
$G_{<>}$	Module de glissement du Substrat (s) ou du matériau piézoélectrique (p)
M_{I22}	Rigidité flexionnelle
M_p	Moment d'origine piézoélectrique
R_{E1}	Rigidité tractionnelle
α	Coefficient empirique de réctification de la distribution spaciale du champ électrique d'un patch MFC
ϵ_{ij}	Coefficients du tenseur élongation $\bar{\epsilon}$
ϵ	Permittivité
$\nu_{<>}$	Coefficient de Poisson du Substrat (s) ou du matériau piézoélectrique (p)
${}^M C_{st}$	Constante d'intégration de la résolution de l'équation du moment
${}^R C_{st}$	Constante d'intégration de la résolution de l'équation de la résultante
σ_{ij}	Coefficients du tenseur contrainte $\bar{\sigma}$
θ_i	Coordonnées du vecteur rotation de la section droite perpendiculaire à la ligne neutre
\vec{e}_i	Vecteur indiquant la direction i du repère cartésien
u_i	Coordonnées du vecteur déplacement de la ligne neutre
x_i	Coordonnée en un point de l'espace selon la direction i du repère cartésien
c	Matrice des raideurs
D	Déplacement électrique
d	Tenseur des coefficients piézoélectriques d'ordre 3
dV	Potentiel électrique imposé aux bornes du matériau piézoélectrique
E	Champ électrique
e	Tenseur des coefficients piézoélectriques à efforts constants
S	Tenseur des déformations
s	Matrice de souplesse ou compliance élastique
T	Tenseur des efforts

Chapitre 3

Étude et développement d'une solution à onde continue et actionnement intégré

Dans le but d'une intégration de l'actionnement au plus près de l'interface solide-fluide, ce chapitre étudie les possibilités et l'agencement d'une membrane électroactive. Il s'agit de produire une onde forcée continue par la flexion contrôlée de cette membrane multicouche, composée d'un substrat et de fibres piézoélectriques. L'étude détaillée ici consistera à déterminer la meilleure configuration géométrique des éléments piézoélectriques ainsi que leur pilotage, ceci dans le but de produire un pompage péristaltique optimal.

Cette étude s'appuiera sur le développement de deux modèles mécaniques ; l'un totalement analytique 1D pour un usage dans une procédure d'optimisation, puis un second modèle numérique 3D par éléments finis. Ces deux approches différentes permettront d'évaluer la déformée. S'en suivra une optimisation de la commande ainsi qu'une étude paramétrique de l'agencement des éléments actifs, afin de tirer les meilleures performances théoriques en termes de pompage. Un premier prototype permettra de valider les modèles, de confirmer les aptitudes de cette solution à forte intégration, et finalement de valider le concept.

Sommaire

3.1	Principe de l'actionnement	107
3.1.1	Actionnement intégré : description de la technologie	107
3.1.2	Génération de l'onde progressive : spécifications et performances attendues	109
3.2	Développement du modèle analytique 1D quasi-statique	111
3.2.1	Équations générales de l'élasticité linéaire	111
3.2.2	Équations de comportement	112
3.2.3	Théorie des poutres - modèle de Navier-Bernoulli des structures élan- cées	113
3.2.4	Modélisation globale par l'intermédiaire du torseur des efforts internes	114
3.2.5	Limitations des hypothèses de Navier-Bernoulli	115
3.2.6	Simplification des équations d'équilibre	116
3.2.7	Résolution des équations finales	117
3.2.8	Critère de limite d'élasticité	119
3.2.9	Modélisation des MFC	120
3.3	Développement du modèle numérique 3D	123

3.3.1	Présentation du modèle numérique	123
3.3.2	Étude modale	126
3.4	Étude quasi-statique, comparaison des modèles analytique et numérique	127
3.4.1	Comparaison des déformations	128
3.4.2	Étude du substrat, limites de validité des modèles	130
3.4.3	Évaluation des contraintes mécaniques	134
3.5	Dimensionnement, recherche d'un optimum	136
3.5.1	Cadre de l'étude	136
3.5.2	Détermination de la loi de contrôle optimale	137
3.5.3	Validation du calcul de débit théorique	139
3.5.4	Dimensionnement de la structure	142
3.6	Validation expérimentale	150
3.6.1	Description du prototype de membrane active	150
3.6.2	Résultats expérimentaux – comparaison aux modèles	151
3.7	Conclusion	157

3.1 Principe de l'actionnement

3.1.1 Actionnement intégré : description de la technologie

Augmenter la déformation et la force des solutions piézoélectriques, tout en tirant profit de leur capacité d'intégration, ont motivé de nombreuses recherches durant les années 90, notamment au MIT et à la NASA [110] [111] avec leur objectif de concevoir un actionneur sous forme de membrane. Le matériau piézoélectrique doit offrir un fort coefficient piézoélectrique et un champ électrique maximal. Ainsi les solutions composites ont démontré d'excellentes aptitudes, mais souffrent en revanche d'une importante rigidité, comparées par exemple aux polymères piézoélectriques (PVDF). Afin d'accroître le champ électrique appliqué au matériau piézoélectrique, une haute tension et des électrodes interdigitées apportent une réponse technologique satisfaisante mais accompagnées de quelques difficultés de fabrication. En outre le couplage longitudinal d_{33} étant plus important que les autres, les électrodes doivent être disposées de manière à tirer profit préférentiellement de ce mode. Une première architecture appelée *Active Fiber Composite* (AFC) est réalisée au MIT. Elle exploite des fibres à section circulaire obtenues par simple extrusion. Le recours à ces fibres permet de contourner le problème lié à la rigidité des matériaux piézoélectriques composites. Toutefois cette section circulaire ne permettait pas une bonne conversion électromécanique. A ce défaut de performance s'ajoute les problèmes imputables au procédé de fabrication : une fabrication brin par brin susceptible d'induire des fissures, une distribution non homogène et des impuretés. Cette première phase de développement a finalement donné naissance à une solution plus mature et plus viable dénommée *Macro Fiber Composite* (MFC) apparue en 1999, remplaçant avantageusement les AFC [112].

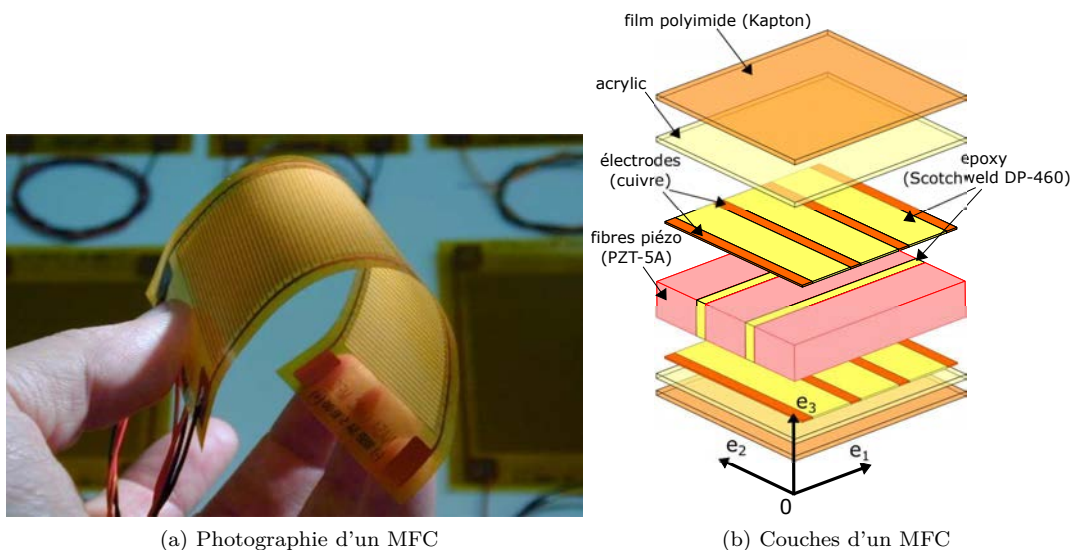


FIGURE 3.1 – Photographie d'un MFC en flexion [113] et représentation schématique de sa structure composite (Wilkie et al., 1999 [112])

L'actionneur MFC se compose de plusieurs couches souples (Figure 3.1). Les fibres piézoélectriques sont obtenues par découpage de fines tranches d'un empilement de wafer piézoélectriques assemblées par une colle époxy (Scotchweld DP-460 - 3M Company [112]). Le lecteur pourra se reporter à la présentation [114] pour de plus amples détails sur le procédé de fabrication. Il offre une bonne répétabilité, homogénéité et durabilité (Figure 3.2). Contrairement aux *Active Fiber Composite*, la section des fibres est rectangulaire ce qui permet une appli-

cation plus efficace du champ électrique sur la fibre. Ces fibres piézoélectriques sont ensuite enveloppées dans un film multicouche (Pyrallux - Dupont) constitué de polyimide (Kapton), d'acrylique et de cuivre (électrodes interdigitées) [110]. Les avantages de cet actionneur sont sa souplesse : jusqu'à $4500ppm$ d'allongement en fonctionnement, son déplacement : $1000ppm$ d'allongement maximum, sa faible épaisseur : $300\mu m$, sa faible capacité électrique : $0.3nF/cm^2$, sa fiabilité : $> 10^9$ cycles à $1kVpp$ et $> 10^7$ cycles à $2kVpp$, son faible coût : $\approx 40\text{€}$ le patch de $40mm \times 10mm$ prix à l'unité. Son inconvénient majeur est sa haute tension nécessaire : $-500V$ à $1500V$. En revanche sa capacité étant faible, les courants seront relativement faibles d'autant plus que la fréquence de fonctionnement sera basse.

Concernant leur alimentation, il existe aujourd'hui des cartes électroniques intégrées permettant d'alimenter ces actionneurs sous $2kVpp$ jusqu'à $4W$ et $30Hz$ à partir d'une tension $10V$, et cela pour un encombrement réduit à un volume de $32mm \times 55mm \times 20mm$ [115]. L'étape d'alimentation est donc aujourd'hui peu encombrant, même si la performance reste limitée.

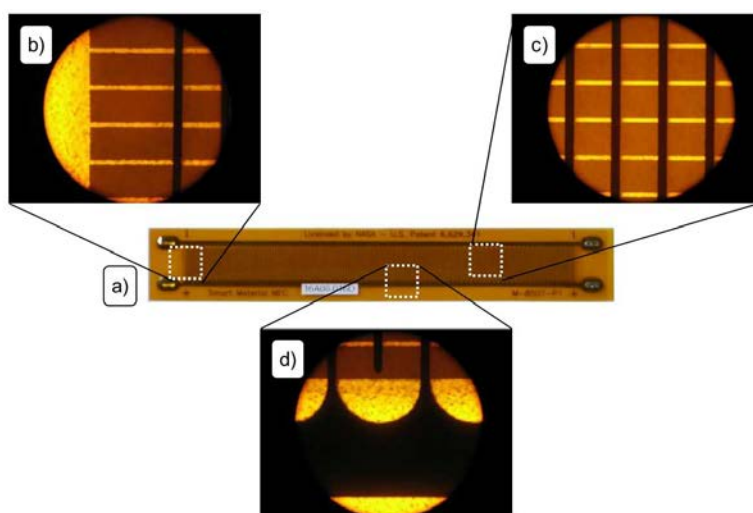


FIGURE 3.2 – Photographies d'un MFC (Bilgen, 2010 [111]) a) MFC type M8507-P1; b) Extrémité des fibres piézoélectriques; c) Régularité de la zone active; d) Connexions entre les électrodes interdigitées

Les domaines initialement visés pour ces membranes MFC appartiennent à l'aéronautique dans le but de produire une modification de la voilure en temps réel. Les qualités de cette solution ont finalement conduit à leur déploiement dans plusieurs domaines de l'industrie, notamment automobile, mais également dans le biomédical. À leur utilisation comme actionneur s'ajoute leur aptitude à fonctionner en tant que capteur de déplacement. À ce jour, plus de 1000 contributions scientifiques sont consacrées à ces MFC, à leur modélisation ou leur caractérisation, ce qui constitue un gage de leur potentiel applicatif dans de nombreux systèmes mécatroniques.

L'étude fera usage des MFC de type P1 qui fonctionnent suivant un couplage d_{33} . Ce coefficient étant positif, les fibres piézoélectriques s'étirent sous l'action d'une tension positive pouvant aller jusqu'à $+1500V$. Toutefois une tension d'alimentation négative de $-500V$ étant admissible, ils peuvent également fonctionner modestement en contraction.

Modélisation des MFC

De nombreux documents scientifiques traitent de la modélisation des déformations des structures mécaniques faisant intervenir des actionneurs piézoélectriques [116] [117]. Ces modèles sont basés majoritairement sur les théories classiques d'Euler-Bernoulli pour les géométries de type poutre, ou de Kirchhoff-Love puis de Mindlin-Reissner pour les plaques, modèles qui ont été approfondies et complétées durant plus de deux siècles. Ces modèles statiques et vibratoires peuvent également être judicieusement employés pour la modélisation mécanique des MFC.

Rappelons que ces actionneurs sont des matériaux composites constitués de plusieurs couches et fibres. Pour cette raison il est possible d'aborder leur modélisation suivant deux approches ; soit de façon analytique avec diverses hypothèses de simplification notamment sur l'homogénéisation des couches composites [118] [119], soit de façon numérique suivant une formulation simplifiée [120] ou détaillée pouvant aller jusqu'à modéliser la non homogénéité du champ électrique [121] [122].

Deux approches complémentaires ont été choisies pour modéliser les MFC. Un premier modèle analytique se base sur l'approche de (Erturk et al., 2008 [123]) et (Bilgen, 2010 [111]), qui abordent les MFC comme un empilement de couches homogènes et supposant le champ électrique homogène. Ce champ électrique équivalent est évalué empiriquement par ces auteurs. Dans le modèle proposé par (Erturk et al., 2008 [123]) et (Bilgen, 2010 [111]) la contribution mécanique des électrodes et des fibres époxy est négligée, tandis que nous considérerons l'in-homogénéité de ces couches par la méthode dite des mélanges linéaires [124] [125]. Le substrat sur lequel sera disposé le MFC pouvant éventuellement avoir une souplesse proche de celle du Pyralux, il est décidé de prendre en compte les contours passifs des MFC. Le modèle analytique développé sera uniquement quasi-statique et à une dimension (modèle poutre). Bien que des modèles analytiques plus complets existent, il n'a pas été jugé nécessaire de les développer ici dans l'optique d'une preuve de concept et d'un pré-dimensionnement d'une solution à onde continue.

Concernant le modèle numérique, il se base principalement sur les résultats de l'article (Li et al., 2016 [120]). Cette contribution traite la modélisation suivant l'hypothèse d'un matériau piézoélectrique massif. Les coefficients de ce modèle simplifié sont déduits à partir d'un modèle numérique multicouche plus complexe, où les couches homogènes sont calculées suivant la méthode des mélanges linéaires [125]. En revanche les contours inactifs des MFC ne seront pas pris en compte. Le modèle développé sera quasi-statique et tridimensionnel. L'intérêt de ce modèle numérique sera principalement de vérifier la pertinence du modèle analytique, mais pourra également servir à calculer les modes de résonance mécanique de la structure. La fréquence du premier mode indiquera en particulier la validité de l'hypothèse quasi-statique.

3.1.2 Génération de l'onde progressive : spécifications et performances attendues

L'objectif est de créer une onde progressive par le fléchissement d'une membrane sur laquelle est collée un ensemble de MFC. Le mouvement péristaltique sera obtenu par l'alimentation successive de plusieurs patch MFC disposés le long de la membrane suivant la direction de l'écoulement \vec{e}_1 (Figure 3.3).

Ces patches MFC s'allongent et se rétractent dans la direction des fibres piézoélectriques suivant \vec{e}_1 . Puisqu'ils ne fonctionnent pas de manière symétrique en elongation et contraction (+1500V; -500V), il peut paraître judicieux de coller des MFC sur chaque face de la membrane. Cette disposition antagoniste permettrait d'induire des flexions importantes identiquement suivant $+\vec{e}_3$ et $-\vec{e}_3$. Cependant, puisque dans cette preuve de concept l'une des faces de la membrane est destinée à être en contact avec le fluide caloporteur, la commodité d'une

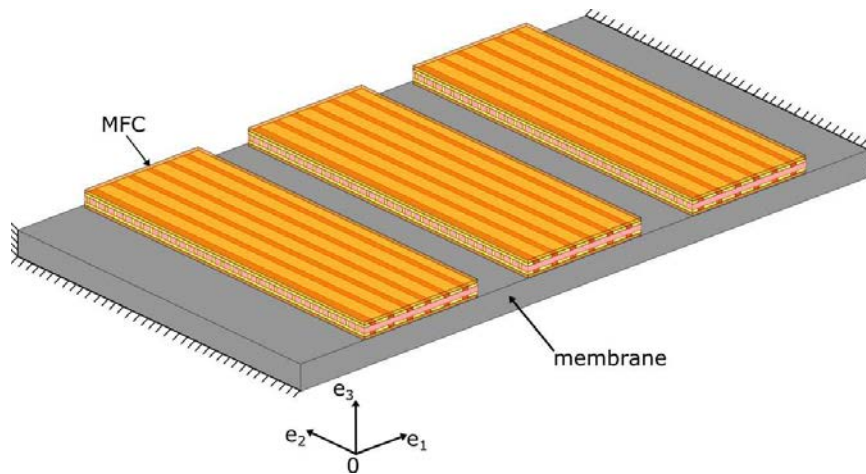


FIGURE 3.3 – Principe de génération de l'onde progressive par fléchissement d'une membrane activée par MFC

configuration mono-face sera l'objet du développement détaillé ci-après.

Une fois le modèle analytique 1D comparé au modèle éléments finis 3D, il sera couplé à l'algorithme de calcul de débit présenté au chapitre précédent. Les capacités de pompage de cette onde progressive continue théorique seront alors estimées et feront l'objet d'une optimisation. Cette estimation consistera principalement à analyser l'influence :

- des déphasages entre les commandes électriques
- la distribution des patches MFC et leurs dimensions
- les propriétés mécaniques du substrat

Les déphasages maximisant le débit sont finalement obtenus par optimisation, tandis que les positions et longueurs optimums sont déterminées avec une étude paramétrique. Sur la base de ces résultats, un prototype de membrane active sera réalisé pour valider expérimentalement le modèle analytique 1D.

3.2 Développement du modèle analytique 1D quasi-statique

Le comportement quasi-statique de la membrane est modélisé en s'appuyant sur la théorie classique des poutres en flexion. Afin de bien appréhender toutes les hypothèses et restrictions du modèle, les équations de bases de l'élasticité linéaire sont préalablement rappelées. Après les simplifications successives, le problème est formalisé. Il s'en suit une partie dédiée au calcul d'un critère de limite d'élasticité qui servira à garantir un fonctionnement dans le domaine de l'élasticité linéaire. Finalement les actionneurs MFC seront modélisés.

3.2.1 Équations générales de l'élasticité linéaire

La théorie de l'élasticité linéaire est un sous domaine du vaste domaine de la mécanique des milieux continus déformables. Les hypothèses qui la restreignent sont les suivantes :

- matériaux homogènes et isotropes au comportement élastique linéaire
- pas d'effet dynamique, étude des états d'équilibre successifs
- hypothèse des petites perturbations (petits déplacements et petites déformations devant les dimensions principales)

La théorie de l'élasticité linéaire permet de trouver des solutions analytiques à des problèmes relativement simples tels que les structures dites élancées (ou poutre) et les structures dites minces (ou plaque).

Notre cas d'étude peut être *a priori* assimilé à une structure mince, cependant l'onde progressive doit se propager dans une unique direction. La contrainte apportée par la fixation des bords latéraux de la membrane n'est donc pas souhaitable. En pratique il sera possible de s'affranchir raisonnablement de ces effets de bords en utilisant des liaisons souples. De plus une largeur suffisante de la membrane permet de considérer la ligne centrale comme étant peu influencée. La membrane sera finalement assimilée à une structure élancée, de ce fait les effets de bords seront négligés ou considérés comme un simple amortissement du déplacement.

Ces hypothèses ne font intervenir qu'un rapport d'amplitude entre les déformations de la poutre et de la plaque et par conséquent elles ne modifient pas l'amplitude relative suivant la direction de propagation. Puisqu'il s'agit de la seule composante considérée comme à l'origine du pompage fluide, ces simplifications semblent appropriées à notre étude.

Dans le cas générale, les équations locales reliant les champs de déformation ϵ et de contrainte σ se résument à [126] :

$$\begin{aligned}
 \text{Equations de la cinématique} & \quad \left\{ \begin{array}{l} \bar{\epsilon} = \frac{1}{2} \left(\overline{\text{grad}} \bar{u} + {}^t \overline{\text{grad}} \bar{u} \right) \quad \text{sur V} \\ \bar{u} = \bar{u}_d \quad \text{sur } S_u \text{ (C.L.)} \end{array} \right. \\
 \text{Equations d'équilibre} & \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{div} \bar{\sigma} + \bar{f}_d = 0 \quad \text{sur V} \\ \bar{\sigma} \cdot \bar{n} = T_d \quad \text{sur } S_T \text{ (C.L.)} \\ \bar{\sigma} = {}^t \bar{\sigma} \quad \text{sur V} \end{array} \right. \quad (3.1) \\
 \text{Equations de comportement} & \quad \left\{ \bar{\sigma} = \lambda \text{Tr}(\bar{\epsilon}) \bar{I} + 2\mu \bar{\epsilon} \quad \text{sur V} \right. \\
 \text{(loi de Hooke généralisée)} &
 \end{aligned}$$

Où λ et μ sont les coefficients de Lamé. L'indice $\langle \rangle_d$ signifie que la grandeur est une donnée du problème.

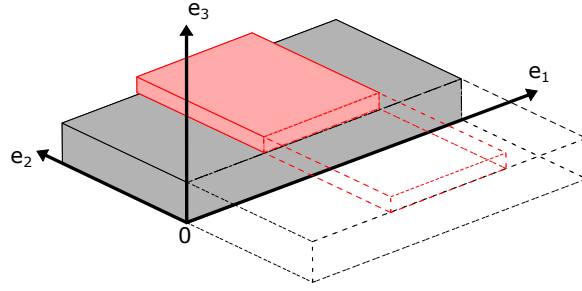


FIGURE 3.4 – Définition du repère

Les tenseurs contraintes et déformations se décomposent comme suit :

$$\bar{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{bmatrix} ; \quad \bar{\epsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & \epsilon_{12} & \epsilon_{13} \\ \epsilon_{21} & \epsilon_{22} & \epsilon_{23} \\ \epsilon_{31} & \epsilon_{32} & \epsilon_{33} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Définition du repère

La direction \vec{e}_1 est la direction de propagation. La direction \vec{e}_2 définira la largeur de la poutre et \vec{e}_3 l'épaisseur de la poutre (Figure 3.4).

Coordonnée d'un point M de l'espace :

$$M = \begin{vmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{vmatrix} \quad (3.3)$$

3.2.2 Équations de comportement

La membrane activée se compose de deux éléments ; un substrat passif sur lequel seront collés les patchs composites aux propriétés piézoélectriques. Les équations constitutives de ces deux matériaux sont les suivants [127] :

Équation constitutive pour le substrat :

$$S = sT \quad (3.4)$$

La matrice de compliance (ou souplesse) est déduite du module de Young et du coefficient de Poisson ($E; \nu$) telle que :

$$s = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1+\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1+\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1+\nu \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Équations constitutives pour les matériaux piézoélectriques :

$$\begin{cases} S &= s^E T + {}^t d E \\ D &= d T + \epsilon^T E \end{cases} \quad (3.6)$$

Nous introduisons ici la notation classique de Voigt d'un tenseur d'ordre 2 symétrique :

$$T = \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} ; S = \begin{bmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \epsilon_{23} \\ \epsilon_{13} \\ \epsilon_{12} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Dans un premier temps et par souci de simplicité, les actionneurs MFC ne seront pas entièrement modélisés mais résumés par une simple couche de matériau piézoélectrique type PZT polarisé selon \vec{e}_3 . Son coefficient piézoélectrique dans le repère cartésien précédemment défini est :

$$d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Les électrodes sont supposées être disposées sur les deux plus grandes surfaces, c'est-à-dire sur les plans de normale \vec{e}_3 . Le champ électrique est donc imposé suivant cette même direction :

$$E = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Dans la suite il est introduit le modèle de Navier-Bernoulli permettant d'approcher l'équation cinématique, le principe des efforts internes pour remplacer les équations d'équilibre et le principe de S^t Venant pour remplacer les liaisons par leur torseur statique. La notion de contrainte anti-plan est ensuite appliquée pour obtenir la formulation du problème.

3.2.3 Théorie des poutres - modèle de Navier-Bernoulli des structures élancées

L'hypothèse de Navier-Bernoulli suppose que toute section droite d'une poutre subit un déplacement de solide rigide qui la maintient perpendiculaire à la ligne neutre déformée [128]. L'étude se restreint donc à deux variables, le déplacement de la fibre neutre et la rotation des sections qui lui sont orthogonales, ces deux grandeurs ne dépendant que de la position x_1 (théorie 1D) (Figure 3.5). Cela se traduit par l'équation suivante :

$$\vec{u}_M = \vec{u}_G(x_1) + \vec{\theta}_G(x_1) \wedge \overrightarrow{GM} \quad (3.10)$$

Avec la position de la fibre neutre et la rotation de la section :

$$\vec{u}_G = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} ; \vec{\theta}_G = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

Dans l'hypothèse des petites déformations, considérant que le plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_3)$ est un plan d'invariance, et en supposant l'absence de torsion de la poutre $\theta_1 = 0$ on obtient (en notant $\frac{d\langle \rangle}{dx_i} = \langle \rangle_{,i}$) :

$$\vec{\theta}_G = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -u_{3,1} \\ u_{2,1} \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

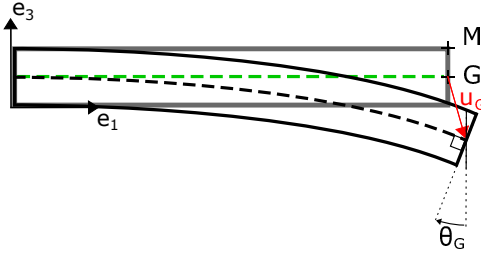


FIGURE 3.5 – Approximations des hypothèses de Navier-Bernoulli

Simplification de l'équation cinématique

Le champ de déformation se déduit du champ de déplacement en explicitant la simplification précédente. Le gradient du champ de déplacement devient [128] :

$$\overline{\text{grad}} \vec{u} = \vec{u}_{,i} \otimes \vec{e}_i = \left(\vec{u}_G(x_1) + \vec{\theta}_G(x_1) \wedge \overrightarrow{GM} \right)_{,i} \otimes \vec{e}_i \quad (3.13)$$

Après calcul, le tenseur de déformation donne :

$$\bar{\bar{\epsilon}} = \begin{bmatrix} u_{1,1} - x_3 u_{3,11} - x_2 u_{2,11} & 0 & 0 \\ \text{Sym.} & 0 & 0 \\ & & 0 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

3.2.4 Modélisation globale par l'intermédiaire du tenseur des efforts internes

L'équation d'équilibre locale est remplacée par une expression torsorielle d'équilibre global. Cette démarche est compatible avec l'analyse des structures élancées et la théorie des poutres qui est aussi une approche globale.

Le principe des efforts internes relie le tenseur statique des efforts internes et le champ de contraintes. Pour cela la poutre est divisée en tronçons selon \vec{e}_1 et la projection suivant la normale de la coupe donne le tenseur des efforts internes suivant :

$$\begin{cases} \vec{R}_{int}(x_1, \vec{e}_1) = \int_S \vec{T}(\vec{x}, \vec{e}_1) dS \\ \vec{M}_{int}(x_1, \vec{e}_1) = \int_S \overrightarrow{GM} \wedge \vec{T}(\vec{x}, \vec{e}_1) dS \end{cases} \quad (3.15)$$

Avec \vec{T} la projection des contraintes sur la section :

$$\vec{T}(\vec{x}, \vec{e}_1) = \bar{\bar{\sigma}} \cdot \vec{e}_1 \quad (3.16)$$

L'équilibre global du tronçon de poutre considéré s'exprime par [128] :

$$\begin{cases} \vec{R}_{int,1} + \vec{q} = 0 \\ \vec{M}_{int,1} + \vec{e}_1 \wedge \vec{R}_{int} + \vec{m} = 0 \end{cases} \quad (3.17)$$

Efforts de liaison

Suivant le principe de S^t Venant, la distribution des efforts de liaison est remplacée par leur tenseur statique en vertu de l'hypothèse que les champs de contraintes et de déplacements sont équivalents à bonne distance des liaisons.

$$\left\{ \begin{array}{l} \{\vec{R}_0, \vec{M}_0\} \quad \text{liaison en } x_1 = 0 \\ \{\vec{R}_{L_{Total}}, \vec{M}_{L_{Total}}\} \quad \text{liaison en } x_1 = L_{Total} \end{array} \right. \quad (3.18)$$

3.2.5 Limitations des hypothèses de Navier-Bernoulli

Les hypothèses de Navier-Bernoulli supposent que la section a un déplacement de solide rigide.

- L'effet de Poisson est donc négligé ($\nu = 0$), ϵ_{22} et ϵ_{33} sont supposés petits devant ϵ_{11} , car le solide est élancé.
- Les sections restent planes après déformation, ce qui néglige le gauchissement. Seule la torsion à gauchissement nul est prise en compte par l'intermédiaire de θ_1 (torsion d'un cylindre à section circulaire, non utile ici).
- De plus, il n'y a pas de déformation angulaire du plan (\vec{e}_2, \vec{e}_3) , ce cisaillement est donc négligé ($\epsilon_{23} = 0$).
- De même pour les déformations angulaires selon (\vec{e}_1, \vec{e}_2) et (\vec{e}_1, \vec{e}_3) , l'angle reste constant, égal à 90° . Ainsi la position sans déformation définit les directions du référentiel, ces directions sont supposées inchangées même après déformation.

Toutes ces hypothèses sont très fortes et amènent à une transformation flexion pure $\vec{M}_{int,1} = 0$. En effet seul ϵ_{11} reste non nul, en passant par les équations constitutives (3.4) et (3.6) : $\sigma_{12} = 0$ et $\sigma_{13} = 0$. Cela implique finalement $\vec{M}_{int,1} = 0$ avec l'équation (3.17).

Pour éviter cela les contraintes sont supposées anti-plan ($\sigma_{12} \neq 0$ et $\sigma_{13} \neq 0$) [128], le tenseur de contraintes devient :

$$\bar{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & 0 & 0 \\ \sigma_{31} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

Cette hypothèse est justifiée par la résolution 3D des sollicitations élémentaires, se basant uniquement sur le principe de S^t Venant dans le cadre d'un problème d'élasticité linéaire (sans passer par les hypothèses de Navier-Bernoulli)[128].

Seule l'expression de ϵ_{11} sera retenue de l'expression (3.14). Par conséquent les hypothèses de Navier-Bernoulli conduisent à une représentation approchée du mouvement global de la poutre. Ainsi pour avoir σ_{12} et σ_{13} il sera nécessaire de résoudre les équations d'équilibre locales. L'élongation s'exprime (par symétrie $u_2 = 0$) :

$$\epsilon_{11} = u_{1,1} - x_3 u_{3,11} \quad (3.20)$$

Les équations constitutives sont explicitées sous cette nouvelle hypothèse de contrainte anti-plan. Le remplacement des équations (3.19) et (3.9) dans les équations constitutives (3.4),(3.6) donnent :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left[\begin{array}{l} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \epsilon_{23} \\ \epsilon_{13} \\ \epsilon_{12} \end{array} \right] = \frac{1}{E_s} \left[\begin{array}{l} \sigma_{11} \\ -\nu_s \sigma_{11} \\ -\nu_s \sigma_{11} \\ 0 \\ (1 + \nu_s) \sigma_{13} \\ (1 + \nu_s) \sigma_{12} \end{array} \right] \quad \text{Pour le substrat} \\ \\ \left[\begin{array}{l} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \epsilon_{23} \\ \epsilon_{13} \\ \epsilon_{12} \end{array} \right] = \frac{1}{E_p} \left[\begin{array}{l} \sigma_{11} \\ -\nu_p \sigma_{11} \\ -\nu_p \sigma_{11} \\ 0 \\ (1 + \nu_p) \sigma_{13} \\ (1 + \nu_p) \sigma_{12} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} d_{31} E_3 \\ d_{32} E_3 \\ d_{33} E_3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \right] \quad \text{Pour le piézo} \end{array} \right. \quad (3.21)$$

3.2.6 Simplification des équations d'équilibre

Le problème étant symétrique suivant le plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_3)$, les déplacements selon \vec{e}_2 sont supposés nulles et seule la résultante selon \vec{e}_1 et du moment selon \vec{e}_2 sont considérées. De plus il est supposé qu'il n'y a pas d'efforts et de moments répartis ($\vec{q} = 0$ et $\vec{m} = 0$). Les équations d'équilibre globales aboutissent après calculs (Annexe 1) :

$$\left\{ \begin{array}{l} (\vec{R}_{int,1}) \cdot \vec{e}_1 = \int_S \sigma_{11,1} dS = 0 \\ \\ (\vec{M}_{int,11}) \cdot \vec{e}_2 = \int_S (x_3 \sigma_{11})_{,11} dS = 0 \end{array} \right. \quad (3.22)$$

Afin de prendre en compte la distribution des actionneurs sur la poutre et leurs effets, celle-ci est découpée en tronçons aux discontinuités selon \vec{e}_1 (Figure 3.6).

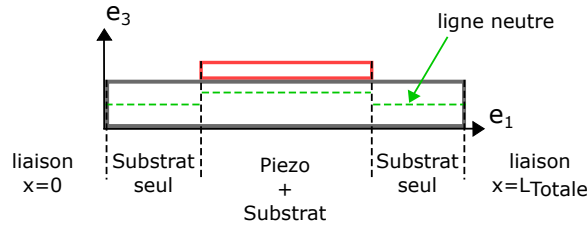


FIGURE 3.6 – Définition des tronçons

De par les hypothèses que d_{31} , E_3 , E_s , E_p et la position de la fibre neutre x_{3fn} sont indépendants des variables (x_1, x_2, x_3) par tronçon, les équations (3.20), (3.21) et (3.22) conduisent après calculs (Annexe 1) à des expressions distinctes suivant chaque tronçon :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\vec{R}_{int,1} \right) \cdot \vec{e}_1 = E_s S_s u_{1,11} = 0 \\ \left(\vec{M}_{int,11} \right) \cdot \vec{e}_2 = -E_s I_{22s} u_{3,1111} = 0 \end{array} \right. \quad \text{Si substrat seul} \quad (3.23)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\vec{R}_{int,1} \right) \cdot \vec{e}_1 = (E_s S_s + E_p S_p) u_{1,11} = 0 \\ \left(\vec{M}_{int,11} \right) \cdot \vec{e}_2 = -(E_s I_{22s} + E_p I_{22p}) u_{3,1111} = 0 \end{array} \right. \quad \text{Si substrat et piézo}$$

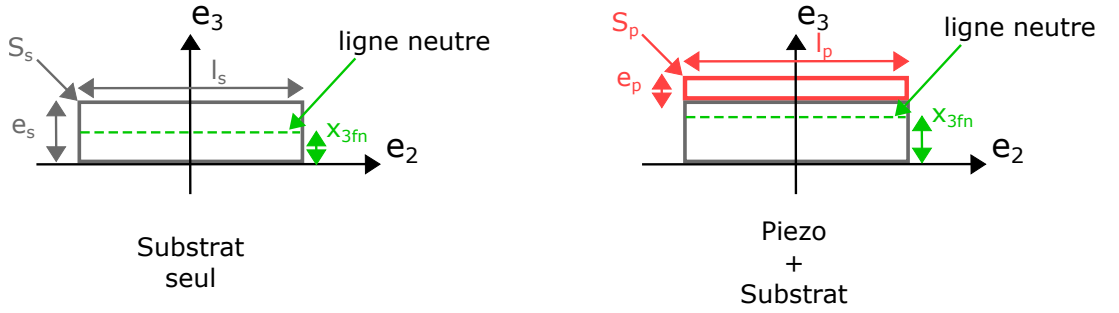


FIGURE 3.7 – Représentation des grandeurs géométriques

Où les moments quadratiques I_{22s} et I_{22p} s'expriment par (Figure 3.7) :

$$I_{22s} = S_s \left(\frac{e_s^2}{3} - e_s x_{3fn} + x_{3fn}^2 \right) \quad (3.24)$$

$$I_{22p} = S_p \left(\frac{e_p^2}{3} + e_p(e_s - x_{3fn}) + (e_s - x_{3fn})^2 \right)$$

Les expressions de x_{3fn} par tronçon sont les suivantes, la fibre neutre se situant naturellement au milieu du substrat homogène sur un tronçon à substrat seul :

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{3fn} = \frac{e_s}{2} \quad \text{Si substrat seul} \\ x_{3fn} = \frac{E_s S_s \left(\frac{e_s}{2} \right) + E_p S_p \left(\frac{e_p}{2} + e_s \right)}{E_s S_s + E_p S_p} \quad \text{Si substrat et piézo} \end{array} \right. \quad (3.25)$$

3.2.7 Résolution des équations finales

Formalisation du problème

Sur chaque tronçon les données sont les mêmes, en particulier le champ électrique et donc la tension appliquée aux électrodes. Chaque tronçon devra satisfaire ses conditions aux limites propres, qui permettront de résoudre les équations (3.23) (Figure 3.8).

Soit les constantes suivantes pour un tronçon k :

Rigidité tractionnelle :

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{E1}(k) := E_s(k) S_s(k) \quad \text{Si substrat seul} \\ R_{E1}(k) := E_s(k) S_s(k) + E_p(k) S_p(k) \quad \text{Si substrat et piézo} \end{array} \right. \quad (3.26)$$

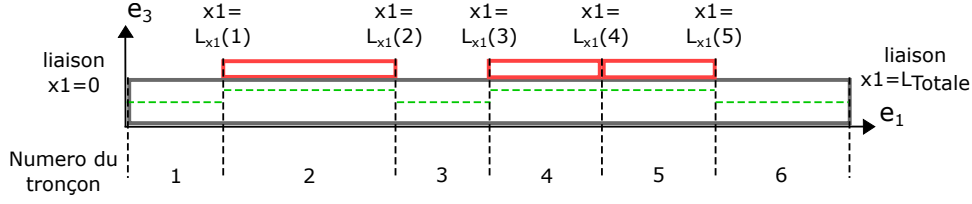


FIGURE 3.8 – Exemple de géométrie avec plusieurs piézo

Rigidité flexionnelle :

$$\begin{cases} M_{I22}(k) := E_s(k)I_{22s}(k) & \text{Si substrat seul} \\ M_{I22}(k) := E_s(k)I_{22s}(k) + E_p(k)I_{22p}(k) & \text{Si substrat et piézo} \end{cases} \quad (3.27)$$

Le moment d'origine piézoélectrique :

$$\begin{cases} M_p(k) := 0 & \text{Si substrat seul} \\ M_p(k) := E_p(k)d_{31}(k)E_3(k) \int_{S_p(k)} x_3 dS & \text{Si substrat et piézo} \end{cases} \quad (3.28)$$

Les équations à résoudre se résument finalement à :

$$\begin{cases} R_{E1}(k)u_{1,11}(x_1, k) = 0 \\ -M_{I22}(k)u_{3,1111}(x_1, k) = 0 \end{cases} \quad (3.29)$$

Les différentes intégrations donneront les grandeurs suivantes :

$$\begin{cases} \vec{R}_{int}(x_1, k) \cdot \vec{e}_1 = R_{E1}(k)u_{1,1}(x_1, k) \\ \theta_2(x_1, k) = -u_{3,1}(x_1, k) \\ \vec{M}_{int}(x_1, k) \cdot \vec{e}_2 = -M_{I22}(k)u_{3,11}(x_1, k) - M_p(k) \\ \vec{R}_{int}(x_1, k) \cdot \vec{e}_3 = -M_{I22}(k)u_{3,111}(x_1, k) \end{cases} \quad (3.30)$$

Résolution du problème

Les solutions des équations (3.29) sont de la forme :

$$\begin{cases} R_{E1}(k)u_1(x_1, k) = {}^R Cst_1(k)x_1 + {}^R Cst_2(k) \\ -M_{I22}(k)u_3(x_1, k) = {}^M Cst_1(k)\frac{x_1^3}{6} + {}^M Cst_2(k)\frac{x_1^2}{2} + {}^M Cst_3(k)x_1 + {}^M Cst_4(k) \end{cases} \quad (3.31)$$

Les constantes d'intégrations ${}^R Cst_i$ et ${}^M Cst_j$ seront déterminées à partir des conditions aux limites et de passage suivantes :

Conditions aux limites :

$$\begin{cases} \begin{cases} \text{Sur les déplacements} & \text{ou} & \text{Sur les efforts} \\ \vec{u}_G(0, 1) = \vec{u}_0 & \text{ou} & \vec{R}_{int}(0, 1) = \vec{R}_0 \\ \vec{\theta}_G(0, 1) = \vec{\theta}_0 & \text{ou} & \vec{M}_{int}(0, 1) = \vec{M}_0 \\ \vec{u}_G(L_{Total}, end) = \vec{u}_{L_{Total}} & \text{ou} & \vec{R}_{int}(L_{Total}, end) = \vec{R}_{L_{Total}} \\ \vec{\theta}_G(L_{Total}, end) = \vec{\theta}_{L_{Total}} & \text{ou} & \vec{M}_{int}(L_{Total}, end) = \vec{M}_{L_{Total}} \end{cases} \end{cases} \quad (3.32)$$

Conditions aux inter-tronçons :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Continuité des déplacements} \\ \text{Continuité des rotations} \\ \text{Equilibre des efforts} \\ \text{intérieur} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \vec{u}_G(Lx_1(k), k) = \vec{u}_G(Lx_1(k), k+1) \\ \vec{\theta}_G(Lx_1(k), k) = \vec{\theta}_G(Lx_1(k), k+1) \\ \vec{M}_{int}(Lx_1(k), k) = \vec{M}_{int}(Lx_1(k), k+1) \\ \vec{R}_{int}(Lx_1(k), k) = \vec{R}_{int}(Lx_1(k), k+1) \end{array} \right. \quad (3.33)$$

Suivant les hypothèses de liaisons appuyées ou encastrees, il vient :

Conditions aux limites :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Fixation des extrémités} \\ \text{Conditions de liaisons} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} u_1(0, 1) = 0 \\ u_3(0, 1) = 0 \\ u_1(L_{Total}, end) = 0 \\ u_3(L_{Total}, end) = 0 \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{ll} \text{Si appuyée} & \text{ou} & \text{Si encastrement} \\ u_{3,1}(0, 1) = 0 & \text{ou} & \vec{M}_{int}(0, 1) \cdot \vec{e}_2 = 0 \\ u_{3,1}(L_{Total}, end) = 0 & \text{ou} & \vec{M}_{int}(L_{Total}, end) \cdot \vec{e}_2 = 0 \end{array} \right. \quad (3.34)$$

Conditions aux inter-tronçons :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Continuité des déplacements} \\ \text{Continuité des rotations} \\ \text{Equilibre des efforts} \\ \text{intérieur} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} u_1(Lx_1(k), k) = u_1(Lx_1(k), k+1) \\ u_3(Lx_1(k), k) = u_3(Lx_1(k), k+1) \\ u_{3,1}(Lx_1(k), k) = u_{3,1}(Lx_1(k), k+1) \\ \vec{M}_{int}(Lx_1(k), k) \cdot \vec{e}_2 = \vec{M}_{int}(Lx_1(k), k+1) \cdot \vec{e}_2 \\ \vec{R}_{int}(Lx_1(k), k) \cdot \vec{e}_1 = \vec{R}_{int}(Lx_1(k), k+1) \cdot \vec{e}_1 \\ \vec{R}_{int}(Lx_1(k), k) \cdot \vec{e}_3 = \vec{R}_{int}(Lx_1(k), k+1) \cdot \vec{e}_3 \end{array} \right. \quad (3.35)$$

Supposons qu'il y ait k tronçons. Il y aura donc $2k$ inconnues scalaires ${}^R Cst_i(k)$ et $4k$ inconnues scalaires ${}^M Cst_j(k)$. Les conditions aux limites fournissent 2 équations scalaires pour la résolution de u_1 et 4 équations scalaires pour la résolution de u_3 . Les conditions aux inter-tronçons fournissent $2(k-1)$ équations scalaires pour la résolution de u_1 et $4(k-1)$ équations scalaires pour la résolution de u_3 . Il y a donc autant d'équations que d'inconnues, il est alors possible de résoudre.

A noter que l'effet piézo-électrique n'intervient que dans l'équilibre des efforts intérieurs aux inter-tronçons.

3.2.8 Critère de limite d'élasticité

Bien que la membrane ne soit pas nécessairement métallique, on utilise le critère de Von Mises pour évaluer la limite d'élasticité de la membrane.

Le critère de Von Mises s'exprime à partir des composantes du tenseur des contraintes :

$$(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{13}^2) < 2\sigma_e^2 \quad (3.36)$$

σ_e étant la limite élastique en traction.

En sachant que le tenseur des contraintes est anti-plan (3.19) et que les déplacements selon u_2 (3.20) sont négligés l'expression devient :

$$2\sigma_{11}^2 + 6\sigma_{13}^2 < 2\sigma_e^2 \quad (3.37)$$

Après calcul (Annexe 2) σ_{11} et σ_{13} s'expriment finalement :

$$\begin{cases} \sigma_{11}(x_1, x_3, k) = E_s(u_{1,1} - x_3 u_{3,11}(x_1, k)) & \text{Si substrat} \\ \sigma_{11}(x_1, x_3, k) = E_p(u_{1,1} - x_3 u_{3,11}(x_1, k)) - E_p d_{31} E_3 & \text{Si piézo} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sigma_{13}(x_3, k) = E_s u_{3,111}(k) \frac{1}{2} x_3^2 - \frac{3}{2} \frac{u_{3,111}(k) M_{I22}(k)}{S_T(k)} & \text{Si substrat} \\ \sigma_{13}(x_3, k) = E_p u_{3,111}(k) \frac{1}{2} x_3^2 - \frac{3}{2} \frac{u_{3,111}(k) M_{I22}(k)}{S_T(k)} & \text{Si piézo} \end{cases} \quad (3.38)$$

Où la surface totale $S_T(k)$ s'expriment :

$$\begin{cases} S_T(k) := S_s & \text{Pour tronçon k à substrat seul} \\ S_T(k) := S_s + S_p & \text{Pour tronçon k à substrat et piézo} \end{cases} \quad (3.39)$$

3.2.9 Modélisation des MFC

Dans la démonstration précédente, le matériau piézoélectrique modélisé était supposé massif. Il s'agit à présent de le remplacer par un patch MFC utilisant l'effet d_{33} . Sa structure est modélisée figure 3.9. Ce patch est composé de fibres piézoélectriques sur lesquelles sont placées des électrodes interdigitées de chaque côté. Le champ électrique devient donc suivant \vec{e}_1 , pour une déformation suivant la même direction, c'est donc l'effet d_{33} (ou plutôt d_{11} avec nos notations) des fibres piézoélectriques qui est sollicité.

L'enveloppe en Pyralux (Kapton, acrylic, epoxy) des MFC recouvre une surface supérieure aux fibres piézoélectriques, leur découpage en tronçons se fera donc en deux parties. Par conséquent le modèle comprend trois tronçons : substrat seul ; substrat plus enveloppe seule (MFC passif) et enfin substrat plus enveloppe et fibres (MFC actif). Bien que souple, ces parties inactives doivent être pris en compte lorsque la souplesse du substrat est faible, du même ordre de grandeur que ces couches. Les équations finales (3.29) et (3.30) sont toujours valables, tandis que les rigidités tractionnelle, flexionnelle et le moment d'origine piézoélectrique seront modifiés.

Il est d'abord étudié le moment d'origine piézoélectrique M_p . Avec ces actionneurs MFC la distribution du champ électrique est non homogène. Différentes hypothèses sont introduites pour passer des dimensions externes du patch piézoélectrique aux dimensions internes [123] :

- De la largeur externe du matériau piézoélectrique doit être soustrait les fibres d'epoxys. Pour ne prendre en compte que la largeur active, l_p devient $l_p \frac{l_{p fib}}{l_{p fib} + l_{e fib}}$, avec $l_{p fib}$ et $l_{e fib}$ respectivement la largeur des fibres piézoélectriques et epoxys.
- Pour rendre compte de la distribution du champ électrique entre deux électrodes, il est défini une distance inter-électrode équivalente égale à $d_{iee} = d_{ie} + \frac{l_{elec}}{2}$, où d_{ie} est la distance inter-électrode et l_{elec} la largeur d'une électrode. Cette longueur active ainsi définie, l'intensité du champ électrique est supposée égale à $E_1 = -\frac{dV}{d_{ie} + \frac{l_{elec}}{2}}$.
- De la même manière suivant \vec{e}_3 une épaisseur active est définie. Elle sera fonction d'un paramètre α empirique, qui permettra de rectifier la valeur de l'élongation calculée. Le champ est supposé homogène sur une épaisseur de $e_{pzt}(1 - 2\alpha)$. En pratique $\alpha = 0.2$ avec la distance équivalente d_{iee} précédente, sachant que $\alpha \in [0; 0.5]$.

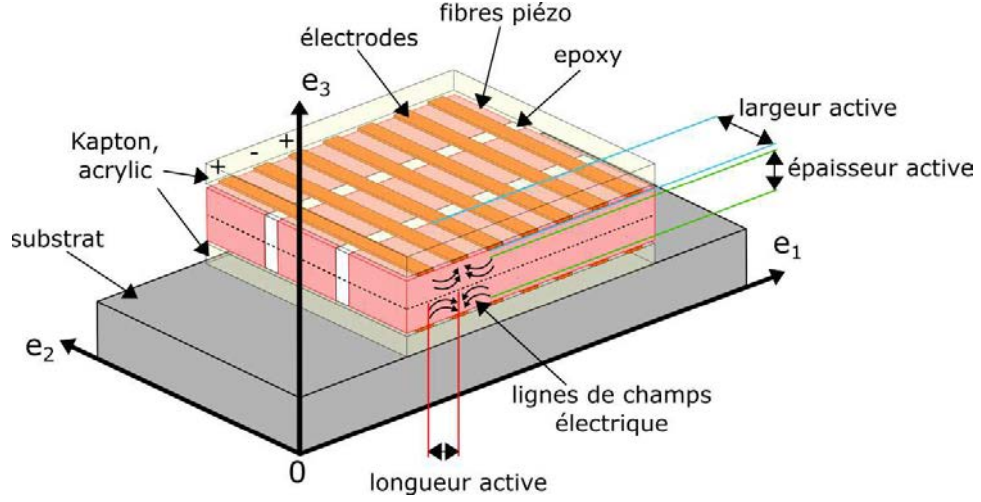


FIGURE 3.9 – Principe de la modélisation de la partie active des MFC

Finalement le moment d'origine piézoélectrique en présence de fibres donne la relation :

$$\begin{aligned}
 M_p &= \int_{S_{active}} E_{pzt} x_3 d_{11} E_1 dS = E_{pzt} d_{11} E_1 l_p \frac{l_{p fib}}{l_{p fib} + l_{e fib}} \left[\frac{1}{2} x_3^2 \right]_{-x_{3fn} + e_s + e_k + e_{acr} + e_{epe} + e_p - \alpha e_p}^{-x_{3fn} + e_s + e_k + e_{acr} + e_{epe} + \alpha e_p} \\
 &= E_{pzt} d_{11} E_1 S_p \frac{l_{p fib}}{l_{p fib} + l_{e fib}} \left(\frac{e_p}{2} + e_s + e_k + e_{acr} + e_{epe} - x_{3fn} \right) (1 - 2\alpha)
 \end{aligned} \tag{3.40}$$

Avec e_k l'épaisseur de la couche de Kapton, e_{acr} l'épaisseur de la couche d'acrylic et e_{epe} l'épaisseur de la couche d'époxy comprenant les électrodes. E_{pzt} est le module de Young des fibres piézoélectrique tandis que E_p est le module de Young équivalent de la couche fibre piézoélectrique et epoxy. Les valeurs de ces grandeurs sont réunies dans le tableau (3.2).

Le film souple enveloppant les fibres piézoélectriques est ensuite pris en compte dans le calcul des rigidités M_{I22} et R_{E1} .

Rigidité tractionnelle d'un tronçon MFC actif :

$$R_{E1} = E_s S_s + E_p S_p + 2E_K S_K + 2E_{acr} S_{acr} + 2E_{epe} S_{epe} \tag{3.41}$$

Rigidité tractionnelle d'un tronçon MFC passif :

$$R_{E1} = E_s S_s + 2E_K S_K + 2E_{acr} S_{acr} + 2E_{epo} S_{epo} \tag{3.42}$$

L'indice $()_{epo}$ représentant une couche d'époxy sans électrode.

Rigidité flexionnelle sur un tronçon MFC actif :

$$\begin{aligned}
 M_{I22} &= E_s I_{22s} + E_p I_{22p} \\
 &+ E_K (I_{22Kb} + I_{22Kt}) + E_{acr} (I_{22acr b} + I_{22acr t}) + E_{epe} (I_{22epe b} + I_{22epe t})
 \end{aligned} \tag{3.43}$$

Rigidité flexionnelle sur un tronçon MFC passif :

$$M_{I22} = E_s I_{22s} + E_K (I_{22Kb} + I_{22Kt}) + E_{acr} (I_{22acrb} + I_{22acrt}) + E_{epo} (I_{22epob} + I_{22epot}) \quad (3.44)$$

L'indice $()_b$ représentant les couches inférieures entre le substrat et le centre du MFC et l'indice $()_t$ les couches supérieures.

La position de la fibre neutre x_{3fn} doit également être recalculée à partir des différentes couches. Pour calculer les modules de Young homogénéisés des différentes couches composites, epoxy-électrodes et epoxy-piézoélectriques, il est utilisé la simple règle de mélange linéaire présenté dans [125] et [124].

$$E_p = \rho_{pzt} E_{pzt} + (1 - \rho_{pzt}) E_{epo} \quad (3.45)$$

$$E_{epe} = \rho_{cu} E_{cu} + (1 - \rho_{cu}) E_{epo} \quad (3.46)$$

Avec ρ_{pzt} et ρ_{cu} les fractions volumiques de matériau piézoélectrique et de cuivre dans les couches fibreuses correspondantes (Tableau 3.1).

l_{pfib}	$355\mu m$
l_{efib}	$51.25\mu m$
d_{ie}	$410\mu m$
l_{elec}	$97\mu m$
ρ_{pzt}	87.38%
ρ_{cu}	15.53%

TABLEAU 3.1 – Dimensions et fraction volumique des couches non homogène d'un actionneur MFC [111]

Le coefficient d_{33} des fibres piézoélectriques est de $440pm/V$. Les valeurs des dimensions et des propriétés des différentes couches sont rassemblées dans le tableau (3.2) ci-dessous :

	Fibres piézo	Couche Kapton	Couche acrylic	Couche epoxy	Couche cuivre
Épaisseur en $[\mu m]$	$e_{pzt} = 180$	$e_K = 25,4$	$e_{acr} = 12,7$	$e_{epo} = 21.9$	$e_{cu} = 17,78$
Module de Young en [GPa]	$E_{pzt} = 54,054$	$E_K = 2,5$	$E_{acr} = 2,9$	$E_{epo} = 3,08$	$E_{cu} = 110$
		Couche epoxy-piézo	Couche epoxy-électrodes		
Épaisseur en $[\mu m]$		$e_p = 180$	$e_{epe} = 21.9$		
Module de Young en [GPa]		$E_p = 47,623$	$E_{epe} = 19,688$		

TABLEAU 3.2 – Dimensions et propriétés des couches d'un actionneur MFC (Williams, 2004 [110])

3.3 Développement du modèle numérique 3D

3.3.1 Présentation du modèle numérique

Cette partie sera consacrée à l'élaboration du modèle numérique de la membrane active. Dans un premier temps une approche quasi-statique d'une poutre maintenue aux extrémités sert à comparer et valider les résultats du modèle analytique au premier ordre. Ensuite une étude modale de ce modèle plaque permettra d'évaluer les fréquences de résonance mécanique hors charge.

Le logiciel ANSYS repose sur la résolution numérique par éléments finis et permettra principalement de résoudre le champ de contraintes et les déplacements de la membrane. Le substrat et les actionneurs piézoélectriques seront modélisés par de simples parallélépipèdes comme illustrés (Figure 3.10). Ils seront traités à partir d'éléments à 20 nœuds, *SOLID186* pour le substrat et *SOLID226* pour les matériaux piézoélectriques. Ce choix fut motivé par la simplicité de leur mise en œuvre et de leur usage ultérieur par (Bowen et al., 2011 [129]) dans le cadre d'une étude de MFC sur une plaque mince d'aluminium. Divers types d'éléments ont par ailleurs été testés (*SOLSH190* et *SOLID5*) sans différences notables. Pour traduire une réponse temporelle quasi-statique, la résolution statique est effectuée pour chaque pas de temps.

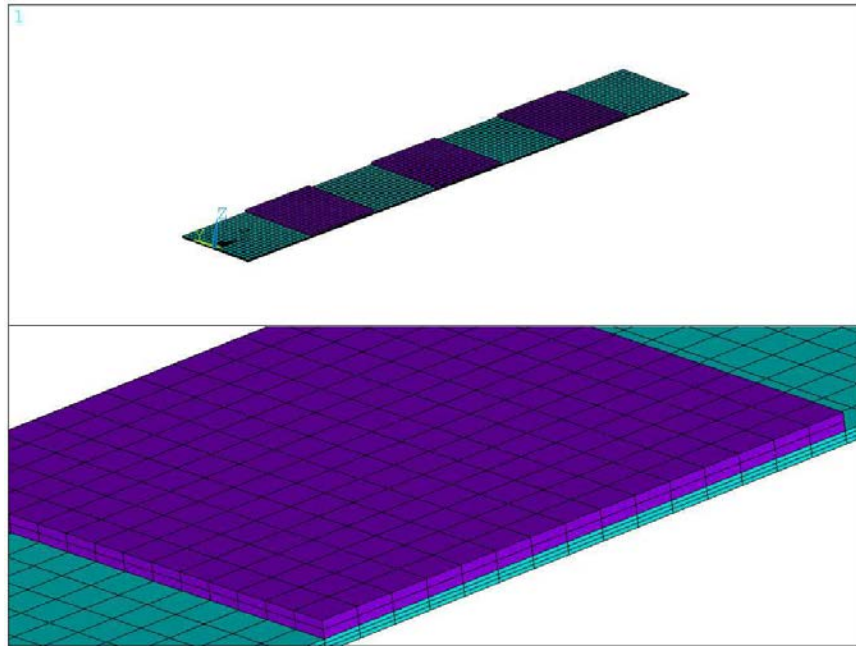


FIGURE 3.10 – Illustration du maillage d'un modèle numérique d'une poutre avec trois matériaux piézoélectrique

Des liaisons encastées sont imposées comme conditions limites aux extrémités d'abscisse $x_1 = 0$ et $x_1 = L_{Total}$. Elles n'autorisent aucun déplacement ou rotation aux éléments de ces surfaces (Figure 3.11).

Les MFC sont modélisés d'après un modèle homogénéisé décrit dans (Li et al., 2016 [120]). Seuls les segments actifs sont modélisés par un parallélépipède rectangle dont les propriétés sont résumées dans le tableau (3.3). Ces propriétés mécaniques globales sont non-isotropes dues à la nature fibreuse de l'actionneur (Annexe 3 : matrices constitutives du MFC).

Module de Young en [GPa]	Module de Young en [GPa]	Module de glissement en [GPa]	Module de glissement en [GPa]
E_{p1} = 27.142	E_{p2} = 14.792	G_{p23} = 10.5	G_{p13} = 5.385
Module de glissement en [GPa]	Coefficient de Poisson	Coefficient piézo-électrique en [pm/V]	Coefficient piézo-électrique en [pm/V]
G_{p12} = 4.1323	ν_p = 0.2922	d_{11} = 410.9	d_{12} = -127.85
		Coefficient piézo-électrique en [pm/V]	Permittivité relative
		d_{15} = 560	ϵ_{rp} = 1850

TABLEAU 3.3 – Valeurs homogénéisées des propriétés des MFC (Li et al., 2016 [120])

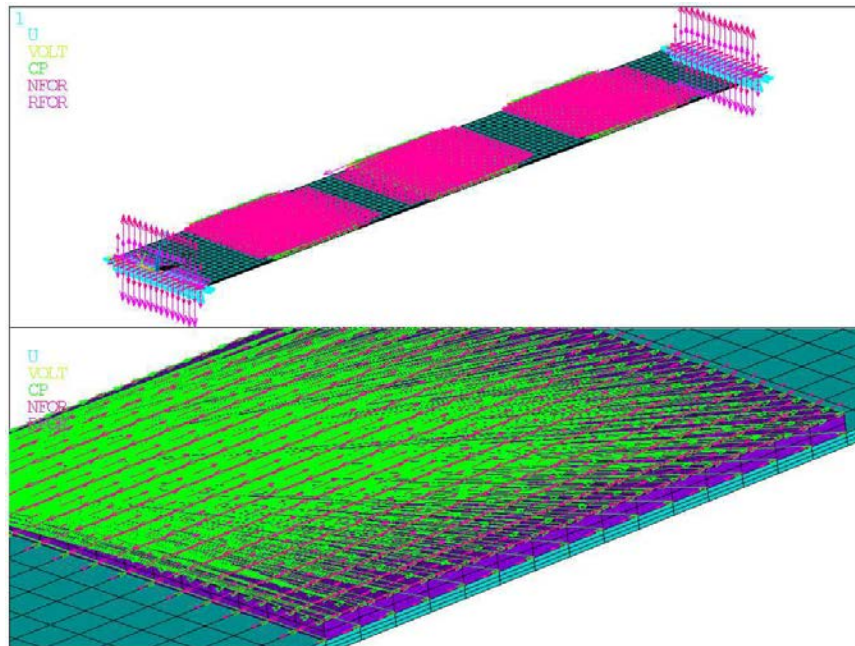


FIGURE 3.11 – Illustration de la définition des conditions aux limites et des sources du modèle numérique d'une poutre avec trois matériaux piézoélectrique

A l'instar des premières hypothèses du modèle analytique, le champ électrique est supposé homogène et dirigé suivant \vec{e}_3 (couplage d_{31} équivalent). Les électrodes sont donc situées sur des plans parallèles au plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_2)$, tangent à la surface de la membrane (Figure 3.11). Ce choix fut motivé par la définition plus confortable des électrodes comparée à une définition équivalente suivant \vec{e}_1 (couplage d_{11}). Toutefois, les deux configurations ont été simulées puis comparées et n'ont pas démontré de différences notables sur le champ de déplacement. Le champ électrique étant homogène et la hauteur du MFC de $e_{MFC} = 300\mu m$, la tension d'alimentation doit être ajustée d'après la distance inter-électrode. Le coefficient d'ajustement est de $e_{MFC}/(d_{ie} + l_{elec})$.

3.3.2 Étude modale

A partir de ce modèle, une étude modale est réalisée dans le but de déterminer les fréquences de résonance propres. Les dimensions sont celles du prototype réalisé ultérieurement et présenté section 3.6. Elles sont le résultat de la procédure d'optimisation détaillée dans la section suivante 3.5.2.

Avec le souci d'une mise en œuvre réaliste, le modèle numérique consiste en une plaque maintenue sur ses 4 côtés. Sur cette plaque sont disposés 15 segments de MFC. Les dimensions de la plaque sont de $99mm \times 80mm$ pour des parties actives de $89mm \times 60mm$. La résolution des modes propres se fera sur l'intervalle de fréquence potentiellement utile $[1Hz; 2000Hz]$.

5 modes ont été trouvés (Table 3.4) sur cet intervalle. Les résultats sont illustrés figure 3.12. Le premier mode n'apparaissant qu'au delà de $500Hz$, nous considérons qu'en dessous de $100Hz$ l'hypothèse de fonctionnement quasi-statique est validée.

Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5
506.0Hz	924.0Hz	1209Hz	1575Hz	1619Hz

TABLEAU 3.4 – Modes de résonance sur l'intervalle $1Hz - 2000Hz$

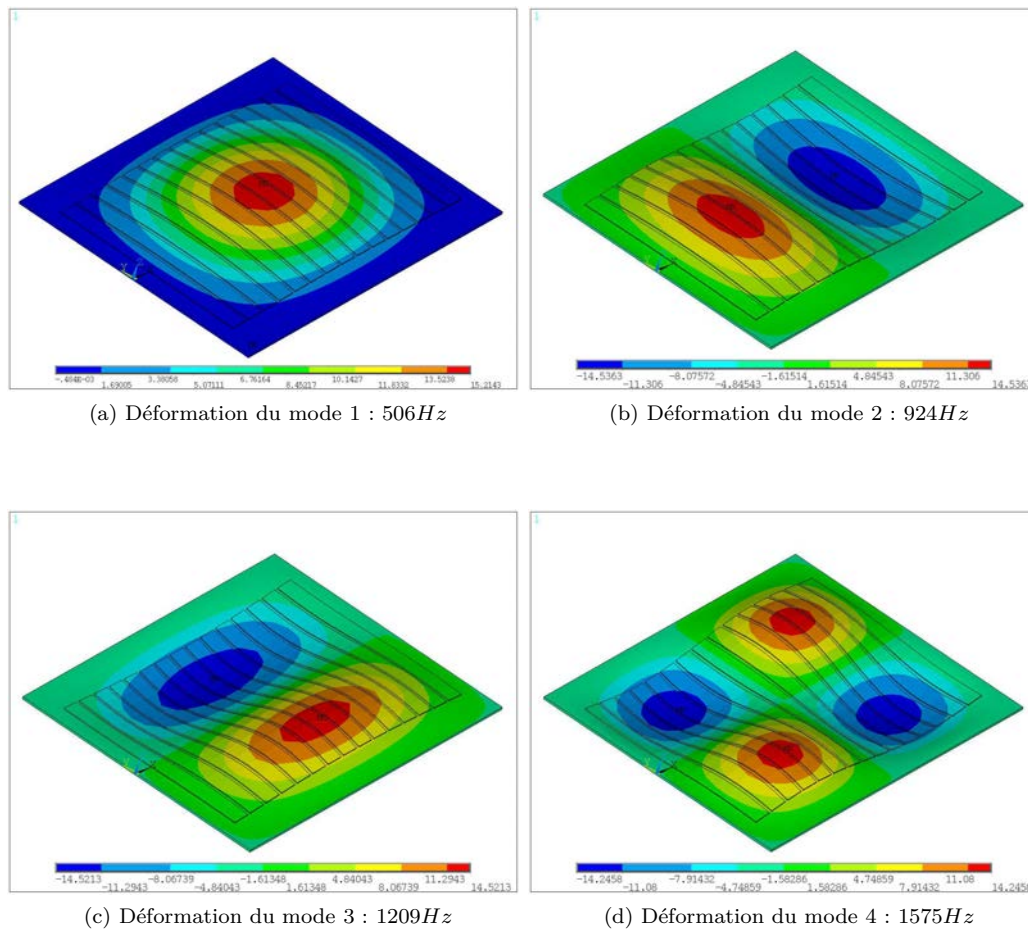


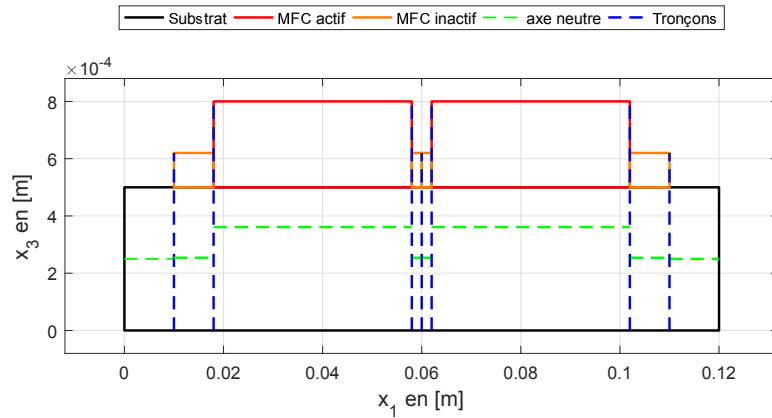
FIGURE 3.12 – Représentation des déformées obtenues pour les 4 premiers modes

3.4 Étude quasi-statique, comparaison des modèles analytique et numérique

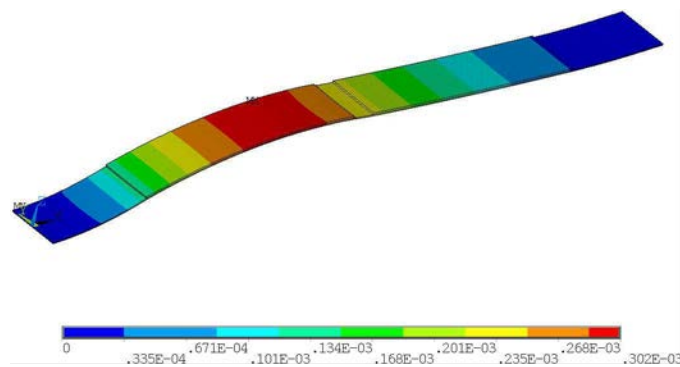
Les modèles numérique et analytique sont tout d'abord comparés pour une configuration simple d'une poutre sur laquelle sont disposés deux MFC (Figure 3.13). Le but est de comparer les deux approches l'une étant unidimensionnelle multicouche et l'autre tridimensionnelle monobloc.

Les caractéristiques du MFC correspondent au modèle standard $M4010-P1$ de longueur active 40mm et de largeur active de 10mm . La longueur totale de la poutre est choisie arbitrairement de 120mm . Les 2 MFC sont jointifs au centre de celle-ci, séparés par leur partie inactive (Figure 3.13a).

Une étude paramétrique est réalisée suivant les paramètres du substrat module d'Young E_s et épaisseur e_s . En effet, le domaine de validité des modèles élastiques sera dépendant de ces deux paramètres. D'autre part, il subsiste *a priori* un compromis à satisfaire entre une poutre très rigide ne permettant pas des déformations importantes et une poutre très souple ne permettant pas un comportement en flexion satisfaisant.



(a) Modèle analytique



(b) Modèle numérique

FIGURE 3.13 – Illustrations des modèles - cas d'une poutre à deux MFC

Afin de mettre en évidence les différences entre les deux modèles sous différentes conditions, 3 cas de tensions statiques ont été choisis (Figure 3.14). Les tensions appliquées aux deux MFC

étant V_1 et V_2 , notées selon le sens x_1 .

- $(V_1, V_2) = (1500V, 1500V)$ en statique ; correspondant à $\Phi_{12} = 0^\circ$ en dynamique : pour obtenir la flexion la plus importante.
- $(V_1, V_2) = (1500V, -500V)$ en statique ; correspondant à $\Phi_{12} = 180^\circ$ en dynamique : pour accentuer le gradient de déformation suivant x_1 .
- $(V_1, V_2) = (500V, -500V)$ en statique ; correspondant à $\Phi_{12} = 90^\circ$ en dynamique : pour étudier un cas d'antisymétrie, condition *a priori* moins contraignante que les cas précédents.

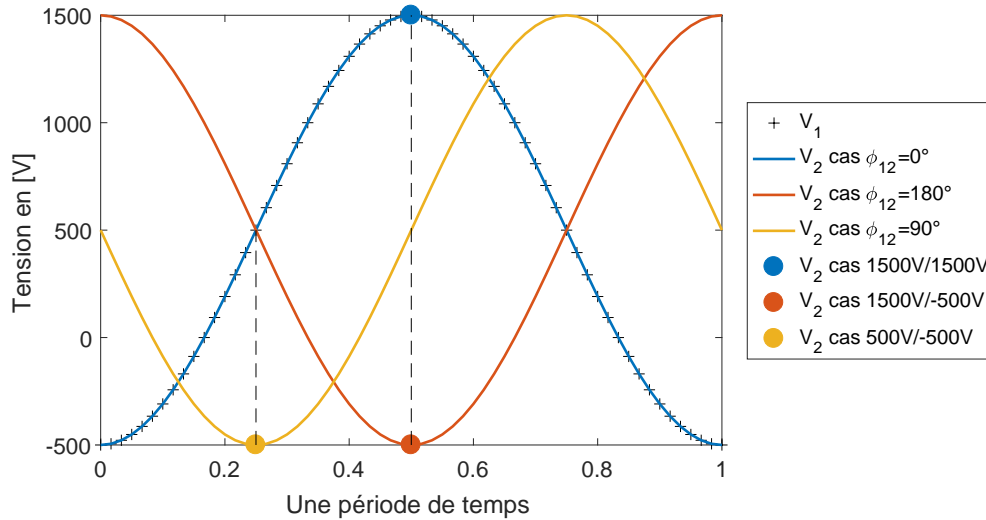


FIGURE 3.14 – Tracé des 3 cas de tensions statique et dynamique

3.4.1 Comparaison des déformations

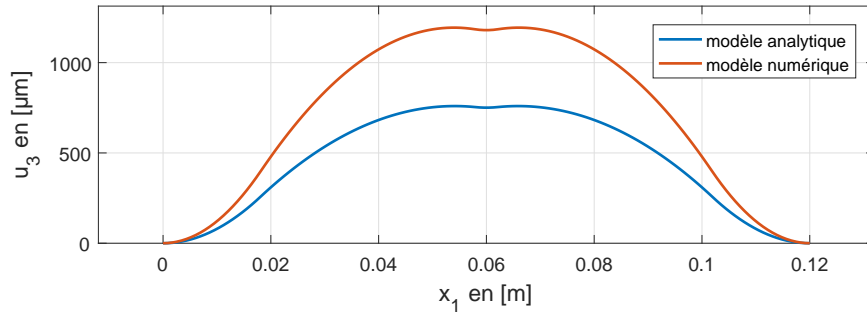
Le champ de déformation de la poutre est étudié dans le plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_3)$ pour les 3 cas définis précédemment. Dans un premier temps le module d'Young et l'épaisseur sont choisis respectivement à $E_s = 50GPa$ et $e_s = 500\mu m$. La figure 3.15 présente les déplacements de la ligne neutre pour le modèle analytique et de la face inférieure du substrat pour le modèle numérique, ces deux représentations sont identiques dans les hypothèses des petites perturbations.

Les premières observations soulignent un même profil de déformation mais des amplitudes différentes. Les amplitudes atteintes avec le modèle numérique sont ici plus importantes que celles obtenues avec le modèle analytique. Pour les cas a) et c) les écarts sont respectivement d'environ 64% et de 44%. Cependant ces différences ne correspondent pas une simple homothétie. Cela est visible plus particulièrement sur le cas $(1500V, -500V)$ figure 3.15b qui montre que un écart à la flexion maximum (en $x_1 = 4cm$) de 51% tandis qu'au minimum (en $x_1 = 9.6cm$) elle n'est plus que de 4%. Les deux modèles se comportent donc légèrement différemment.

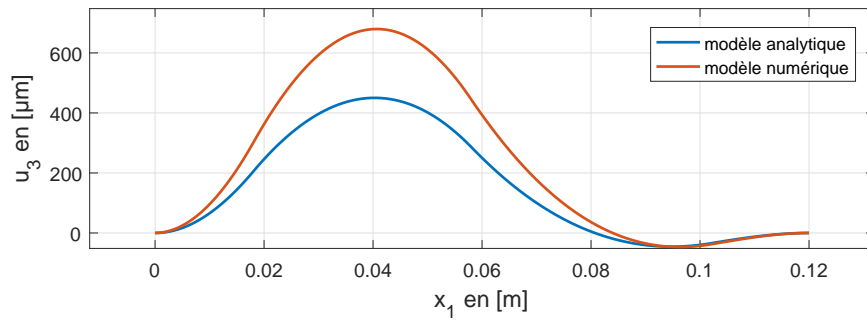
Rappelons que les MFC sont modélisés différemment suivant les deux modèles ; en particulier dans le modèle analytique le champ électrique est supposé homogène dans une région équivalente de l'espace, déterminée de façon empirique dans [123] avec le coefficient α . Dans le modèle numérique le champ électrique est supposé homogène dans tout le MFC et ce sont les tensions et coefficients piézoélectriques qui sont ajustés par comparaison à un modèle numérique plus précis. Ces différences de modélisation peuvent expliquer en bonne partie ces

différences d'amplitude observées.

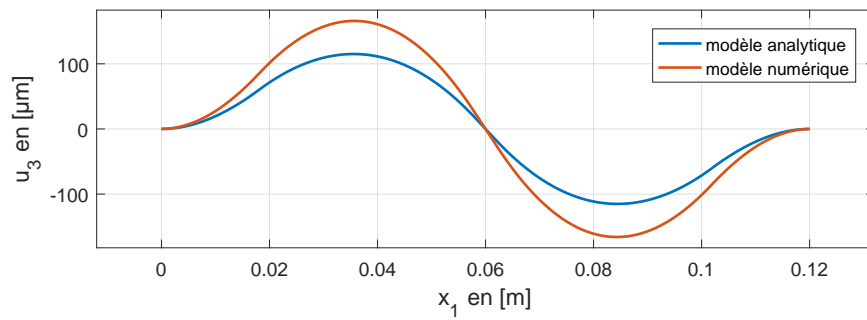
Le léger écart entre les profils de déformation s'explique quant à lui par les effets dimensionnels induits par le modèle de la ligne neutre 1D et la résolution 3D par éléments finis. Cette différence s'avère ici faible car les hypothèses des deux modèles sont respectées, en particulier la rigidité de la poutre et ses dimensions élancées.



(a) Tensions (1500V, 1500V)



(b) Tensions (1500V, -500V)

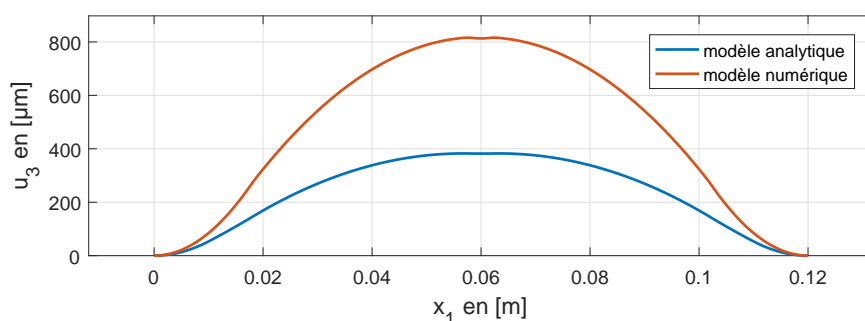


(c) Tensions (500V, -500V)

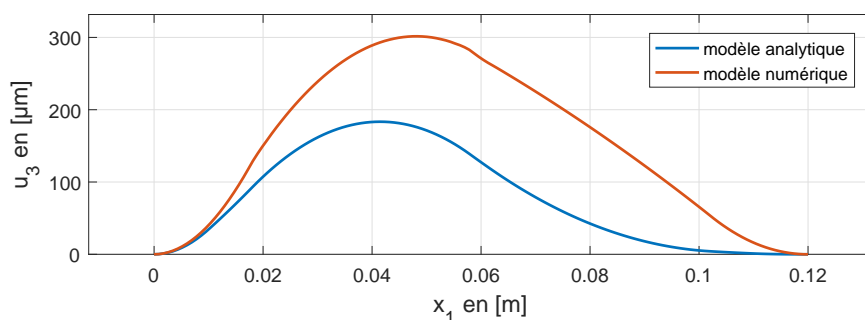
FIGURE 3.15 – Comparaison analytique-numérique pour 3 cas de tensions - $E_s = 50GPa$ et $e_s = 500\mu m$

3.4.2 Étude du substrat, limites de validité des modèles

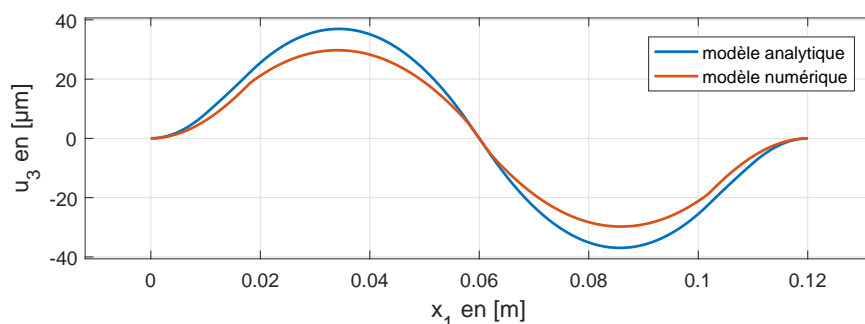
Dans un premier temps l'étude du substrat consistera à explorer les limites du domaine de validité des modèles. Dans la configuration où le substrat est très souple (exemple $E_s = 0.1GPa$ et $e_s = 500\mu m$) de sorte à ce que sa rigidité soit bien plus faible que celle du MFC. Pour une telle configuration, les résultats sont présentés figure 3.16.



(a) Tensions (1500V, 1500V)



(b) Tensions (1500V, -500V)



(c) Tensions (500V, -500V)

FIGURE 3.16 – Comparaison analytique-numérique pour 3 cas de tensions, dans un cas particulier très souple $E_s = 0.1GPa$ et $e_s = 500\mu m$

Dans cette configuration souple, l'écart entre les deux modèles s'accroît fortement. En effet les hypothèses admises pour le modèle analytique ne permettent pas d'étudier ce cas extrême, notamment l'hypothèse de Bernoulli que toute section droite a un mouvement de solide rigide qui la maintient perpendiculaire à la ligne neutre. Remarquons que dans le cas (500V, -500V)

la déformation obtenue avec le modèle numérique est inférieure à celle du modèle analytique. De plus l'hypothèse structure élancée implique que le facteur de forme doit rester négligeable $e_s/L_{Total} \ll 1$. En outre la limite élastique ne doit pas être atteinte, le critère de Von Mises est discuté section 3.4.3. En pratique la quantification de ces limites de validité est déterminée après essais, en fonction de l'application et des tolérances. Néanmoins, en première approximation les limites suivantes sont choisies : $E_s > 0.1GPa$ et $e_s/L_{Total} < 0.05$.

Étude du substrat, variation des paramètres

Une étude paramétrique de l'amplitude de déformation en fonction du module d'Young et de l'épaisseur du substrat est entreprise et illustrée sur la figure 3.17. La valeur maximale de la flexion pour le cas (1500V, 1500V) est représentée pour $E_s = [0.1; 100]GPa$ et $e_s = [100; 2000]\mu m$.

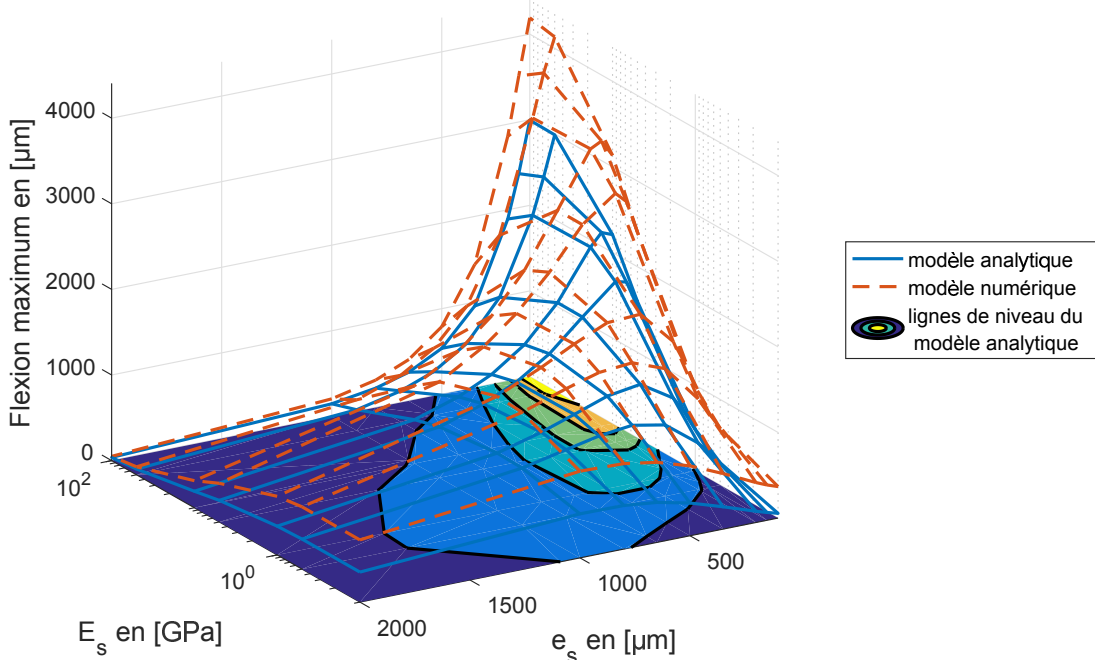


FIGURE 3.17 – Comparaison analytique-numérique, déplacement maximum dans le cas (1500V, 1500V) en fonction de E_s et e_s

Différentes remarques peuvent être alors émises :

- Les deux modèles conduisent aux mêmes optimums de déplacement en fonction de ces deux paramètres.
- La déformation évaluée par le modèle numérique est systématiquement supérieure à celle du modèle analytique.
- Le maximum est atteint pour l'épaisseur minimum et le module d'Young maximum. Un tel matériau sera vraisemblablement fragile, et de telles amplitudes pourraient conduire à franchir la limite élastique.
- Le compromis pressenti entre souplesse et rigidité est correctement traduit par les deux modèles. En effet pour une épaisseur donnée, il existe une valeur de module d'Young optimale.

— Idem que précédemment, à un module d'Young donné, il existe une épaisseur optimale.

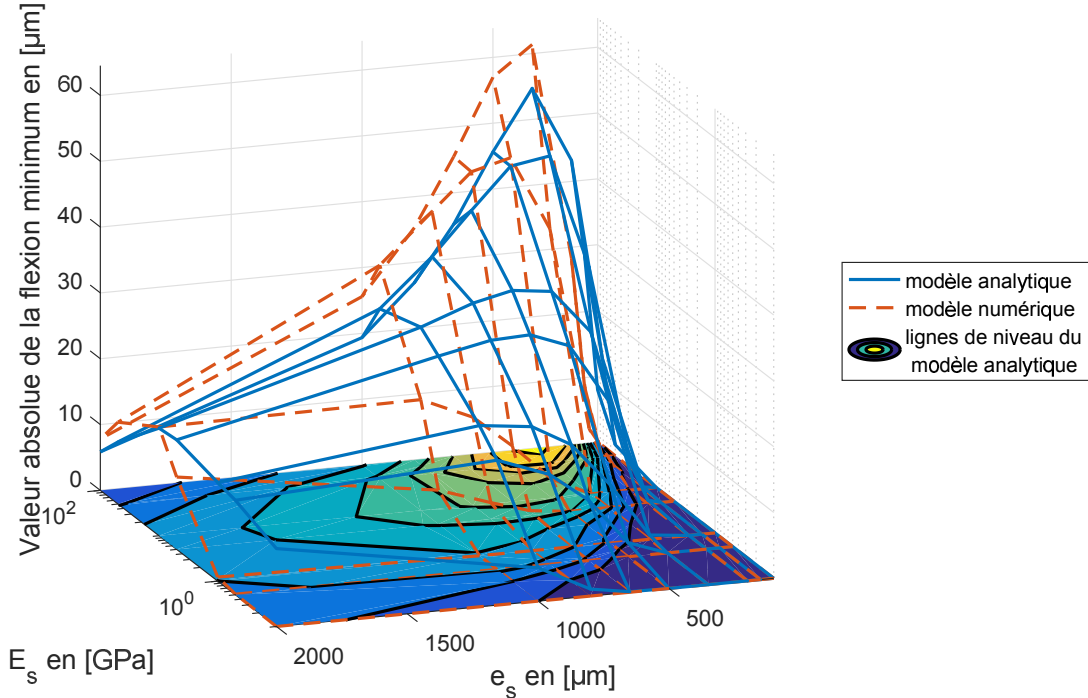


FIGURE 3.18 – Comparaison analytique-numérique, valeur absolue du déplacement minimum dans le cas $(1500V, -500V)$ en fonction de E_s et e_s

Les observations précédentes sont reconsidérées pour les autres cas d'alimentation. La figure 3.18 représente la valeur absolue du déplacement minimum dans le cas $(1500V, -500V)$. Puisque la configuration $(1500V, 1500V)$ donne systématiquement une valeur minimale nulle, et que la configuration $(500V, -500V)$ est parfaitement symétrique (Figure 3.15), seule la configuration asymétrique $(1500V, -500V)$ présente un intérêt sur ce critère. Le maximum atteint pour cette configuration asymétrique fournit les mêmes optimums que le cas précédent $(1500V, 1500V)$. Cette analyse conduit aux remarques suivantes (Figure 3.18) :

- Le comportement est similaire avec les deux modèles, à savoir qu'ils rendent compte des mêmes valeurs optimales. En outre les deux modèles témoignent d'une plage de variables donnant lieu à un déplacement minimal nul (faibles valeurs de module d'Young et d'épaisseur).
- *A contrario* de l'analyse précédente, le minimum est observé pour des valeurs élevées de module d'Young mais pas pour la plus faible valeur d'épaisseur.
- Il existe des valeurs optimales de ces deux paramètres pour favoriser une déformation minimum la plus importante.
- Le modèle numérique ne fournit plus systématiquement une valeur supérieure de déplacement à celui du modèle analytique, ce qui traduit bien une différence de comportement des modèles.

La figure 3.19 représente le déplacement maximum obtenu pour la configuration d'alimentation antisymétrique $(500V, -500V)$. La tendance est analogue au cas $(1500V, 1500V)$ à ceci près que l'écart entre modèles analytique et numérique est plus faible voir s'annule, lorsque

les déplacements déterminés analytiquement dépassent légèrement ceux du modèle numérique (faibles valeurs de module d'Young et d'épaisseur).

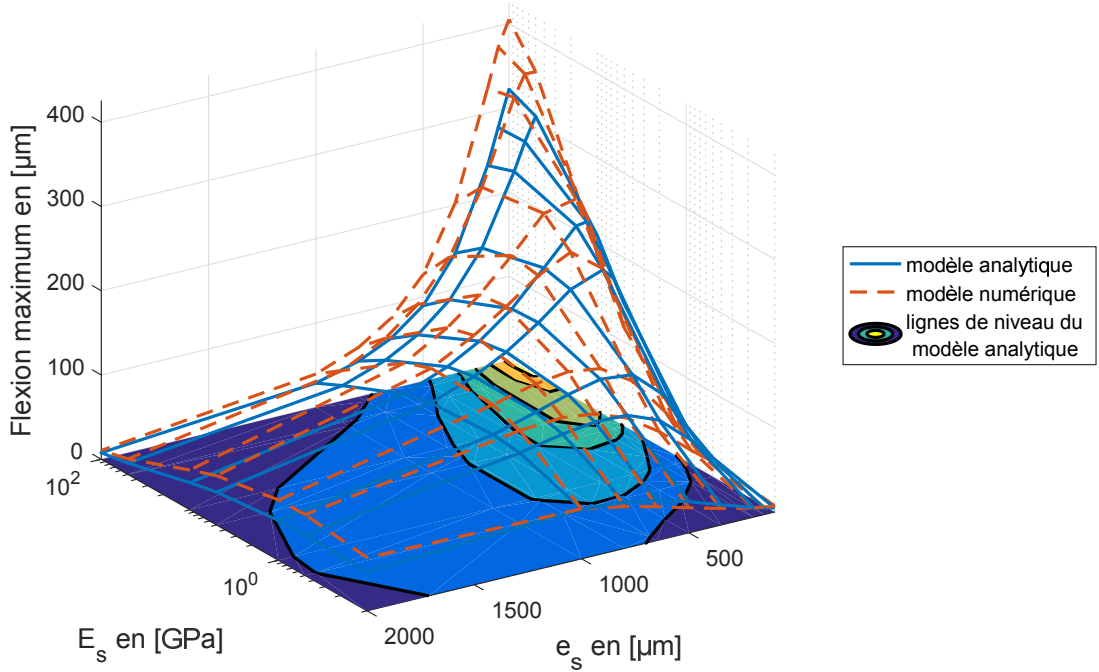


FIGURE 3.19 – Comparaison analytique-numérique, déplacement maximum dans le cas ($500V, -500V$) en fonction de E_s et e_s

Dans un objectif de pompage, maximiser l'amplitude crête à crête de la déformée est souhaitable; en effet à tout instant la membrane doit fermer le canal en un point, tandis qu'elle ouvre le plus large ventre d'onde pour emmener un grand volume de fluide. Cette fermeture du canal permettrait de limiter les reflux tout en favorisant l'intensification des transferts par la déformation relative du canal la plus grande possible. Les objectifs de pompage et de refroidissement guideront donc à la fois le choix du substrat mais également les déphasages et niveaux des tensions de commande entre chaque patch MFC.

3.4.3 Évaluation des contraintes mécaniques

Évaluons à présent les contraintes à partir des deux formulations analytique et numérique. Cette vérification permet de s'assurer que la déformation reste dans le domaine élastique des matériaux. Le critère d'élasticité de Von Mises est utilisé $\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{11}^2 + 3\sigma_{13}^2}$. Dans l'optique d'un dimensionnement optimal, ce critère permettra de limiter les choix de substrat et des dimensions du système.

La figure 3.20 présente les contraintes dans le cas (1500V, 1500V) où la déformation est maximale. Les résultats sont présentés sur 8 tronçons pour le modèle analytique et 5 tronçons pour le modèle numérique (ne comprenant pas les parties inactive des MFC). Les valeurs minimums et maximums des contraintes sont réunies dans le tableau suivant pour chaque matériau et suivant chaque modèle :

En [MPa]	Substrat		MFC actif	
	min	max	min	max
Modèle analytique	0.0784	19.9	0.280	33.1
Modèle numérique	0.0825	38.8	3.06	20.9

TABLEAU 3.5 – Résultats des contraintes de Von Mises pour le cas (1500V, 1500V)

Les remarques suivantes peuvent être formulées sur la base des observations de la figure 3.20 et du tableau 3.5 :

- Dans ce cas statique la contrainte est invariante selon \vec{e}_1 sur chaque tronçon du modèle analytique. Cette invariance se retrouve dans le modèle numérique, pourvu qu'on s'éloigne des inter-tronçons.
- Les contraintes minimales se situent naturellement au niveau de la ligne neutre théorique pour le modèle analytique.
- Les deux modèles n'indiquent pas la même localisation des contraintes maximales ; elles apparaissent au niveau des fibres piézoélectriques pour le modèle analytique. Ceci s'explique par le fait que cette couche possède la plus grande rigidité, le terme $E_p d_{31} E_3$ étant prépondérant. En revanche les contraintes dans le MFC sont plus faibles dans le modèle numérique en raison de sa modélisation globale, conduisant à l'évaluation d'une rigidité plus faible.
- Le modèle numérique indique des contraintes maximales au niveau de la surface supérieure du substrat, notamment proche des inter-tronçons qui sont le lieu de fortes discontinuités. Ces discontinuités ne sont pas prises en compte dans le modèle analytique.
- A rappeler que la déformation obtenue avec le modèle numérique est plus importante qu'avec le modèle analytique (+64%), ce qui entraîne nécessairement une évaluation plus importante des contraintes.
- En outre l'étude des contraintes locales montre que les contraintes tangentielle σ_{13} sont négligeables devant les contraintes normales σ_{11} , ce qui est un résultat connu des structures élancées en flexion. Ceci est particulièrement vrai pour le modèle analytique (rapport > 100), devant le modèle numérique (rapport > 10).

Les deux autres configurations d'alimentation sont présentées en annexe 4 car elles conduisent aux mêmes observations que celles discutées ci-dessus, à ceci près que l'invariance suivant \vec{e}_1 n'est plus vérifiée. En outre les contraintes restent d'un ordre de grandeur comparable aux configurations précédemment illustrées.

Au titre de modèle de comportement et modèle de dimensionnement, le modèle analytique est jugé satisfaisant au regard de sa comparaison au modèle 3D. Il peut donc être avantageusement

employé au cœur d'une procédure d'optimisation itérative, pourvu que le critère de Von Mises soit respecté avec une marge de sécurité suffisante.

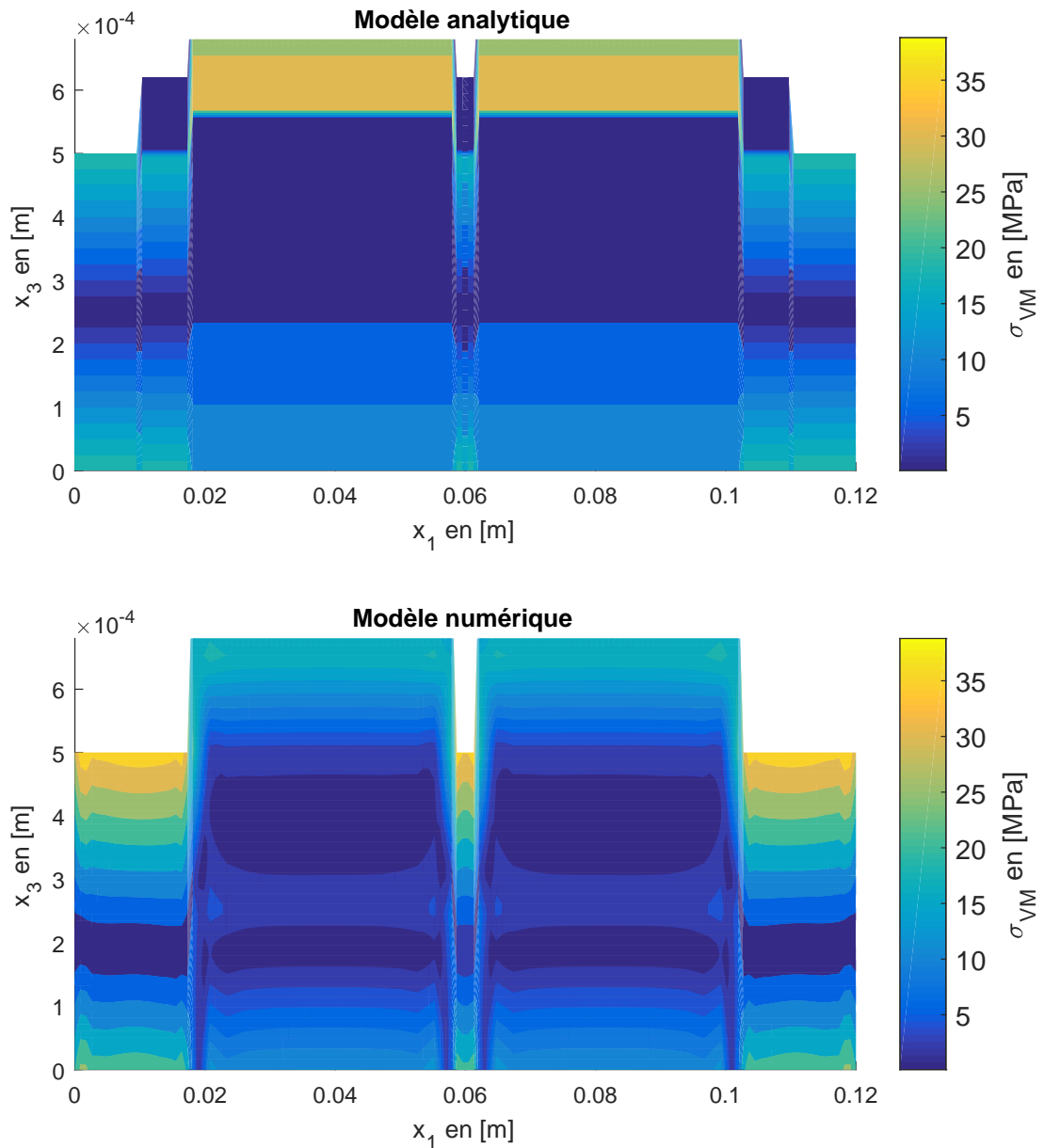


FIGURE 3.20 – Comparaison du modèle analytique et du modèle numérique, lignes de niveaux des contraintes de Von Mises σ_{VM} dans le cas (1500V, 1500V) dans le plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_3)$. La même échelle colorimétrique est utilisée pour les deux cas.

3.5 Dimensionnement, recherche d'un optimum

3.5.1 Cadre de l'étude

Il s'agit dans cette nouvelle section de dimensionner la membrane active à l'aide du modèle analytique précédemment détaillé, en ayant pour objectif la maximisation du débit. L'optimisation de structures utilisant des matériaux piézoélectriques a déjà fait l'objet de travaux dont l'article (Frecker, 2003 [130]) présente un état de l'art. Il traite principalement de l'optimisation de la position et des dimensions des éléments piézoélectrique le long d'une poutre d'après divers critères. Cette problématique persiste encore de nos jours car les optimisations multiobjective et multidisciplinaire présentent de réelles difficultés. Donc *a fortiori* le concept étudié dans ces travaux de thèse réunissant les domaines de la mécanique, l'hydraulique, la thermique et l'électronique.

Le modèle analytique employé comporte un grand nombre de paramètres, parmi lesquels plusieurs sont fixés pour réduire les cas d'étude :

- Les propriétés électromécaniques des MFC et leur épaisseur.
- Les extrémités sont encastrées (bien que d'autres liaisons puissent facilement être intégrées au modèle).
- La largeur de la plaque est fixée à 10mm pour permettre l'évaluation du débit. Cette dimension intervient simplement comme coefficient multiplicateur.
- La fréquence est fixée à 1Hz . Le modèle étant quasi-statique, la fréquence n'intervient que pour l'évaluation du débit comme coefficient multiplicateur.
- L'amplitude des tensions appliquées aux MFC est fixée à 2kV avec un offset de 500V . La plage maximum de tension est donc $(-500\text{V}/+1500\text{V})$ conformément aux recommandations constructeur.
- La forme des signaux d'alimentation est d'allure sinusoïdale.
- Le substrat choisi est une simple plaque epoxy d'épaisseur $200\mu\text{m}$ et de module d'Young 18GPa .
- Le nombre de segments MFC ; pour débiter l'étude, un cas simple avec 2 MFC sera préalablement étudié, un seul segment ne pouvant pas suffire à la génération d'une onde progressive forcée. Ensuite un cas à 4 MFC est étudié afin de garder une relative simplicité de mise en œuvre future. En effet la coordination de l'alimentation de plusieurs segments (au-delà de 4) nécessite un développement technique non souhaitable à ce stade de l'étude de faisabilité.
- Les matériaux piézoélectriques sont disposés uniquement sur la face supérieure de la membrane (toutefois quelques résultats à face inférieure activée seront présenté en annexe).

Le dimensionnement se découpe en deux parties, une première partie optimisation de la loi de contrôle et une seconde partie étude paramétrique de la position et des dimensions des MFC. Les variables d'un problème à n actionneurs se résument à :

- Les déphasages φ_{1x} entre les tensions d'alimentation des MFC, $n - 1$ variables.
- La longueur L_p de chaque MFC, une variable car les actionneurs sont supposés identiques.
- La position des MFC, plus précisément leur distance entre eux et avec les bords L_{gapx} , soit n variables la longueur de la poutre étant fixe.

Le modèle numérique présenté précédemment n'est pas employé au cours de la procédure d'optimisation en raison de sa lenteur d'exécution. En revanche il peut être utilisé à l'issue du dimensionnement afin de valider ce résultat et de vérifier les modes de résonance caractéristiques.

3.5.2 Détermination de la loi de contrôle optimale

Cette partie présente la procédure itérative d'optimisation à l'œuvre pour maximiser le débit par le choix des déphasages. Le principe est décrit figure 3.21. A chaque itération et pour le jeu de paramètres obtenu au cours de la procédure, le modèle analytique évalue la déformée obtenue sur une période d'alimentation. A partir de ces déplacements $u_3(x_1, t)$, le débit théorique est calculé grâce à la méthode algorithmique développée dans le chapitre 2 (section 2.3).

L'optimisation est réalisée avec le logiciel MatLab et la fonction *fmincon* permettant de résoudre des problèmes non-linéaires sous contraintes. Par défaut cette fonction utilise une méthode courante employée pour la résolution de problème d'optimisation, la méthode de quasi-Newton (BFGS). Elle permet une résolution robuste, mais en contrepartie elle n'est pas forcément rapide.

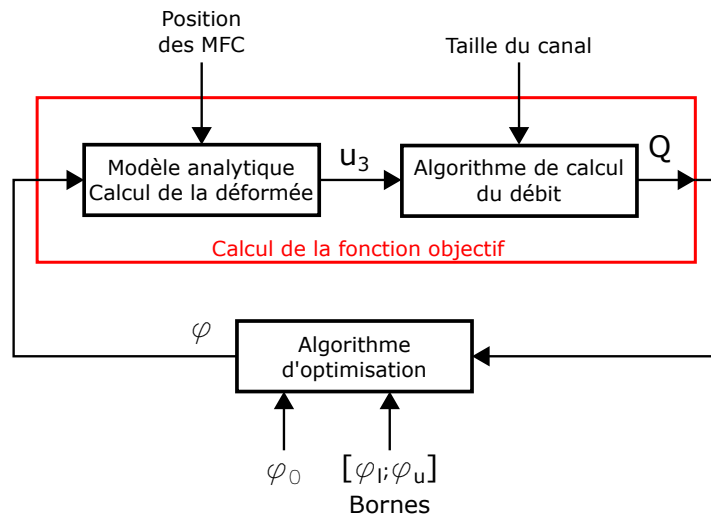


FIGURE 3.21 – Schéma de principe du calcul des déphasages optimaux

Description de la fonction objectif

L'évaluation du débit théorique constitue la fonction objectif de la procédure d'optimisation. Rappelons que cette méthode découpe la chambre de pompage en un ensemble de sections et évalue la répartition des volumes entre ces sections au cours du temps. Les extrémités de la poutre en déformation ont pour ordonnée x_3 une valeur nulle. Pour satisfaire à la condition d'une déformation de la membrane maximale couvrant une large part de la hauteur du canal (conformément à l'état de l'art), celle-ci est déterminée pour répondre à la condition d'une déformation relative de 99%. Cette condition est satisfaite en ajustant la hauteur du canal à chaque configuration simulée. Cette liberté de ne pas imposer une hauteur de canal fixe *a priori* se justifie par la possibilité pratique de réaliser un canal à façon, adapté à la déformée optimale, pour assurer un transfert de chaleur efficace. En outre le principe de l'algorithme n'est valable que lorsque la déformation relative est grande.

Le temps de calcul nécessaire à l'évaluation de la fonction objectif est principalement dû à l'algorithme de débit (de quelques secondes à quelques dizaines de secondes). Le calcul de la déformée prenant en moyenne 1 seconde sur un ordinateur de bureau. Pour ménager temps de calcul et précision, des sections de 2mm sont réalisées et un nombre d'itérations maximum de 2000 par pas de temps est fixé.

A titre indicatif, le temps de calcul nécessaire à la résolution des 231 cas illustrés figure 3.27 fut de 39h, une optimisation de la phase pour une configuration prend donc en moyenne environ 10min. Force est de constater que le choix du point de départ φ_0 n'a que peu d'influence sur le temps de calcul et la solution finale, par conséquent il est choisi à 180° .

Afin de s'assurer du bon comportement de la procédure d'optimisation (vérifier la continuité de la fonction objectif, l'existence et l'unicité d'un optimum) des tests de validation ont été entrepris (Annexe 5). Ces études paramétriques systématiques sur les valeurs de déphasage attestent de la continuité du débit quel que soit le nombre d'actionneurs. Par ailleurs une combinaison optimale globale existe bien pour les cas étudiés, et la procédure d'optimisation confirme sa capacité à l'atteindre au terme de son processus itératif. Bien que n'étant pas une démonstration mathématique rigoureuse, les différents tests menés sur plusieurs cas d'étude suffisent à conclure au bon fonctionnement de l'optimisation du débit.

3.5.3 Validation du calcul de débit théorique

L'algorithme développé section 2.3 a permis d'évaluer convenablement le débit dans le cas d'une onde progressive discrète. Cette même méthode est utilisée dans le cas d'une onde progressive continue. Une étude comparative avec un modèle numérique à volumes finis est de nouveau menée pour valider le calcul. La configuration étudiée est une membrane de longueur de 120mm équipée de 2 MFC de 40mm de long positionnés côte à côte au centre. La déformation obtenue par la méthode analytique est utilisée comme donnée d'entrée du modèle numérique et de l'algorithme. Pour éviter les problèmes de convergence, une hauteur de canal de $10\mu\text{m}$ est ajoutée à la condition d'une déformation relative de 99%. Par commodité, les entrée et sortie du modèle numérique sont situées dans le prolongement du canal. Les résultats numériques présentés sont obtenus en régime permanent (au moins 5 périodes sont nécessaires).

Le modèle analytique étant insensible à la fréquence de déformation, une première analyse est faite avec une fréquence croissante appliquée au modèle numérique, ceci afin d'en vérifier l'influence sur les débits instantanés. Le déphasage électrique entre les deux actionneurs est fixé conformément aux résultats de l'optimisation du modèle analytique ($\varphi_{12} = 113^\circ$). La réponse instantanée en fonction de la fréquence est présentée figure 3.22. La variation de volume DV entre deux instants consécutifs est tracée en rouge. L'allure parfaitement sinusoïdale et superposée des DV confirme que la déformée est identique pour les deux modèles. Les volumes échangés à l'entrée V_e et en sortie V_s sont respectivement tracés en vert et en bleu. Les observations suivantes sont formulées :

- L'évaluation des débits instantanés suivant les deux modèles s'écarte d'autant plus que la fréquence augmente. Cette observation est conforme aux approximations précédemment discutées.
- Le modèle analytique surestime systématiquement le débit ; en effet le volume sortant V_s diminue avec la fréquence tandis que le reflux par l'entrée V_e augmente, leurs sommes restants constantes pour toute fréquence $DV = V_s + V_e$.

Pour vérifier la dépendance non proportionnelle du débit avec la fréquence, la figure 3.23 illustre le rapport débit/fréquence, c'est-à-dire le volume déplacé par période ($\sum V_s$). Conformément aux hypothèses, ce rapport est constant pour le modèle analytique, tandis qu'il diminue pour le modèle numérique. L'erreur du modèle quasi-statique augmente donc avec la fréquence. Ces résultats attestent de la bonne estimation du débit par la méthode analytique, sous réserve de fonctionner à très basse fréquence.

Le déphasage appliqué aux actionneurs constitue une variable décisive dans le réglage du débit. Par conséquent son influence est observée sur les chronogrammes (Figure 3.24) déduits des deux modèles pour différentes valeurs de déphasage φ_{12} . Pour respecter la condition de fonctionnement à basse fréquence, celle-ci est fixée à 10Hz . Il apparaît visiblement une bonne corrélation entre les deux modèles.

L'évolution du rapport débit/fréquence est tracée sur la figure 3.25 en fonction de la valeur du déphasage. On constate aisément que l'erreur est maximale lorsque le modèle analytique atteste d'un débit maximal. En outre la valeur maximale n'est pas atteinte pour le même déphasage dans les deux modèles (80° et 110°). Néanmoins la différence de débit entre ces deux phases pour le modèle numérique n'est que de 11%.

Au regard de ces différents résultats, l'approximation est jugée acceptable dans l'optique de la preuve de concept ici visée. Cependant une étude plus poussée devrait être entreprise, suivant différentes configurations (position et nombre de MFC) et différentes conditions d'entrée/sortie, pour juger plus précisément de la pertinence de l'algorithme dans ce cas d'onde continue.

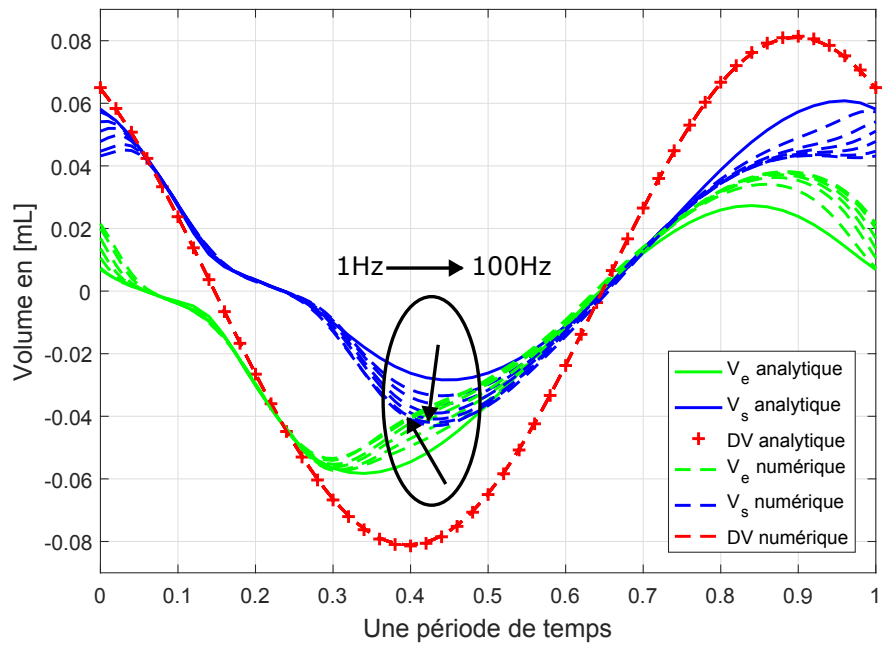


FIGURE 3.22 – Analyse des volumes instantanés en fonction de la fréquence. Cas 2 MFC, $\varphi_{12} = 113^\circ$.

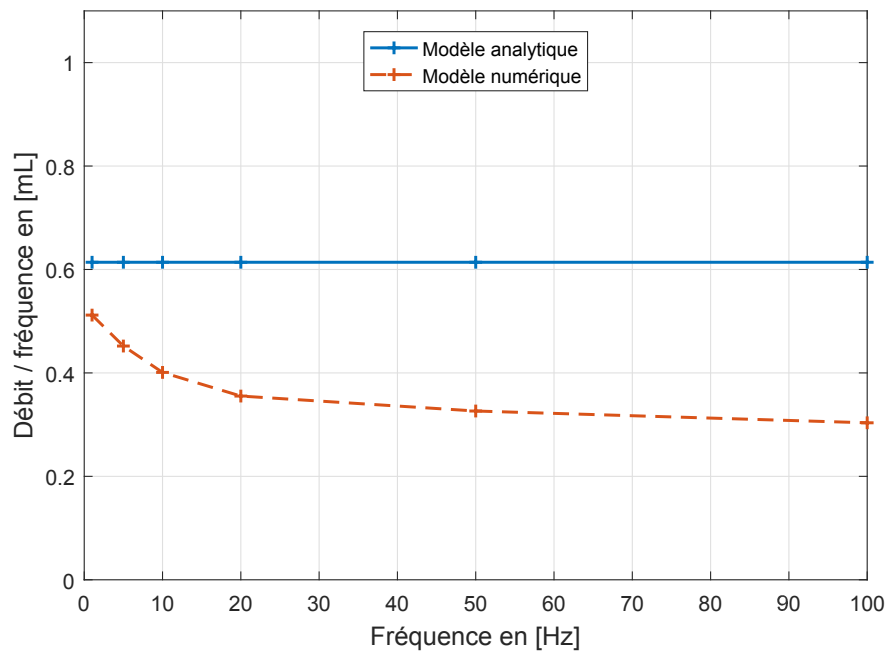


FIGURE 3.23 – Analyse du comportement du débit théorique en fonction de la fréquence. Cas 2 MFC, $\varphi_{12} = 113^\circ$.

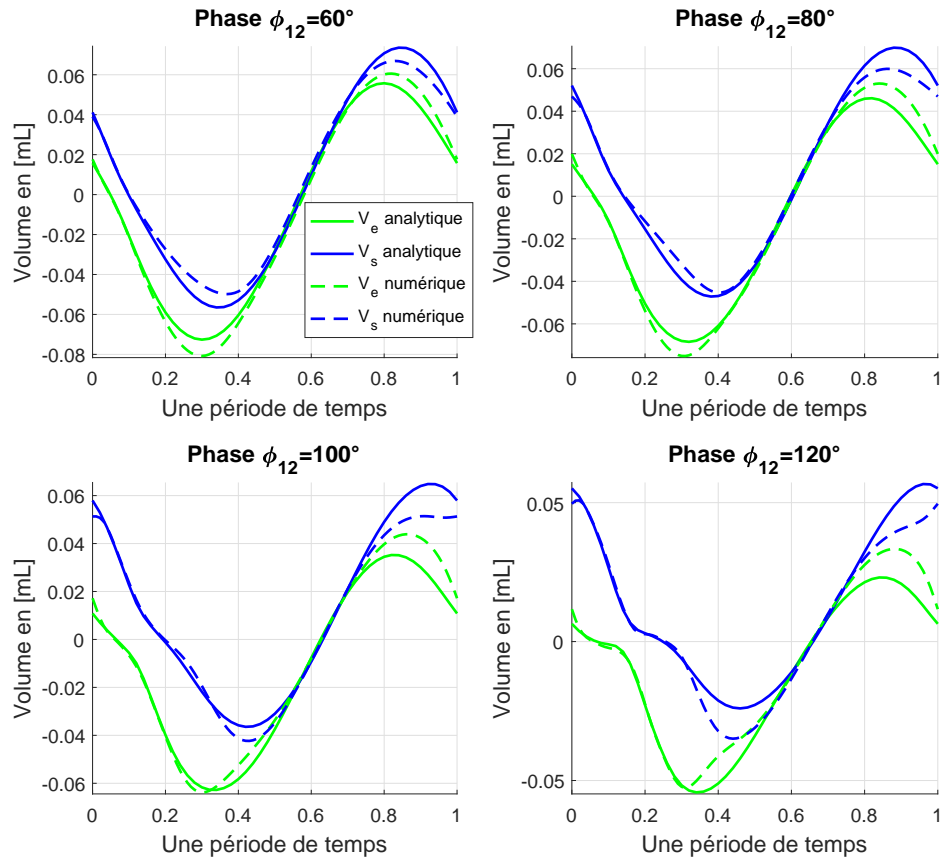


FIGURE 3.24 – Analyse des volumes instantanés en fonction du déphasage. Cas 2 MFC, $f = 10Hz$.

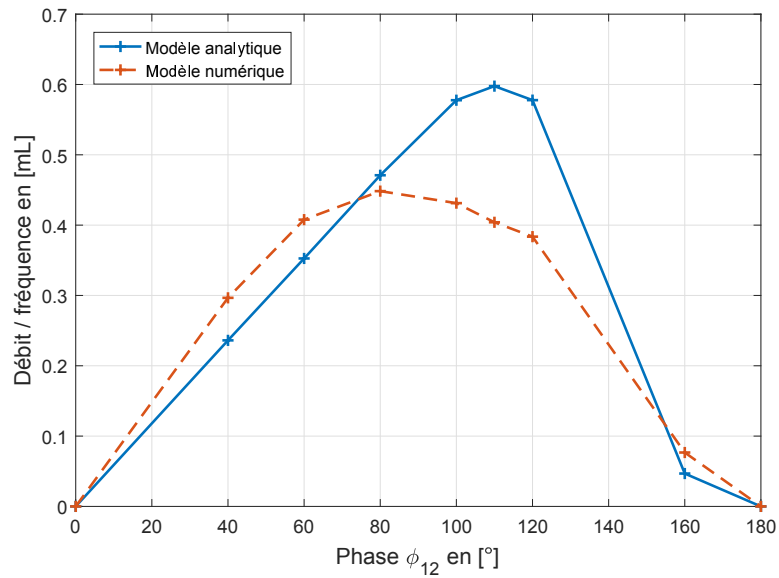


FIGURE 3.25 – Analyse du comportement du débit théorique en fonction du déphasage. Cas 2 MFC, $f = 10Hz$.

3.5.4 Dimensionnement de la structure

La maximisation du débit constitue l'objectif du dimensionnement de l'échangeur. En guise de cas d'étude préliminaire, le cas simple à 2 MFC fait l'objet de l'étude d'optimisation en déterminant la position appropriée des actionneurs et de leur déphasage électrique. Elle abordera la variation asymétrique des positions des actionneurs, tandis qu'une seconde analyse avec 4 MFC étudiera uniquement les configurations symétriques et leur longueur. L'étude se limite à des segments piézoélectriques de longueurs égales et le substrat est suffisamment rigide pour permettre de négliger les parties inactives des MFC. Les variables suivantes sont définies (Figure 3.26) :

- L_p : longueur des segments piézoélectriques.
- L_{gap} : longueur de poutre nue (sans partie active)

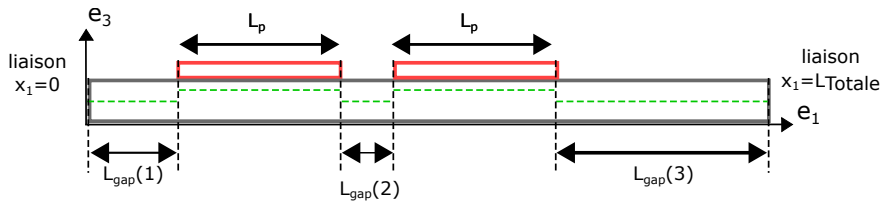


FIGURE 3.26 – Définitions des variables de l'étude.

Étude des positions asymétriques – cas à 2 MFC

Comme précédemment, la membrane fait $120mm$ de long et $L_p = 40mm$. Une étude systématique des positions est réalisée, c'est-à-dire que les segments piézoélectriques peuvent prendre toutes les positions asymétriques possibles. Le pas choisi selon x_1 est de $2mm$. Il y a donc 21 valeurs possibles pour L_{gap1} . Dans ces conditions il y a au total 231 cas possible ($\sum_{k=0}^{20} (21-k)$). Cette étude obéit donc à une variable de déphasage φ_{12} et deux variables de position L_{gap1} et L_{gap2} .

Les figures 3.27a et 3.27b donnent les valeurs de débit déduites pour toutes combinaisons de L_{gap1} - L_{gap2} avec la valeur de déphasage optimale. Ces valeurs de phase sont reportées sur un graphe polaire figure 3.27c. Chaque point est positionné suivant la valeur angulaire de phase et son rayon dépend du débit. Ainsi le cercle périphérique correspond au débit maximal. L'enveloppe de la déformée correspondant à l'optimum de débit $(L_{gap1}, L_{gap2}) = (20mm, 0mm)$ est représentée figure 3.28. Les observations générales suivantes peuvent être formulées :

- Le débit obéit à une fonction continue suivant les variables de positions. Cela permettrait *a priori* de déduire également ces positions à l'aide d'un processus d'optimisation continue.
- Les cas symétriques symbolisés par les tracés rouges ($L_{gap1} = L_{gap3}$) donnent les meilleurs débits.
- Le débit maximal est obtenu pour la configuration où les deux segments se retrouvent adjacents au centre de la membrane $(L_{gap1}, L_{gap2}, L_{gap3}) = (20, 0, 20)mm$.
- Les valeurs de débit sont symétriques de part et d'autre de la ligne des configurations symétriques et ce à phases égales ($Q(L_{gap1}, L_{gap3}) = Q(L_{gap3}, L_{gap1})$). Cette propriété est remarquable car pour une position quelconque, l'application d'une valeur de phase en opposition à sa valeur optimale permettrait d'inverser simplement le sens du débit.
- Le débit est important lorsque le déphasage est proche de 90° . Ces bons débits correspondent en fait aux configurations pour lesquelles l'épaisseur de canal est faible. La cause

est que dans ce cas la condition d'avoir à tout instant un point de fermeture du canal est davantage respectée.

A titre exploratoire, les mêmes analyses sont réalisées pour une configuration où les actionneurs sont disposés sur la face inférieure de la membrane, côté fluide (Annexe 6). Ce changement de configuration change notablement les positions optimales, en revanche la faible épaisseur de canal reste un critère clé.

Au terme de cette étude systématique des configurations à 2 MFC, les configurations symétriques s'avèrent répondre à un optimum de débit. De plus, disposer les actionneurs au centre de la poutre semble permettre d'avoir un optimum de débit stable. En outre il existe de nombreuses configurations aux performances nulles démontrant la nécessité d'un choix judicieux de la position des actionneurs.

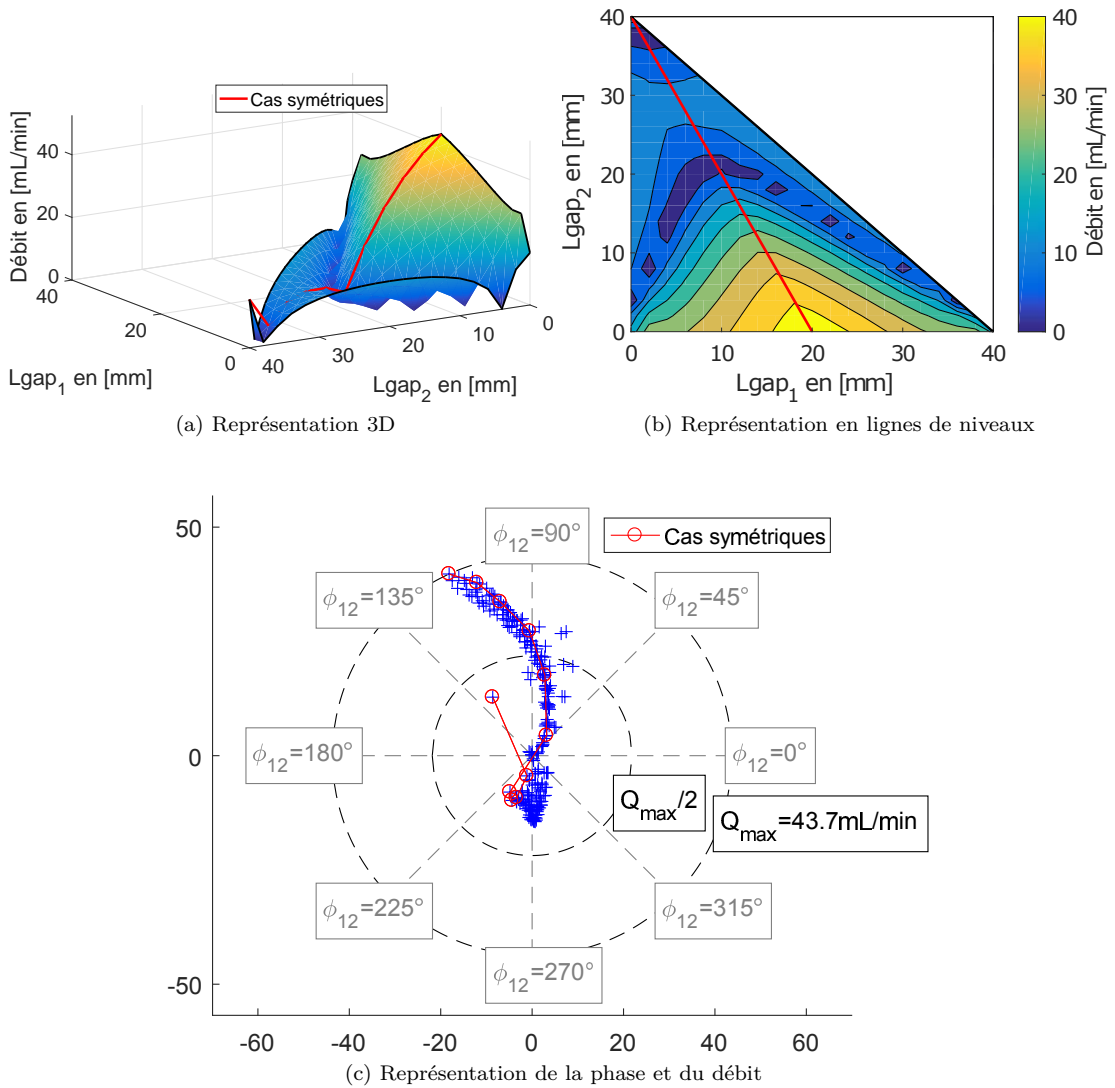


FIGURE 3.27 – Résultats de l'étude des positions asymétriques avec 2 actionneurs

Concernant les valeurs de phases, deux valeurs se distinguent principalement ; à -90° et 90° toutefois l'optimum est obtenu pour une valeur plus singulière difficilement prévisible *a priori*.

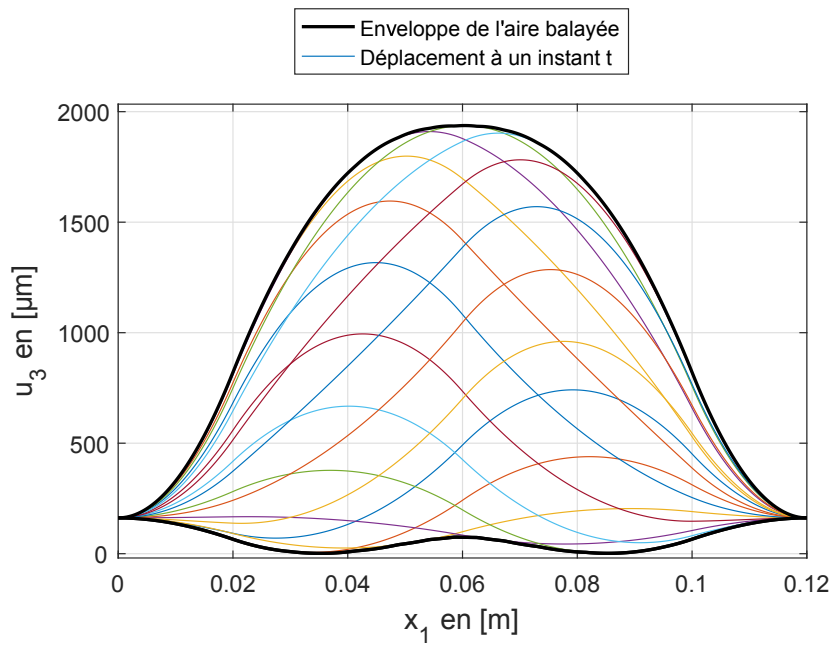


FIGURE 3.28 – Forme de l'enveloppe de l'aire balayée par la déformée dans le cas optimum $(L_{gap1}, L_{gap2}, L_{gap3}) = (20, 0, 20)mm$ avec le déphasage optimum $\varphi_{12} = 113^\circ$

Étude des positions symétriques - cas à 4 MFC

Fort de l'étude préliminaire à 2 actionneurs, une nouvelle configuration à 4 segments piézo-électriques est étudiée, se limitant toutefois aux configurations symétriques. La membrane fait $100mm$ de long et 5 valeurs de longueurs de MFC sont simulées $L_p = (5, 10, 15, 20, 25)mm$. En pourcentage d'occupation de la surface par les segments piézoélectriques cela donne : $L_p = (20, 40, 60, 80, 100)\%$. Le cas $L_p = 25mm$ correspond donc au cas où toute la surface est couverte. Pour les autres cas, la position x_1 des segments varie suivant un pas dépendant de la longueur de L_p afin d'obtenir 11 valeurs possibles pour L_{gap1} et L_{gap2} . Cela conduit à 66 configurations différentes, et ce pour chaque valeur de L_p .

Cette topologie obéit donc à 3 variables de déphasage φ_{12} , φ_{13} et φ_{14} et 2 variables de position L_{gap1} et L_{gap2} (les autres étant déterminées par symétrie) (Figure 3.29).

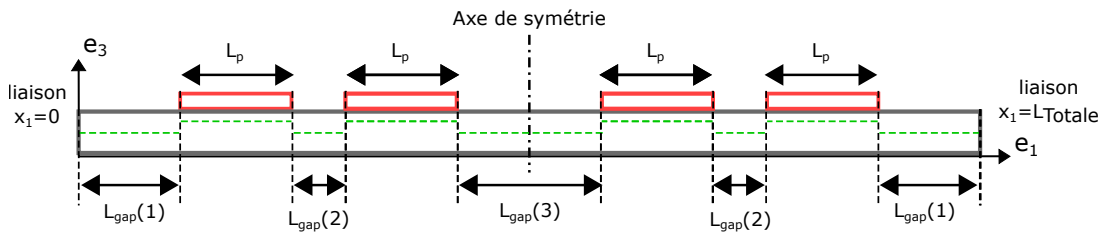


FIGURE 3.29 – Définitions des variables L_{gap1} et L_{gap2} de l'étude 4 actionneurs disposés symétriquement

Les résultats des configurations symétriques sont illustrés de la même manière que précédemment sur les figures (3.30) et (3.31).

Ces nombreux résultats conduisent aux remarques énumérées ci-dessous :

- Comme précédemment le débit est une fonction continue suivant les variables de positions.
- Les débits maximums sont obtenus pour des positions extrêmes des segments : soit adjacents aux extrémités, soit centrés au milieu de la membrane. Les performances de débit seront illustrés plus avant sur la figure 3.32 pour ces configurations optimales.
- Pour les configurations où la longueur des actionneurs est importante, la position la plus favorable se révèle être au milieu de la membrane, tandis qu'elles sont aux extrémités pour les actionneurs les plus fins. A noter que les amplitudes des déformations, et par conséquent les débits, sont plus élevés pour une couverture plus large des actionneurs sur la surface.
- Par voie de conséquence, un fort taux de recouvrement des actionneurs tend à améliorer le débit (Figure 3.32). En revanche, puisque la rigidité de la membrane augmente avec le taux de couverture des actionneurs, la déformation d'allure progressive s'en trouve affectée si bien qu'il existe un taux d'occupation optimal, certainement dépendant de la rigidité du substrat.
- Les sous-figures de la première colonne figure 3.31 indiquent les déphasages référencés par rapport au premier actionneur. Ils sont visiblement plus dispersés que pour le cas d'étude à 2 MFC, bien que les nuages de points semblent révéler certaines tendances.
- Les sous-figures de la seconde colonne figure 3.31 indiquent les déphasages entre chaque actionneur. Il est alors remarquable que les déphasages φ_{12} et φ_{34} sont égaux. Seuls quelques points témoignent de légères différences, causées par les bornes $[\varphi_l; \varphi_u] = [-180^\circ; 540^\circ]$ de la procédure d'optimisation.

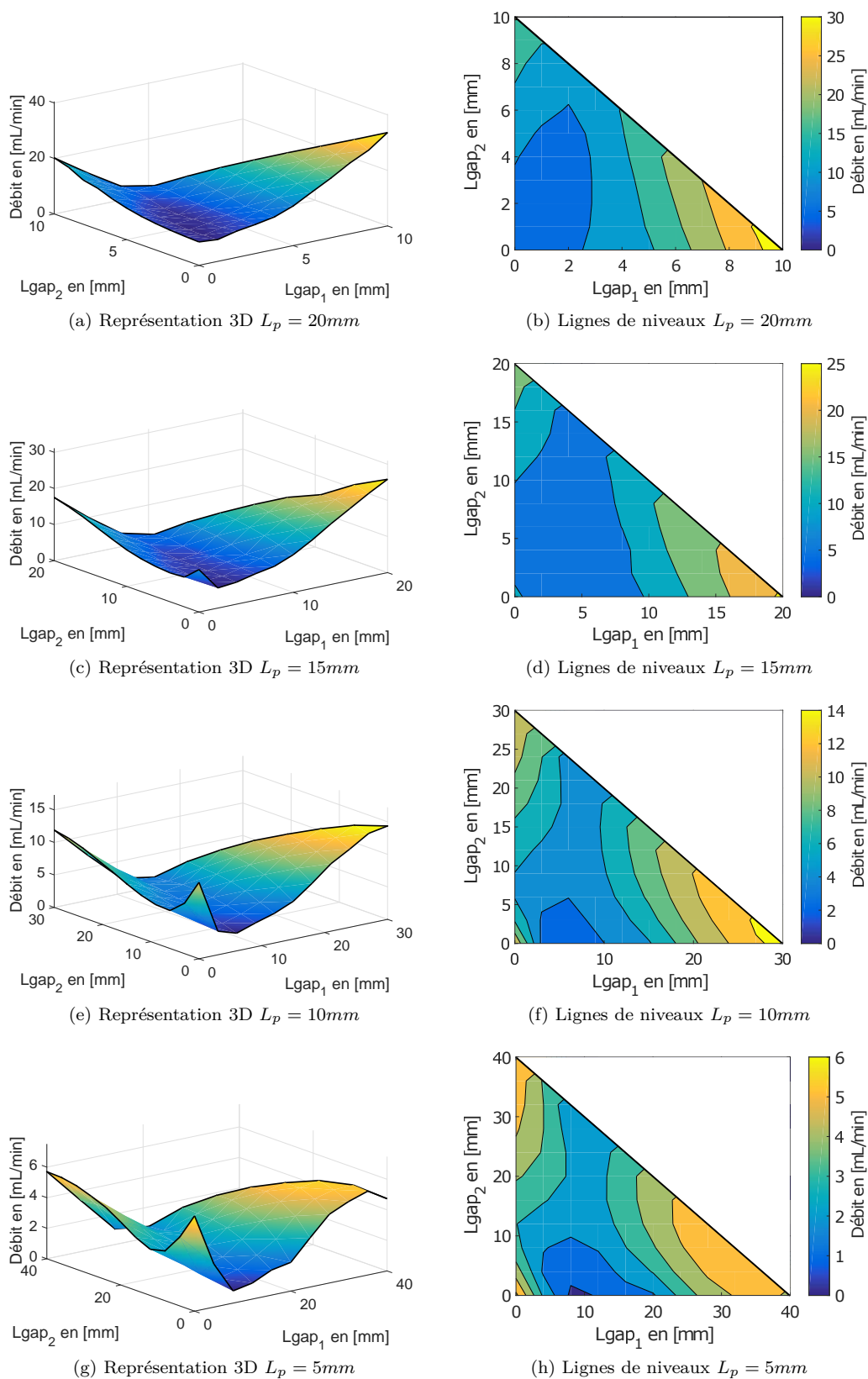


FIGURE 3.30 – Représentation des débits, résultats de l'étude des positions symétriques avec 4 actionneurs

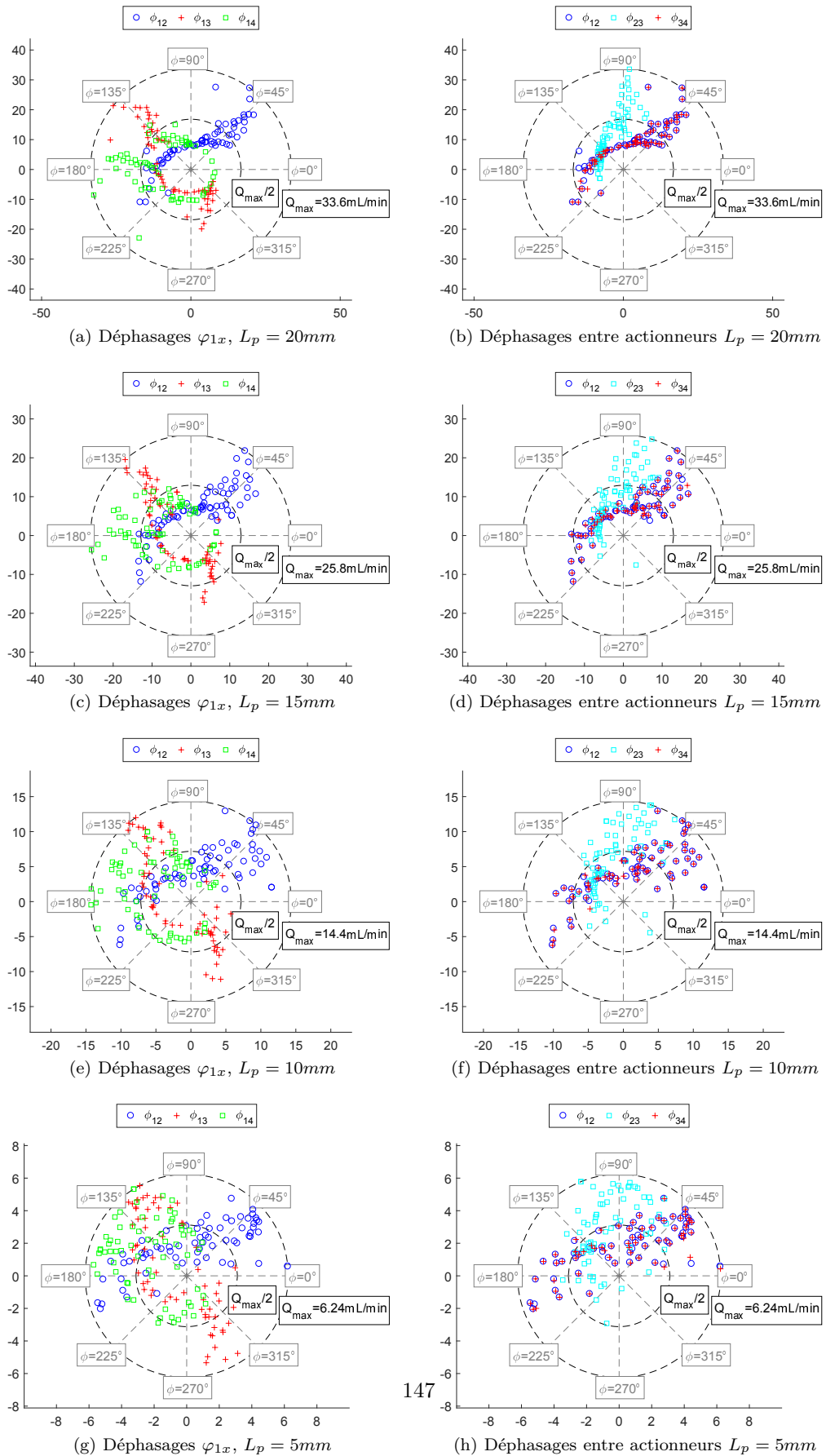


FIGURE 3.31 – Représentation des déphasages, résultats de l'étude des positions symétriques avec 4 actionneurs

Pour chaque longueur, la configuration optimale est résumée dans le tableau 3.6 suivant :

L_p [mm]	L_{gap1} [mm]	L_{gap2} [mm]	Débit [mL/min]	φ_{12} [°]	φ_{13} [°]	φ_{14} [°]	φ_{23} [°]	φ_{34} [°]	e_{canal} [μm]	A_{pk-pk} [μm]
5	0	0	6.24	5	117	121	112	4	399	468
10	30	0	14.4	50	123	173	73	50	8	769
15	20	0	25.8	57	131	188	74	57	12	1103
20	10	0	33.6	54	141	195	87	54	33	1321
25	0	0	11.3	146	296	442	150	146	507	1004

TABLEAU 3.6 – Récapitulatif des configurations optimales, cas 4 MFC

Finalement les débits sont représentés (Figure 3.32) suivant le taux d'occupation des segments piézoélectriques à la surface de la membrane, et pour les 3 dispositions singulières : centrées ou aux extrémités.

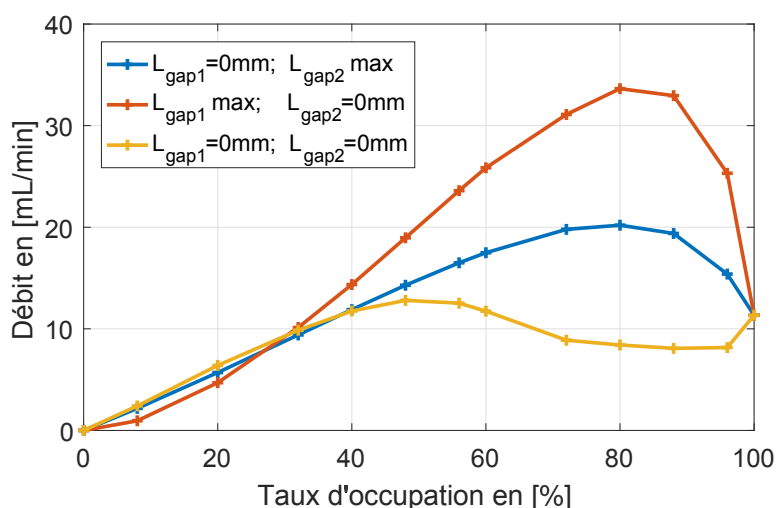


FIGURE 3.32 – Débit en fonction de la longueur des actionneurs, pour les 3 cas de positions extremums

Au-delà de 30% de recouvrement, la disposition des segments au centre de la membrane donne systématiquement de meilleurs débits que les autres agencements. Un fort taux d'occupation permet d'avoir des débits plus importants. De plus cela augmente la force produite et donc l'onde continue sera moins affectée par les effets dynamiques du fluide. En outre il existe un taux de recouvrement optimal, résultat d'un compromis entre force des parties actives et souplesse des parties inactives. Au sujet des valeurs de déphasage, des valeurs particulières semblent se révéler sous le nuage de points ; de manière qualitative, ceci devant être consolidée par une analyse approfondie, les déphasages entre les deux premiers actionneurs et les deux derniers actionneurs doivent être égaux et de valeur d'environ 45°, de même le déphasage entre les actionneurs centraux doit être de 90°.

Pour conclure, ces premiers cas d'étude révèlent la nécessité d'une approche méthodique et algorithmique pour aboutir à des performances théoriques optimales. Ils ont également permis de souligner les performances remarquables des agencements symétriques. Ainsi l'outil développé permet d'envisager à terme une optimisation plus complète incluant les

déphasages, les positions, les longueurs, le nombre d'actionneurs et les propriétés du substrat. Le design de la membrane active serait alors optimisé dans son ensemble. Hormis le nombre de segments piézoélectriques qui est une variable entière, tous les autres paramètres conduisent à une variation continue de la fonction de débit, si bien que les méthodes d'optimisation quasi-newtoniennes pourraient suffire à résoudre efficacement ce problème. En revanche l'évaluation du débit pourrait faire l'objet d'une amélioration afin de rendre compte de la dynamique du fluide et des interactions fluide-structure.

L'exploitation de cette méthode et de ces résultats ont conduit à la réalisation d'un premier prototype reconfigurable. La partie suivante sera donc consacrée à la réalisation de ce prototype et à l'exploitation des premiers résultats expérimentaux qui viendront confirmer les modèles.

3.6 Validation expérimentale

3.6.1 Description du prototype de membrane active

Un prototype de membrane active est réalisé afin de valider expérimentalement les modèles mécaniques permettant d'aboutir au profil de déformation de la membrane. L'objectif étant d'étudier le comportement de la membrane suivant différentes conditions de déphasages, positions et largeur des actionneurs, une membrane MFC a été réalisée sur mesure (Figure 3.33). Cette membrane est composée de 15 segments de dimensions $5\text{mm} \times 60\text{mm}$. L'électrodage permet d'alimenter indépendamment chaque segment. L'alimentation de plusieurs segments adjacents par une même source permettra de simuler des longueurs de segments différents.

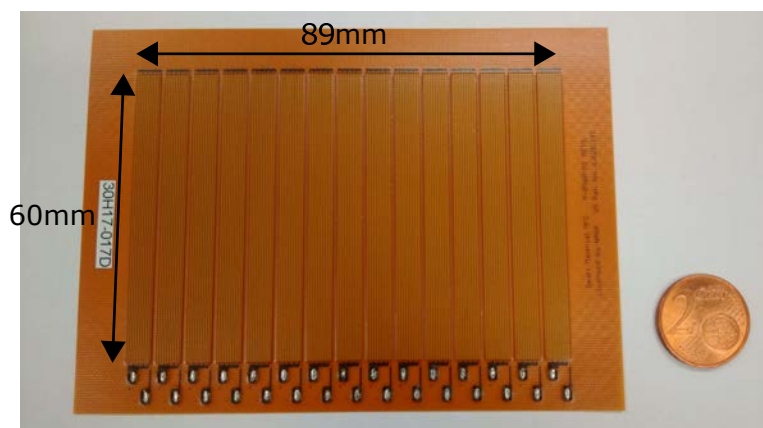


FIGURE 3.33 – Actionneur MFC réalisé sur mesure par la société Smart-Material.

Les dimensions du MFC sont de $89\text{mm} \times 60\text{mm}$ pour la partie active et $110\text{mm} \times 80\text{mm}$ hors-tout. Ces dimensions sont choisies pour respecter un encombrement raisonnable dans le contexte du refroidissement de processeurs à forte puissance thermique tels que les nouvelles générations de processeurs Intel (Figure 3.34). L'exemple présenté est un processeur Xeon [15] d'une surface à refroidir de $76.0\text{mm} \times 56.5\text{mm}$ et d'une puissance dissipée de 205W (28 cœurs).



FIGURE 3.34 – Illustrations (à droite) processeur Intel actuel le plus performant (dédié aux serveurs) [15]; (à gauche) son socket avec 3647 contacts

Le substrat choisi est une plaque d'époxy mise à nue (non cuivrée), pour ses propriétés élastiques, sa découpe facile, sa tenue en température, sa limite élastique et son coût dérisoire. Son épaisseur est de $e_s = 750\mu m$, son module d'Young et sa limite élastique sont évaluées suivant la méthode de flexion 3 points et donne $E_s = 23.122GPa$ et $Re_s = 502.33MPa$.

La membrane MFC est collée au substrat à l'aide d'une résine époxyde bi-composant (Araldite 420 A/B - Huntsman). Les deux surfaces sont encollées et maintenues sous presse $1.4kg/cm^2$ dans une enceinte contrôlée à 50° pendant $4h$. L'épaisseur de colle obtenue est inférieure à $80\mu m$.

Les déformations sont obtenues par mesure optique directe (Keyence LK-H052). L'alimentation électrique des actionneurs est assurée par un amplificateur haute tension 4 voies indépendantes (instrument HVA 1500/50 -4 de smart-material permettant d'avoir $-500V$, $+1500V$ sous $50mA$).

3.6.2 Résultats expérimentaux – comparaison aux modèles

La validation du modèle analytique repose sur la mesure des déformations obtenues avec le prototype maintenu à 2 de ses extrémités en liaison encastrée. La longueur de travail de la membrane est de $99mm$, comparée à la longueur active des MFC ($89mm$). Il subsiste donc $5mm$ de chaque côté entre la liaison et le premier segment piézoélectrique. Les dimensions et propriétés sont implémentées dans les modèles analytique et numérique de la déformée pour comparaison (Figure 3.35).

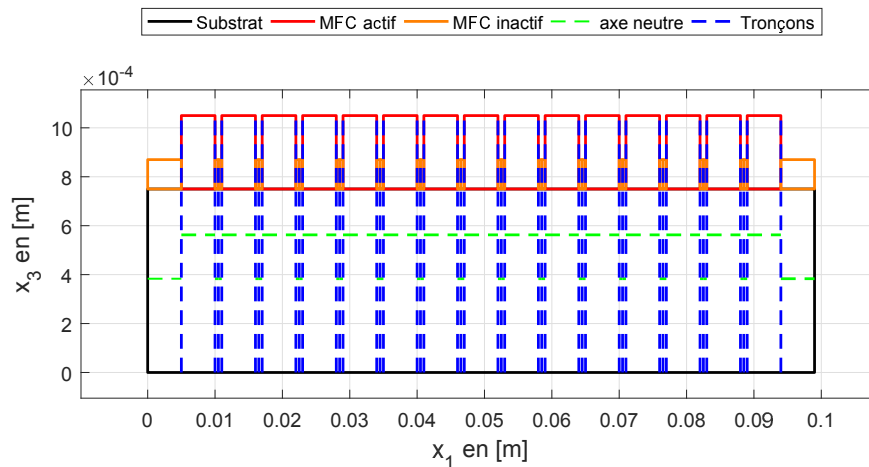


FIGURE 3.35 – Schéma de la géométrie de la membrane active pour le modèle analytique.

Dans une première configuration, la membrane est alimentée par 2 actionneurs. En numérotant les 15 segments de l'entrée (gauche) vers la sortie (droite), le premier actionneur comprend les segments 4 à 7 (longueur équivalente de $23mm$) et le second actionneur les segments de 9 à 12. Les 7 autres segments ne sont pas alimentés. Les trois configurations d'alimentation précédemment choisies 3.4, sont étudiées expérimentalement. Pour rappel, elles sont en statique ($1500V$, $1500V$), ($1500V$, $-500V$) et ($500V$, $-500V$) (Figure 3.14). Des mesures statiques et dynamiques à $1Hz$ et $10Hz$ sont effectuées afin de vérifier la dépendance de la déformation à la fréquence.

La figure 3.36 présente les mesures expérimentales et les modèles pour les trois configurations

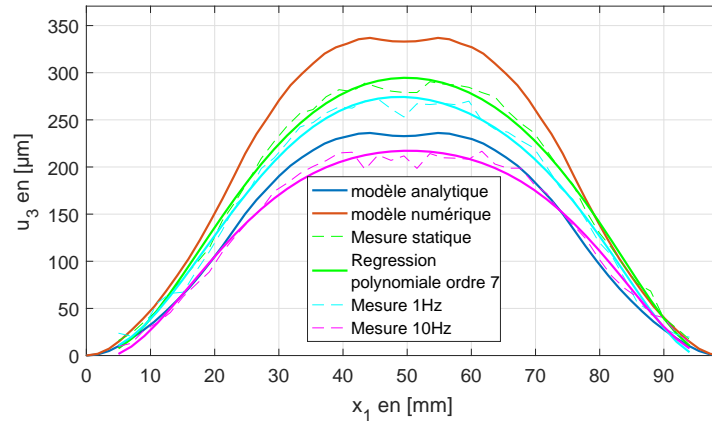
de tensions et déphasage. Un QR code permet de visualiser l'évolution de la déformée au cours du temps ^{1 2 3}.

Les remarques suivantes sont formulées au sujet des résultats présentés figure 3.36 :

- Tout d'abord, les déformées mesurées expérimentalement montrent une bonne corrélation avec les évaluations théoriques.
- Suivant la configuration adoptée, les modèles analytique et numérique peuvent indistinctement surévaluer l'amplitude des déformations. Les mesures ne permettent donc pas de discriminer l'un des deux modèles comme étant plus réaliste. En outre bien qu'un grand soin ait été apporté à la réalisation du banc d'essai, la mesure des déformations de quelques dizaines de micromètres sur une longueur de membrane de 10cm demeure une réelle difficulté. Divers imperfections et imprécisions peuvent survenir et affecter la qualité des mesures ; conditions aux limites imparfaites, non-linéarités dans le substrat, collage, imprécision de mesures, etc.. Néanmoins les déformations sont évaluées de façon satisfaisante à ce stade de l'étude.
- Le comportement dynamique à 1Hz diffère significativement du cas statique sur des phases de déplacements négatifs. Des effets dynamiques semblent donc apparaître mêmes à basse fréquence, notamment lors de la contraction des céramiques piézoélectriques. Les imperfections de réalisation peuvent également être à l'origine de ces différences.
- Comme supposé, une augmentation significative de la fréquence (hors condition de résonance) réduit notablement l'amplitude crête des déplacements. L'amortissement dépend donc de la fréquence d'alimentation et obéit à une fonction de transfert de type passe bas. Nonobstant ce comportement, l'atténuation observée à 10Hz reste acceptable au regard de l'objectif de pompage visé.

En conclusion ces campagnes de mesures confirment l'aptitude du modèle analytique à appréhender le comportement de la membrane sous différentes conditions d'alimentation.

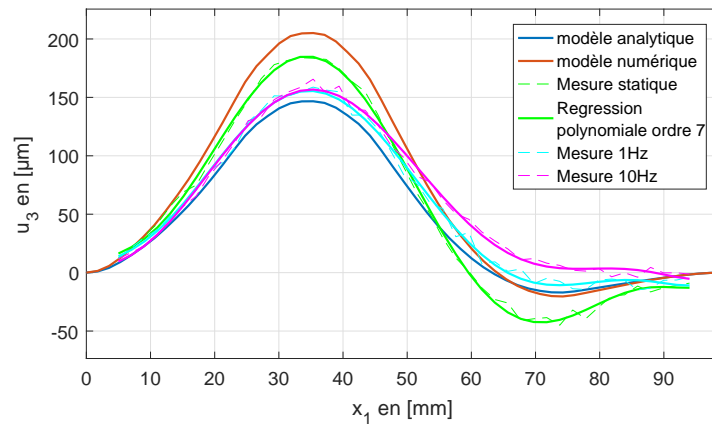
1. <https://mediacast.inp-toulouse.fr/videos/?video=MEDIA180226113346454>
2. <https://mediacast.inp-toulouse.fr/videos/?video=MEDIA180226113159882>
3. <https://mediacast.inp-toulouse.fr/videos/?video=MEDIA180226113259767>



(a) Tensions (1500V, 1500V) ou déphasage 0°



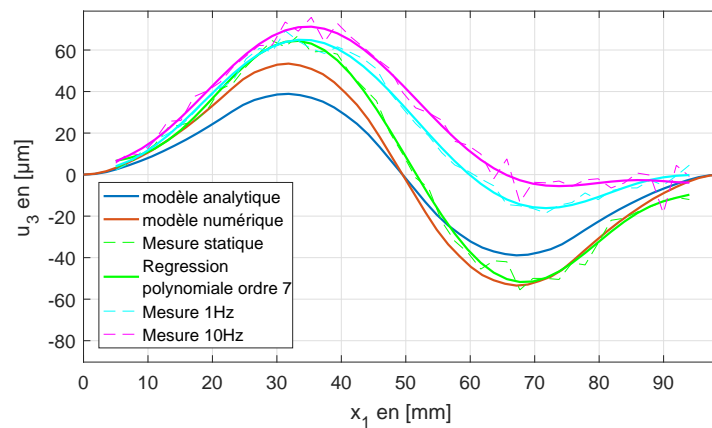
1



(b) Tensions (1500V, -500V) ou déphasage 180°



2



(c) Tensions (500V, -500V) ou déphasage 90°



3

FIGURE 3.36 – Comparaison des mesures statique et dynamique avec les modèles statiques analytique et numérique.

Pour finaliser cette étude préliminaire de la membrane active, la configuration à 4 segments MFC est réalisée. Les segments suivants sont alimentés : (2, 3, 4) ; (5, 6, 7) ; (9, 10, 11) et (12, 13, 14), (longueur équivalente de 17mm) seuls 3 segments restent non-alimentés. Les valeurs de déphasage choisies correspondent à la solution optimale déduite de l'optimisation de cette configuration à savoir : $(\varphi_{12}, \varphi_{23}, \varphi_{34}) = (54, 80, 54)^\circ$. Ces déphasages sont matérialisés par les chronogrammes des tensions d'alimentation représentés figure 3.37. Les enveloppes des déformations expérimentales et théoriques sont regroupées sur la figure 3.38 et les animations disponibles par QR code ou hyperlien ^{4 5}. Enfin 3 instants t_1, t_2 et t_3 sont illustrées figure 3.39. Cette configuration permet de comparer l'influence du nombre de région piézoélectrique, cas 2 ou 4 actionneurs (Figure 3.36c).

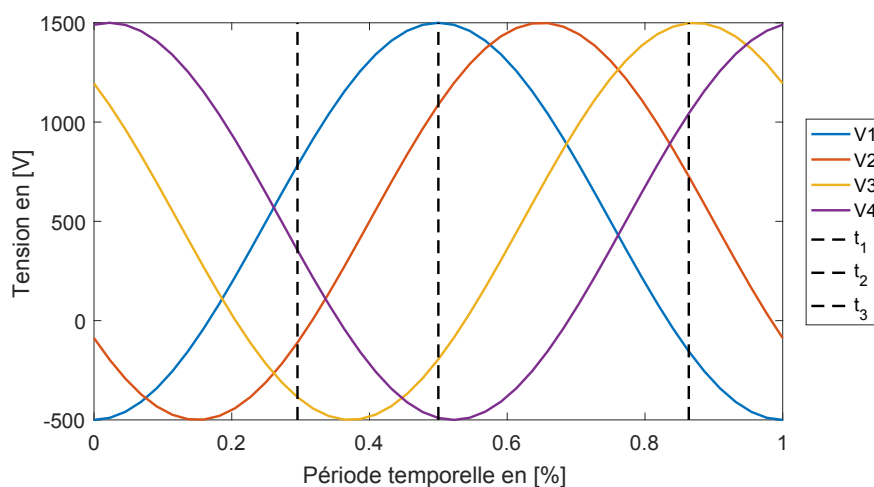
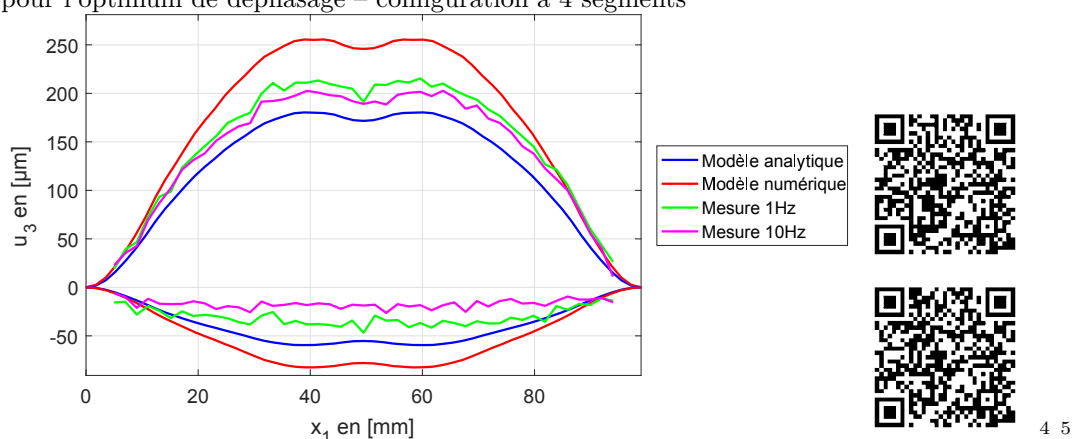


FIGURE 3.37 – Tensions d'alimentation appliquées aux 4 segments piézoélectriques

FIGURE 3.38 – Enveloppes de l'aire balayée par les déformations expérimentales et théoriques pour l'optimum de déphasage – configuration à 4 segments



Pour cette nouvelle configuration à 4 segments piézoélectriques, les mêmes observations qu'au cas d'étude précédent sont notables ; les déformations positives expérimentales se situent

4. <https://mediacast.inp-toulouse.fr/videos/?video=MEDIA180228183131931>

5. <https://mediacast.inp-toulouse.fr/videos/?video=MEDIA180308150230972>

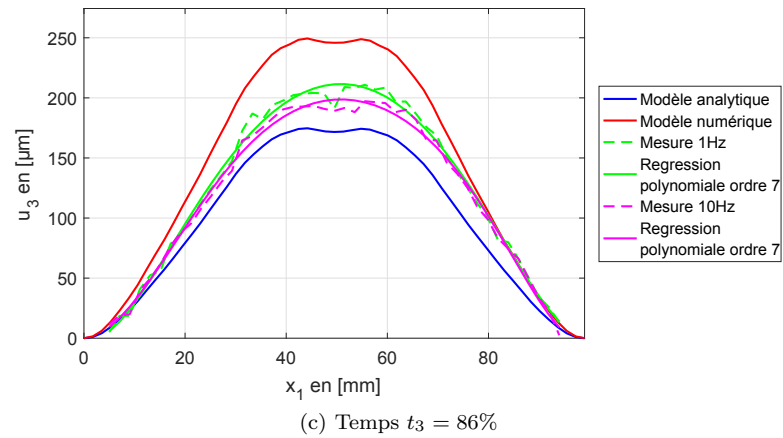
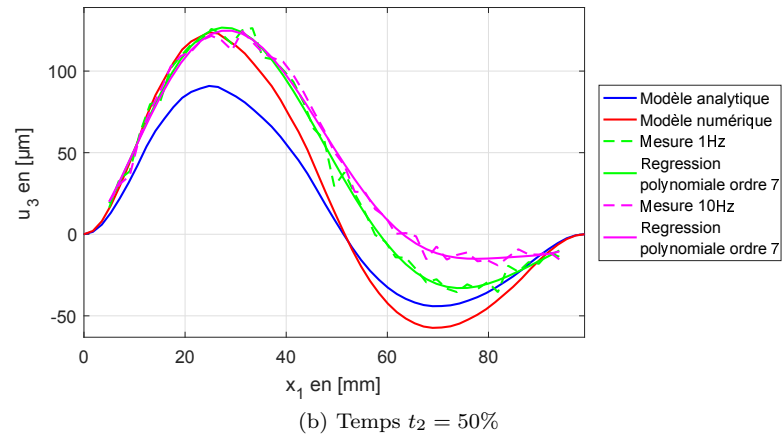
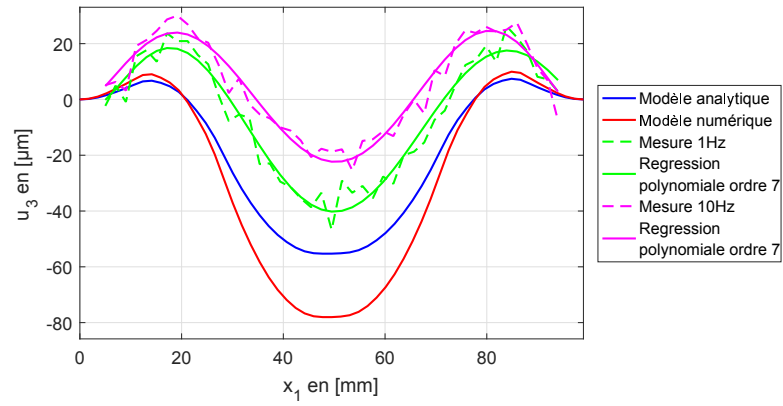


FIGURE 3.39 – Comparaison des mesures dynamiques et des modèles analytique et numérique pour l’optimum de déphasage avec 4 actionneurs.

entre les évaluations théoriques des deux modèles, tandis que les déplacements négatifs sont plus faibles qu'attendu. Les modèles restent néanmoins une bonne approximation des résultats expérimentaux. Par rapport à un fonctionnement 2 actionneurs, la déformation présente naturellement une rotation θ_2 plus importante, ce qui devrait théoriquement contribuer positivement à la fonction de pompage en réduisant les reflux.

3.7 Conclusion

A la suite de trois étapes ; développement de modèles, recherche de configurations optimales et réalisation d'un prototype, ce chapitre a montré la faisabilité de produire une onde pseudo-progressive forcée avec une membrane piézoélectrique.

Deux modèles, l'un analytique 1D et l'autre numérique 3D permettent d'évaluer la déformation quasi-statique de la membrane composée d'un substrat et de fibres piézoélectriques MFC. Bien que présentant une réponse légèrement différente, les deux modèles traduisent un même comportement de la membrane. Une étude des propriétés mécaniques de la membrane (module d'Young et épaisseur) confirme le compromis entre rigidité et souplesse pour maximiser l'amplitude de déformation.

A partir de l'algorithme de calcul du débit introduit dans le chapitre précédent, une optimisation du débit est mise en place pour déterminer les meilleurs déphasages des signaux d'alimentation. Par ailleurs, des simulations CFD valident au premier ordre cet algorithme dans le cas d'une déformation onde continue. Sur un cas à 2 segments piézoélectriques, l'étude de leur répartition à la surface du substrat montre l'avantage des positions symétriques et en particulier lorsque les segments sont centrés sur la membrane.

Sur un cas plus complexe à 4 segments, les positions symétriques et les longueurs sont étudiées. Elle montre également que les positions centrales sont optimales. L'étude du taux d'occupation des parties actives sur le substrat témoigne d'un optimum, résultat d'un compromis entre force des parties actives et souplesse des parties passives. La représentation sous graphe polaire du débit en fonction des phases met en évidence des motifs particuliers liant ces paramètres (ex. : égalité des déphasages $\varphi_{12} = \varphi_{34}$). En outre l'étude révèle que le débit maximal obéit à une fonction continue suivant les variables de positions et de longueurs.

Un prototype d'une membrane piézoélectrique aux dimensions conformes à l'application visée est finalement réalisé. Il permet de valider les modèles de déformation et leurs hypothèses, de confirmer la capacité à générer une onde pseudo-progressive de forte amplitude, suffisante au regard de l'application au refroidissement. A ce stade de l'étude il restera à vérifier l'impact du fluide sur la dite déformation et ainsi que sur les performances hydrauliques et thermiques de cette solution innovante.

Conclusion générale

Ce mémoire a contribué à l'étude et au développement de solutions d'actionnement piézo-électriques pour la déformation d'une membrane dans le contexte d'un échangeur de chaleur électroactif. Cette déformation à la manière d'une onde progressive intensifie les transferts de chaleur et produit un mouvement péristaltique selon un concept breveté en 2012. Ce travail de thèse a permis de démontrer dans un cas concret de refroidissement de microprocesseurs l'efficacité et la faisabilité de ce concept d'échangeur-pompe. Ce développement a consisté en l'analyse des besoins et moyens techniques envisageables, à la réalisation d'outils de simulations et de dimensionnement et finalement à la mise en œuvre concrète du dispositif.

La problématique du refroidissement des composants à forte dissipation est préalablement introduite de manière générale, pour ensuite se concentrer plus particulièrement sur le concept d'échangeur OnduloTrans pour le refroidissement des microprocesseurs dans les systèmes embarqués. Ce concept repose sur la génération d'une onde progressive d'une paroi déformable en contact avec un fluide caloporteur. Sa déformation entraîne un mouvement péristaltique à l'origine d'une fonction de pompage du fluide, et dans le même temps facilite les transferts de chaleur par le changement dynamique de la hauteur du canal. Un élément clé de ce fonctionnement réside dans le choix, l'agencement et les performances de l'actionneur. L'analyse de l'application mène alors à formuler un cahier des charges dimensionnant, permettant de comparer plusieurs solutions d'actionnement.

Divers moyens de conversion électromécanique issus de la littérature scientifique sont analysés (polymère électroactif, électrostatique, magnétique, piézoélectrique, etc.). Une comparaison sans mise en œuvre met alors en avant la solution piézoélectrique, grâce à sa vitesse d'actionnement, l'adéquation des besoins en force et déplacement, sa compacité et sa faible consommation.

Les solutions de mises en œuvre sont discutées et l'analyse des microsystèmes de pompage conduit à distinguer 3 catégories pour générer l'onde péristaltique souhaitée ; par onde forcée discrète, onde forcée continue ou onde libre. Un état de l'art est entrepris et amène finalement à conclure que les ondes forcées associées à l'actionnement piézoélectrique répondent plus pertinemment aux objectifs de l'application (performances mécaniques et encombrement). Finalement le comportement hydraulique de ces microsystèmes est succinctement décrit.

Basés sur cette étude préliminaire, les chapitres 2 et 3 détaillent respectivement une solution à onde forcée discrète par actionnement massif et une solution à onde forcée continue par actionnement intégré à la membrane.

La solution à onde discrète utilise des actionneurs flexionnels répartis en série le long d'une membrane souple pour lui induire un mouvement péristaltique. Les actionneurs flexionnels, le cadre de l'étude et le principe du dispositif sont détaillés. Ensuite, deux modèles mécaniques sont élaborés en vue d'un dimensionnement et de l'évaluation des performances ; un premier modèle équivalent ressorts sert à l'évaluation des forces et déplacements requis pour la déformation de la membrane. Un second modèle de type poutre en flexion inclue l'influence des

pressions fluides agissant sur la membrane et par conséquent sur les actionneurs. Le champ de pression est obtenu à partir de résolutions numériques de la mécanique des fluides sous l'hypothèse d'un déplacement de la membrane imposé (interaction fluide-structure faible). Dans certaines configurations, ils témoignent de forts pics dynamiques pouvant empêcher la fermeture du canal et conduire à des gonflements plastiques de la membrane.

Les résultats issus de l'exploitation de ces modèles permettent d'établir les besoins de performances des actionneurs dans le plan force/déplacement et finalement de sélectionner les actionneurs appropriés. Ils permettent par ailleurs de définir certaines dimensions du canal fluide telles que l'empreinte des actionneurs sur la paroi, la hauteur inactive de fond de canal et les propriétés élastiques de la membrane.

Un algorithme est ensuite développé pour permettre une évaluation rapide des débits à partir de la déformée de la membrane et donc suivants différentes combinaisons de paramètres géométriques, électriques. Cette méthode algorithmique est validée par comparaison à plusieurs simulations de modèles numériques à volume finis. Les résultats obtenus ont révélé la valeur des déphasages optimaux produisant le débit maximal. Ces valeurs diffèrent de celles présumées. Par exemple les valeurs $(\varphi_{12}, \varphi_{13})_{opti} = (60^\circ, 120^\circ)$ sont obtenues pour une configuration à 3 actionneurs.

Finalement, les résultats de simulations des différents modèles ont conduit à la réalisation d'un prototype et par voie de conséquence, de valider par l'expérience les prédictions des modèles mécaniques du dispositif (validation du modèle équivalent ressorts). En outre les performances hydrauliques sont particulièrement encourageantes compte-tenu des besoins formulés dans le cahier des charges et des performances détaillées dans la littérature. Des débits supérieurs à $3.5g/s$ sont atteints ($210mL/min$) au-delà des $150mL/min$ initialement visés. La caractéristique de charge semble du même ordre que pour les micropompes au débit comparable (dizaine de kPa), mais avec l'avantage d'une dépendance moins forte du débit avec la contre-pression. L'observation d'un optimum de fréquence à $15Hz$ confirme les observations discutées dans la littérature et abordées au chapitre 1. De plus elle conduit à considérer une limite de validité de la méthode de calcul de débit réduite aux fluides parfaits sans inertie (condition satisfaite à très basse fréquence pour des déphasages réguliers). Les mesures de déplacement et de débit en condition opérationnelle témoignent d'une forte interaction fluide-structure, engendrant des comportements dynamiques du dispositif difficilement prévisibles en particulier lorsque la fréquence augmente ou que la contre-pression devient non-négligeable (Ex. : chute de débit, évolution des valeurs optimales de déphasage).

Les performances thermiques sont également atteintes, avec des puissances thermiques dissipées supérieures à $200W$ avec de l'eau comme fluide caloporteur, ce en gardant une différence de température $\Delta T_{eau} = 10^\circ$ entre entrée et sortie du dispositif. Ces performances sont sensiblement supérieures à celle d'un échangeur à canal passif de $200\mu m$. Mais la différence majeure réside dans la faible puissance requise en comparaison de celle engendrée par une pompe externe encombrante nécessaire au canal passif.

Seul l'encombrement du dispositif pêche par rapport à l'objectif, malgré des dimensions respectables de $66.5 \times 65 \times 23.2$ au lieu de $50 \times 50 \times 20$. Ces dimensions sont difficilement réductibles en raison du principe intrinsèque d'actionneurs massifs. A cela s'ajoute les conséquences d'une onde forcée discrète qui entraîne de fortes perturbations du fluide, des effets dynamiques pénalisants et un contrôle/prédiction difficile du débit. Pour pallier ces inconvénients, le troisième chapitre propose une solution à onde continue et actionnement intégré.

Le troisième chapitre porte sur une solution utilisant des fibres piézoélectriques, disposées par collage à la surface d'un substrat pour engendrer sa flexion et afin de lui induire une déformation de type « onde progressive ». Pour atteindre la déformée escomptée, une optimisation du design et de la distribution des segments piézoélectriques est requise. En guise de préambule, le chapitre débute par la description de l'actionneur employé, une fine membrane piézoélectrique

souple appelée MFC, puis le principe du dispositif est décrit. Un modèle analytique 1D est développé suivant l'approximation d'une poutre bimorphe en flexion avec l'épaisseur des MFC simplifiée par une juxtaposition de couches homogènes. Basée sur la théorie de Navier-Bernoulli étendue aux contraintes anti-plan, cette formulation permet d'évaluer les déplacements de la ligne neutre et la distribution des contraintes mécaniques.

Dans une deuxième partie un modèle par éléments finis 3D est développé suivant une approximation des MFC homogène équivalente issue de la littérature. Les deux formulations analytiques et numériques sont confrontées et illustrées suivant un cas simple à deux segments MFC. Les deux modèles soulignent l'influence des propriétés du substrat et les limitations qui en découlent, tout particulièrement pour l'étude de la flexion maximale en fonction du module d'Young et de l'épaisseur du substrat. Enfin, l'étude des contraintes de Von Mises montre des champs de contraintes du même ordre de grandeur bien qu'ayant une distribution différente, en partie due à la différence de modélisation des MFC. Fort de ces résultats, les simulations numériques s'avèrent conforter le modèle analytique. Le modèle analytique apporte l'avantage indéniable de sa rapidité d'exécution et de son implémentation au sein d'un processus d'optimisation.

Par conséquent, la suite du chapitre se consacre à la recherche des valeurs optimales de déphasages, de positions et de longueur des MFC ceci afin de maximiser le débit. Il est évalué grâce à l'algorithme développé au chapitre précédent, exploitant la déformation déduite du modèle analytique et validé par simulation CFD à volumes finis. L'exploitation de l'outil d'optimisation fournit finalement les valeurs optimales de déphasage pour une géométrie donnée. En outre, une étude paramétrique systématique sur la position des actionneurs révèle l'efficacité des configurations symétriques et met en évidence les motifs de phases associées. Pour finir, l'étude du débit en fonction de la longueur des actionneurs atteste de l'existence d'un optimum du taux d'occupation de la partie active sur le substrat.

A l'issue de l'exploitation du processus d'optimisation, un prototype de membrane active est finalement réalisé. Les résultats expérimentaux valident les modèles mécaniques quasi-statiques et permet de démontrer le concept de génération d'une onde progressive forcée continue d'amplitude relativement importante.

Perspectives

De nombreux outils informatiques et modèles ont été développés durant ces travaux de thèse et constituent à présent un socle solide pour une étude plus approfondie ultérieure. Une première étape serait d'intégrer au processus d'optimisation un ensemble de paramètres plus larges tel que le nombre d'actionneurs MFC, leur positionnement sur les deux faces de la membrane, ou encore d'intégrer la forme des signaux d'alimentation (créneau, triangle, etc.). Tous ces paramètres supplémentaires, à valeurs entières ou réelles, affectent significativement la forme de l'onde et ses performances mécaniques, si bien que des configurations optimales restent probablement à découvrir.

Des études théoriques et expérimentales sur le type de fluide restent à mener, que ce soit en raison de leurs propriétés thermiques ou mécaniques ; en effet, l'eau est un excellent fluide caloporteur mais il s'avère inapproprié dans la majorité des applications notamment dans les systèmes embarqués. L'usage d'un autre fluide caloporteur adapté diminuera nécessairement les performances de refroidissement. Cette baisse de performance devra être compensée par des performances hydrauliques accrues et un dimensionnement mécanique ajusté.

Le dernier chapitre esquisse les premiers résultats mécaniques d'une solution à forte intégration, susceptible de résoudre certaines difficultés rencontrées avec la solution discrète, tout particulièrement sa déformation mieux disposée à éviter les pics de pression localisés. Au terme de

ce travail de thèse, les performances thermiques et hydrauliques n'ont pas été abordées. Des résultats expérimentaux sont donc attendus pour confirmer la réduction de ces pics de pression comme le laisse supposer les simulations CFD. Approfondir l'étude d'optimisation appliquée à cette solution technologique prometteuse s'avère indispensable pour en révéler l'intérêt. En outre les conditions de fixation aux limites de la membrane n'ont été abordées que partiellement, alors que la nécessité de réaliser un canal fluide étanche imposera leur prise en considération.

Pour continuer ces travaux de thèse, diverses améliorations des modèles seraient souhaitables ; tout d'abord le comportement dynamique de la membrane pourrait être pris en compte dans les modèles analytiques mécaniques. Ces effets ont été négligés pour un fonctionnement basse fréquence mais leurs prises en compte dans les modèles pourraient permettre une meilleure compréhension du dispositif, de prédire les fréquences optimales et d'effectuer le dimensionnement mécanique en conséquence.

Dans un deuxième temps, un point important consisterait à intégrer aux modèles l'influence dynamique du fluide. Par exemple dans l'approche algorithmique de calcul du débit il est possible d'évaluer les vitesses et quantités de fluide qui transitent aux inter-régions. A partir de ces grandeurs locales, il est probablement possible d'évaluer le champ de pression et donc d'intégrer au premier ordre le couplage fluide-structure affectant les déformations de la membrane. Bien évidemment, les puissances de calculs aujourd'hui disponibles permettent d'envisager un modèle CFD complet intégrant la modélisation de la membrane, du circuit hydraulique et du fluide. Ce modèle fournirait les moyens d'observation locale pour une compréhension plus précise du fonctionnement dynamique des dispositifs. Bien que ce type de modèle ne puisse raisonnablement pas être intégré au sein d'un processus d'optimisation (aujourd'hui plusieurs jours de calcul sont nécessaires pour une seule configuration géométrique) les analyses fines qui en découleront pourraient alimenter les conditions à satisfaire pour le modèle analytique.

Outre l'optimisation mécanique, fluïdique et thermique du dispositif, l'étage d'alimentation et sa commande peuvent également contribuer dans une large mesure au perfectionnement du système de refroidissement. A ce jour, les formes des signaux d'alimentation étudiées étaient limités et identiques pour chaque segment alimenté. Il est probable qu'une alimentation distincte des actionneurs puisse conduire à accroître les débits, en s'adaptant par exemple à l'inertie du fluide. Les paramètres de contrôle pourraient varier en temps réel pour s'adapter aux conditions d'utilisation ou encore à d'éventuels fonctionnements en mode dégradé. Avec une répartition réfléchie des segments piézoélectriques tout le long de la paroi, cela équivaldrait à une reconfiguration des parties actives. Cette commande adaptative serait ici envisageable car la dynamique du débit est très rapide devant les constantes de temps thermique.

Une partie conséquente du système de refroidissement n'a pas été discutée dans ce mémoire ; il s'agit de la boucle fluide incluant la source froide. Cette partie du circuit hydraulique, bien que conventionnelle, requiert également un dimensionnement précis, notamment pour avoir une bonne source froide sans augmenter de manière excessive les pertes de charge. De plus, le circuit fluide étant fermé, le couplage entre l'entrée et la sortie fluide de l'échangeur constitue un facteur important dans les performances hydrauliques. L'inertie du fluide, l'existence ou non d'un vase d'expansion affectera nécessairement le débit et les pressions dans l'échangeur. En outre, l'ajout d'une valve anti-retour serait souhaitable dans le but de supprimer les reflux et ainsi augmenter le débit et la puissance hydraulique face à une contre-pression. Si le principe semble élémentaire, la mise en œuvre est délicate car il s'agit d'intégrer une valve capable de réagir dynamiquement à des variations de débit de l'ordre de 10 Hertz. Cette sollicitation dynamique entraîne une usure prématurée de l'organe anti-retour ou des gains de performances peu significatifs. L'intégration de ce genre de pièces mécaniques entraînerait en fait à une reconsidération totale du principe d'onde progressive qui mènerait à une solution onde stationnaire avec valves présentant alors de moins bonnes capacités de contrôle et une durée de vie moindre.

Cependant les avantages sur les coûts et sa simplicité de mise en œuvre pourraient viabiliser cette approche dans certaines applications spécifiques.

En outre, les connaissances acquises et les compétences mises en œuvre lors de la modélisation, la conception, l'optimisation, la fabrication et finalement la caractérisation de ces membranes actives ouvrent le champ à bien d'autres domaines; les interfaces dites fonctionnelles, s'inscrivent dans un besoin contemporain d'intégration croissant et d'actions mécaniques toujours plus localisées. Que ce soit pour faciliter les mélanges au sein d'un milieu fluide, impacter le régime turbulent qui l'anime, faire du transport d'objets ou de matière, il est fort probable que ces nouveaux moyens d'actionnement localisés s'illustreront de diverses manières pour relever les défis technologiques et énergétiques à venir.

Annexe 1 : Détails des calculs de simplification des équations d'équilibre

Rappel des équations d'équilibre globale (3.17) :

$$\begin{cases} \vec{R}_{int,1} + \vec{q} = 0 \\ \vec{M}_{int,1} + \vec{e}_1 \wedge \vec{R}_{int} + \vec{m} = 0 \end{cases}$$

Suivant l'hypothèse qu'il n'y a ni efforts ni moments répartis ($\vec{q} = 0$ et $\vec{m} = 0$), ces équations d'équilibre conduisent aux relations suivantes exprimées à partir des torseurs (3.15), (3.16) :

$$\begin{cases} \left(\int_S \bar{\sigma} \cdot \vec{e}_1 dS \right)_{,1} = 0 \\ \left(\int_S \overrightarrow{GM} \wedge \bar{\sigma} \cdot \vec{e}_1 dS \right)_{,1} + \vec{e}_1 \wedge \int_S \bar{\sigma} \cdot \vec{e}_1 dS = 0 \end{cases}$$

Donc ($\bar{\sigma}$ étant symétrique) :

$$\begin{cases} \int_S \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \end{pmatrix}_{,1} dS = 0 \\ \int_S \begin{bmatrix} (x_2\sigma_{13} - x_3\sigma_{12})_{,1} \\ (x_3\sigma_{11})_{,1} - \sigma_{13} \\ (-x_2\sigma_{11})_{,1} + \sigma_{12} \end{bmatrix} dS = 0 \end{cases} \quad (3.47)$$

Pour s'affranchir des inconnues σ_{12} et σ_{13} on dérive les termes sous la seconde intégrale et par l'utilisation de la première intégrale il vient :

$$\begin{cases} \int_S \begin{pmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \end{pmatrix}_{,1} dS = 0 \\ \int_S \begin{bmatrix} (x_2\sigma_{13} - x_3\sigma_{12})_{,11} \\ (x_3\sigma_{11})_{,11} \\ (-x_2\sigma_{11})_{,11} \end{bmatrix} dS = 0 \end{cases}$$

Le problème étant symétrique suivant le plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_3)$, les déplacements selon \vec{e}_2 sont supposés nulles et seule la résultante selon \vec{e}_1 et du moment selon \vec{e}_2 sont considérées. Il en découle les équations (3.22) :

$$\begin{cases} (\vec{R}_{int,1}) \cdot \vec{e}_1 = \int_S \sigma_{11,1} dS = 0 \\ (\vec{M}_{int,11}) \cdot \vec{e}_2 = \int_S (x_3 \sigma_{11})_{,11} dS = 0 \end{cases}$$

A partir de l'expression des torseurs (3.15) (3.16), des équations constitutives (3.21) il vient des expressions distinctes suivant chaque tronçon :

$$\begin{cases} \vec{R}_{int}(x_1, \vec{e}_1) \cdot \vec{e}_1 = \int_S \sigma_{11} dS = \int_{S_s} E_s \epsilon_{11} dS \\ \vec{M}_{int}(x_1, \vec{e}_1) \cdot \vec{e}_2 = \int_S x_3 \sigma_{11} dS = \int_{S_s} E_s x_3 \epsilon_{11} dS \end{cases} \quad \text{Si substrat seul}$$

$$\begin{cases} \vec{R}_{int}(x_1, \vec{e}_1) \cdot \vec{e}_1 = \int_{S_s} E_s \epsilon_{11} dS + \int_{S_p} E_p (\epsilon_{11} - d_{31} E_3) dS \\ \vec{M}_{int}(x_1, \vec{e}_1) \cdot \vec{e}_2 = \int_{S_s} E_s x_3 \epsilon_{11} dS + \int_{S_p} E_p x_3 (\epsilon_{11} - d_{31} E_3) dS \end{cases} \quad \text{Si substrat et piézo}$$

Ensuite en utilisant l'expression (3.20) de la déformation $\epsilon_{11} = u_{1,1} - x_3 u_{3,11}$, et l'indépendance des modules d'Young et du déplacement de la fibre neutre par rapport aux variables x_2 et x_3 (théorie 1D), il vient :

$$\begin{cases} \vec{R}_{int} \cdot \vec{e}_1 = E_s S_s u_{1,1} - \left(E_s \int_{S_s} x_3 dS \right) u_{3,11} \\ \vec{M}_{int} \cdot \vec{e}_2 = \left(E_s \int_{S_s} x_3 dS \right) u_{1,1} - E_s I_{22s} u_{3,11} \end{cases} \quad \text{Si substrat seul}$$

$$\begin{cases} \vec{R}_{int} \cdot \vec{e}_1 = (E_s S_s + E_p S_p) u_{1,1} \\ \quad - \left(E_s \int_{S_s} x_3 dS + E_p \int_{S_p} x_3 dS \right) u_{3,11} - E_p S_p d_{31} E_3 \\ \vec{M}_{int} \cdot \vec{e}_2 = \left(E_s \int_{S_s} x_3 dS + E_p \int_{S_p} x_3 dS \right) u_{1,1} \\ \quad - (E_s I_{22s} + E_p I_{22p}) u_{3,11} - E_p d_{31} E_3 \int_{S_p} x_3 dS \end{cases} \quad \text{Si substrat et piézo}$$

Où les moments quadratiques I_{22s} et I_{22p} s'expriment par (Figure 3.7) :

$$I_{22s} := \int_{S_s} x_3^2 dS = l_s \left[\frac{1}{3} x_3^3 \right]_{-x_{3fn}}^{-x_{3fn}+e_s} = S_s \left(\frac{e_s^2}{3} - e_s x_{3fn} + x_{3fn}^2 \right)$$

$$I_{22p} := \int_{S_p} x_3^2 dS = l_p \left[\frac{1}{3} x_3^3 \right]_{-x_{3fn}+e_s}^{-x_{3fn}+e_s+e_p} = S_p \left(\frac{e_p^2}{3} + e_p(e_s - x_{3fn}) + (e_s - x_{3fn})^2 \right)$$

Et les intégrales de x_3 sur les sections S_s et S_p par :

$$\int_{S_s} x_3 dS = l_s \left[\frac{1}{2} x_3^2 \right]_{-x_{3fn}}^{-x_{3fn}+e_s} = S_s \left(\frac{e_s}{2} - x_{3fn} \right)$$

$$\int_{S_p} x_3 dS = l_p \left[\frac{1}{2} x_3^2 \right]_{-x_{3fn}+e_s}^{-x_{3fn}+e_s+e_p} = S_p \left(\frac{e_p}{2} + e_s - x_{3fn} \right)$$

La position de la fibre neutre x_{3fn} se détermine d'après les équations précédentes. En effet par définition, le coefficient de $u_{3,11}$ est nul dans l'expression de la composante selon \vec{e}_1 de la résultante [128], soit :

$$E_s \int_{S_s} x_3 dS = 0 \quad \text{Si substrat seul}$$

$$E_s \int_{S_s} x_3 dS + E_p \int_{S_p} x_3 dS = 0 \quad \text{Si substrat et piézo}$$

et donc :

$$E_s S_s \left(\frac{e_s}{2} - x_{3fn} \right) = 0 \quad \text{Si substrat seul}$$

$$E_s S_s \left(\frac{e_s}{2} - x_{3fn} \right) + E_p S_p \left(\frac{e_p}{2} + e_s - x_{3fn} \right) = 0 \quad \text{Si substrat et piézo}$$

Après résolution il vient les expressions de x_{3fn} suivantes, la fibre neutre se situant naturellement au milieu du substrat homogène sur un tronçon à substrat seul :

$$\left\{ \begin{array}{ll} x_{3fn} = \frac{e_s}{2} & \text{Si substrat seul} \\ x_{3fn} = \frac{E_s S_s \left(\frac{e_s}{2} \right) + E_p S_p \left(\frac{e_p}{2} + e_s \right)}{E_s S_s + E_p S_p} & \text{Si substrat et piézo} \end{array} \right.$$

La résultante et le moment s'expriment à présent par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{int} \cdot \vec{e}_1 = E_s S_s u_{1,1} \\ \vec{M}_{int} \cdot \vec{e}_2 = -E_s I_{22s} u_{3,11} \end{array} \right. \quad \text{Si substrat seul}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{int} \cdot \vec{e}_1 = (E_s S_s + E_p S_p) u_{1,1} - E_p S_p d_{31} E_3 \\ \vec{M}_{int} \cdot \vec{e}_2 = -(E_s I_{22s} + E_p I_{22p}) u_{3,11} - E_p d_{31} E_3 \int_{S_p} x_3 dS \end{array} \right. \quad \text{Si substrat et piézo}$$

En remarquant que d_{31} et E_3 sont indépendants de x_1 par tronçon, les équations finales

(3.23) se déduisent des équations d'équilibre globale (3.22) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\vec{R}_{int,1} \right) \cdot \vec{e}_1 = E_s S_s u_{1,11} = 0 \\ \left(\vec{M}_{int,11} \right) \cdot \vec{e}_2 = -E_s I_{22s} u_{3,1111} = 0 \end{array} \right. \quad \text{Si substrat seul}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\vec{R}_{int,1} \right) \cdot \vec{e}_1 = (E_s S_s + E_p S_p) u_{1,11} = 0 \\ \left(\vec{M}_{int,11} \right) \cdot \vec{e}_2 = -(E_s I_{22s} + E_p I_{22p}) u_{3,1111} = 0 \end{array} \right. \quad \text{Si substrat et piézo}$$

Annexe 2 : Calcul des contraintes

Calculons σ_{11} et σ_{13} . D'après l'équation d'équilibre locale (3.1) il vient :

$$\sigma_{11,1} + \sigma_{13,3} = 0$$

Ensuite d'après (3.21) et (3.20) :

$$\sigma_{11} = E_s(u_{1,1} - x_3 u_{3,11}) \quad \text{Pour le substrat}$$

$$\sigma_{11} = E_p(u_{1,1} - x_3 u_{3,11}) - E_p d_{31} E_3 \quad \text{Pour le piézo}$$

Donc :

$$\sigma_{11,1} = E_s(u_{1,11} - x_3 u_{3,111}) \quad \text{Pour le substrat}$$

$$\sigma_{11,1} = E_p(u_{1,11} - x_3 u_{3,111}) \quad \text{Pour le piézo}$$

(3.29) implique que $u_{1,1}$ et $u_{3,111}$ sont constants sur un tronçon. Donc :

$$\sigma_{11,1} = -E_s x_3 u_{3,111} \quad \text{Pour le substrat}$$

$$\sigma_{11,1} = -E_p x_3 u_{3,111} \quad \text{Pour le piézo}$$

$\sigma_{11,1}$ ne dépend donc que de x_3 .

D'après (3.30) :

$$\vec{R}_{int}(x_1, k) \cdot \vec{e}_3 = -M_{I22}(k) u_{3,111}(x_1, k) = \int_S \sigma_{13} dS = {}^M Cst_1(k)$$

Donc σ_{13} est indépendant de x_1 et par symétrie de x_2 .

Finalement :

$$\sigma_{13,3}(x_3) = E_s x_3 u_{3,111} \quad \text{Pour le substrat}$$

$$\sigma_{13,3}(x_3) = E_p x_3 u_{3,111} \quad \text{Pour le piézo}$$

Après intégration :

$$\sigma_{13}(x_3) = E_s u_{3,111} \frac{1}{2} x_3^2 + Cste \quad \text{Pour le substrat}$$

$$\sigma_{13}(x_3) = E_p u_{3,111} \frac{1}{2} x_3^2 + Cste \quad \text{Pour le piézo}$$

D'après l'équation (3.47) il vient :

$$\int_S x_3 \sigma_{11,1} - \sigma_{13} dS = 0$$

or :

$$x_3 \sigma_{11,1} - \sigma_{13} = -E_s u_{3,111} \frac{3}{2} x_3^2 - Cste \quad \text{Pour le substrat}$$

$$x_3 \sigma_{11,1} - \sigma_{13} = -E_p u_{3,111} \frac{3}{2} x_3^2 - Cste \quad \text{Pour le piézo}$$

On obtient donc finalement :

$$\int_S x_3 \sigma_{11,1} - \sigma_{13} dS = 0 = u_{3,111}(k) \frac{3}{2} M_{I22}(k) + Cste S_s \quad \text{Pour tronçon } k \text{ à substrat seul}$$

$$\int_S x_3 \sigma_{11,1} - \sigma_{13} dS = 0 = u_{3,111}(k) \frac{3}{2} M_{I22}(k) + Cste(S_s + S_p) \quad \text{Pour tronçon } k \text{ à substrat et piézo}$$

La notation $S_T(k)$ de la surface totale d'un tronçon k est introduite :

$$\begin{cases} S_T(k) := S_s & \text{Pour tronçon } k \text{ à substrat seul} \\ S_T(k) := S_s + S_p & \text{Pour tronçon } k \text{ à substrat et piézo} \end{cases}$$

Par conséquent :

$$Cste(k) = -\frac{3}{2} \frac{u_{3,111}(k) M_{I22}(k)}{S_T(k)}$$

Finalement σ_{11} et σ_{13} s'expriment :

$$\begin{cases} \sigma_{11}(x_1, x_3, k) = E_s(u_{1,1} - x_3 u_{3,11}(x_1, k)) & \text{Si substrat} \\ \sigma_{11}(x_1, x_3, k) = E_p(u_{1,1} - x_3 u_{3,11}(x_1, k)) - E_p d_{31} E_3 & \text{Si piézo} \\ \sigma_{13}(x_3, k) = E_s u_{3,111}(k) \frac{1}{2} x_3^2 - \frac{3}{2} \frac{u_{3,111}(k) M_{I22}(k)}{S_T(k)} & \text{Si substrat} \\ \sigma_{13}(x_3, k) = E_p u_{3,111}(k) \frac{1}{2} x_3^2 - \frac{3}{2} \frac{u_{3,111}(k) M_{I22}(k)}{S_T(k)} & \text{Si piézo} \end{cases}$$

Vérifions que ce champ des contraintes est compatible (équations de Beltrami) [128] :

$$\sigma_{13,33} + \frac{1}{1+\nu} \sigma_{11,13} = 0 \quad (3.48)$$

or :

$$\begin{cases} \sigma_{13,33} = E_s u_{3,111} = -\sigma_{11,13} & \text{Si substrat} \\ \sigma_{13,33} = E_p u_{3,111} = -\sigma_{11,13} & \text{Si piézo} \end{cases} \quad (3.49)$$

L'équation est donc vérifiée, le champ des contraintes est compatible. Nous avons de plus ν_s et ν_p nuls, ce qui confirme que l'effet de Poisson est négligé par nos hypothèses.

Annexe 3 : Représentation des équations constitutives du modèle MFC numérique

La notation classique des équations constitutives d'un matériau piézoélectriques est la suivante $(S, D) = f(T, E)$ [127] :

$$\begin{cases} S &= s^E T + {}^t d E \\ D &= d T + \epsilon^T E \end{cases}$$

Les coefficients s^E , d et ϵ^T sont les suivants :

$$s^E = \begin{bmatrix} 1/E_{p1} & -\nu_p/E_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 1/E_{p2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 1/E_{p2} & 0 & 0 & 0 \\ & & & 1/G_{p23} & 0 & 0 \\ & & & & 1/G_{p13} & 0 \\ \text{Sym.} & & & & & 1/G_{p12} \end{bmatrix}$$

$$d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{11} & d_{12} & d_{12} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\epsilon^T = \epsilon_0 \begin{bmatrix} \epsilon_{rp} & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{rp} & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{rp} \end{bmatrix}$$

La notation du logiciel ANSYS n'est pas la notation classique, mais la suivante $(T, D) = f(S, E)$:

$$\begin{cases} T &= c^E S + {}^t e E \\ D &= e S + \epsilon^S E \end{cases}$$

Les équations de conversion sont les suivantes [127] :

$$\begin{aligned} e &= d \left(s^E \right)^{-1} \\ c^E &= \left(s^E \right)^{-1} \\ \epsilon^S &= \epsilon^T - d \left(s^E \right)^{-1} {}^t d \end{aligned}$$

Il reste ensuite à utiliser la notation vectorielle d'ANSYS (x, y, z, xy, yz, xz) qui se distingue de la notation de Voigt (x, y, z, yz, xz, xy) .

Annexe 4 : Champs de contrainte de Von Mises

en [MPa]	Substrat		MFC actif	
	min	max	min	max
Modèle analytique	0.0302	19.8	0.150	31.5
Modèle numérique	0.0852	28.0	0.0193	15.4

TABLEAU 3.7 – Résultats des contraintes de Von Mises pour le cas (1500V, -500V)

en [MPa]	Substrat		MFC actif	
	min	max	min	max
Modèle analytique	0.0151	7.57	0.121	10.3
Modèle numérique	0.0512	7.52	0.108	4.57

TABLEAU 3.8 – Résultats des contraintes de Von Mises pour le cas (500V, -500V)

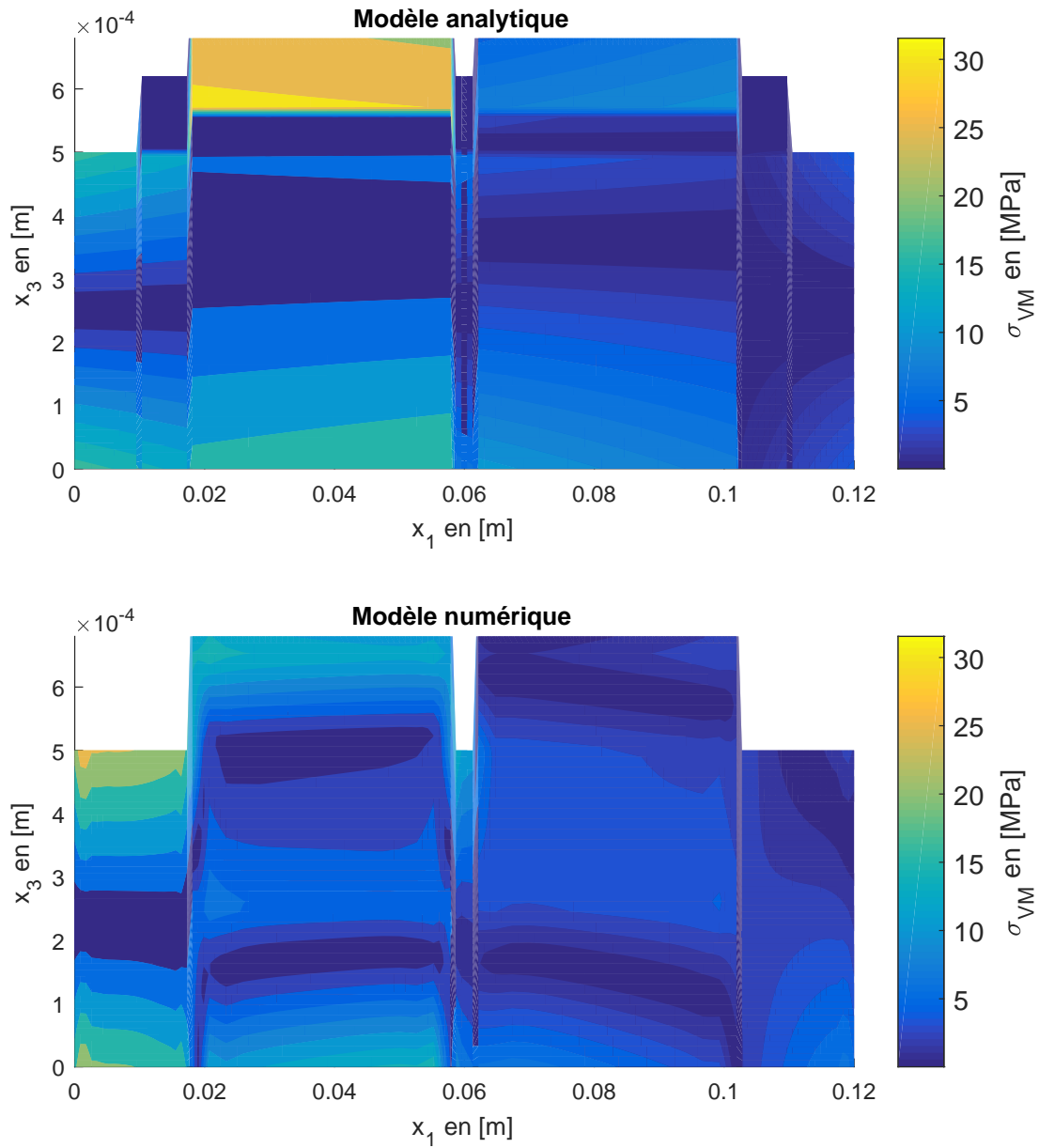


FIGURE 3.40 – Comparaison des modèles analytique et numérique, lignes de niveaux des contraintes de Von Mises σ_{VM} dans le cas (1500V, -500V) dans le plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_3)$. La même échelle colorimétrique est utilisée pour les deux cas.

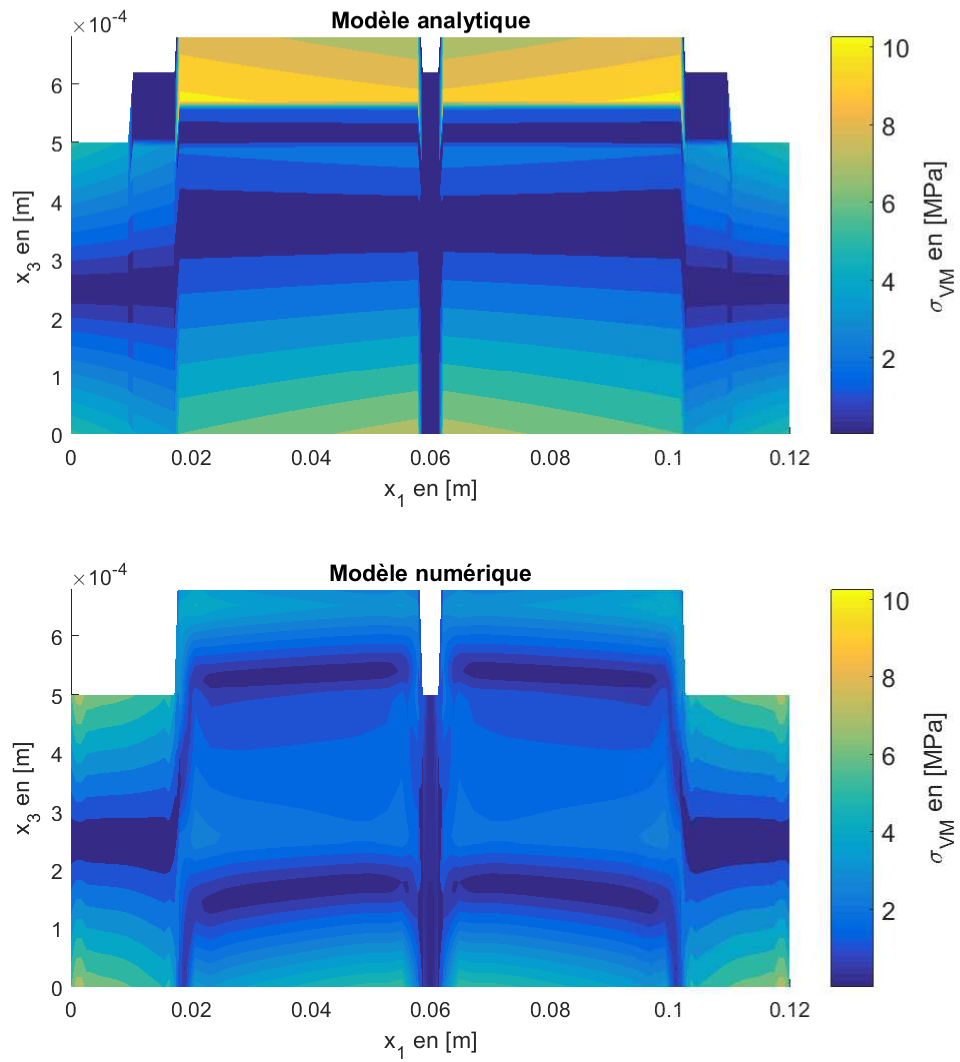


FIGURE 3.41 – Comparaison des modèles analytique et numérique, lignes de niveaux des contraintes de Von Mises σ_{VM} dans le cas $(500V, -500V)$ dans le plan $(\vec{e}_1, 0, \vec{e}_3)$. La même échelle colorimétrique est utilisée pour les deux cas.

Annexe 5 : Validation de la méthode d'optimisation

Une étude systématique de toutes les valeurs de déphasages est entreprise pour vérifier le bon fonctionnement du processus d'optimisation. La figure 3.42 illustre les valeurs de débit prises pour chaque configuration de déphasage. Le modèle étudié est une membrane de $75mm$ de long constitué de 4 MFC de $10mm$. Les trois déphasages sont modifiés de 0° à 340° par pas de 20° , soit $18 * 18 * 18 = 5832$ configurations de phases.

La première sous figure donne les valeurs de débit obtenues pour chaque configuration, afin de mettre en évidence l'existence et l'unicité d'un optimum global. Les autres sous figures illustrent la continuité et la complexité de la fonction objectif. Les variables de phase étant périodiques, les bornes de l'intervalle des phases dans l'optimisation sont élargies à $[\varphi_l; \varphi_u] = [-180^\circ; 540^\circ]$, au cas où l'optimum se situe à 0° .

Remarque : Le débit est à la fois positif et négatif de façon symétrique car la topologie étudiée est symétrique.

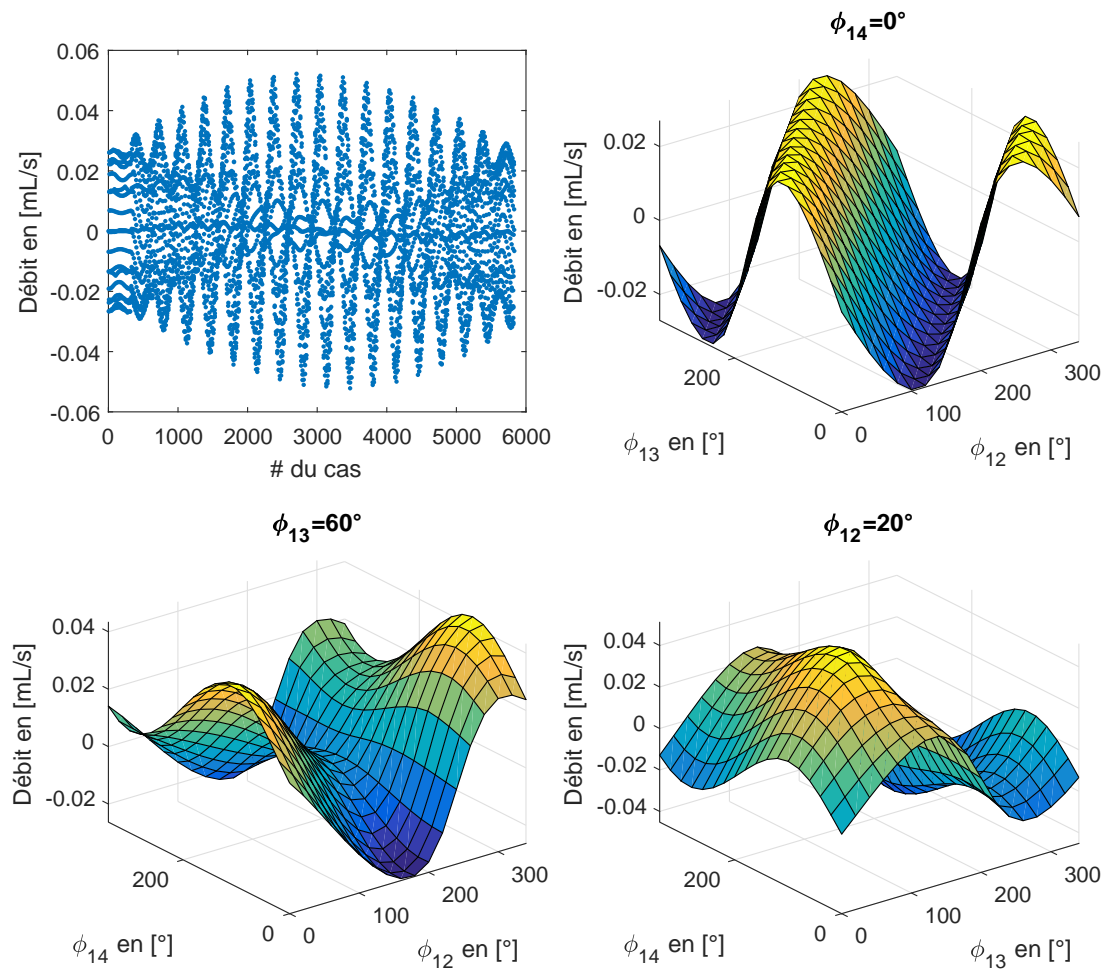


FIGURE 3.42 – Illustration de la continuité du débit en fonction des déphasages. Cas 4 MFC.

Annexe 6 : Étude de la position de deux actionneurs, cas MFC face inférieure

Les deux optimum du cas MFC face inférieure $(L_{gap1}, L_{gap2}) = (2mm, 36mm)$ et $(L_{gap1}, L_{gap2}) = (16mm, 8mm)$ ont été respectivement représentées figure 3.44a et 3.44b.

Contrairement au cas MFC face supérieure où les débits sont importants dans la région où les phases sont approximativement 90° , le cas MFC face inférieure présente de bons débits pour des phases plus importantes, aux alentours des 270° . Au sujet d'une éventuelle optimisation des positions, la particularité de l'optimum global entrainera vraisemblablement l'algorithme à se heurter aux bornes $L_{gap1} = 0mm$ et $L_{gap3} = 0mm$. La configuration image de l'optimum global côté face supérieure $(L_{gap1}, L_{gap2}) = (20mm, 0mm)$ semble une région de débit stable intéressante.

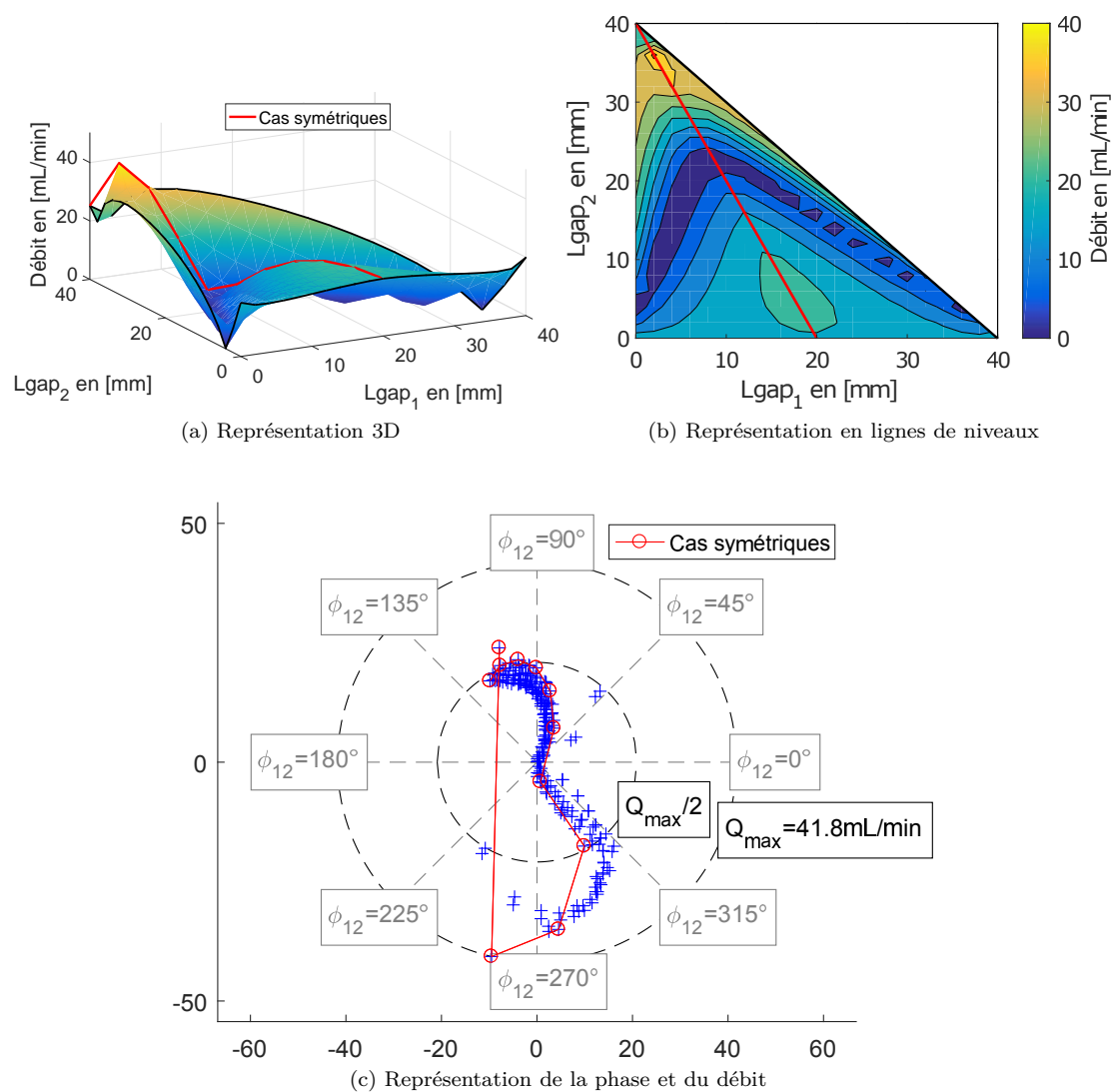
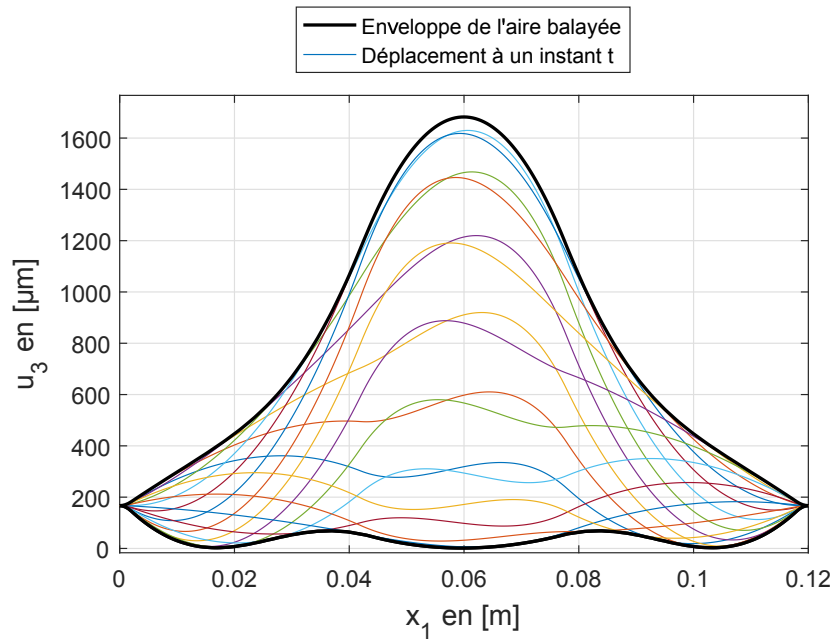
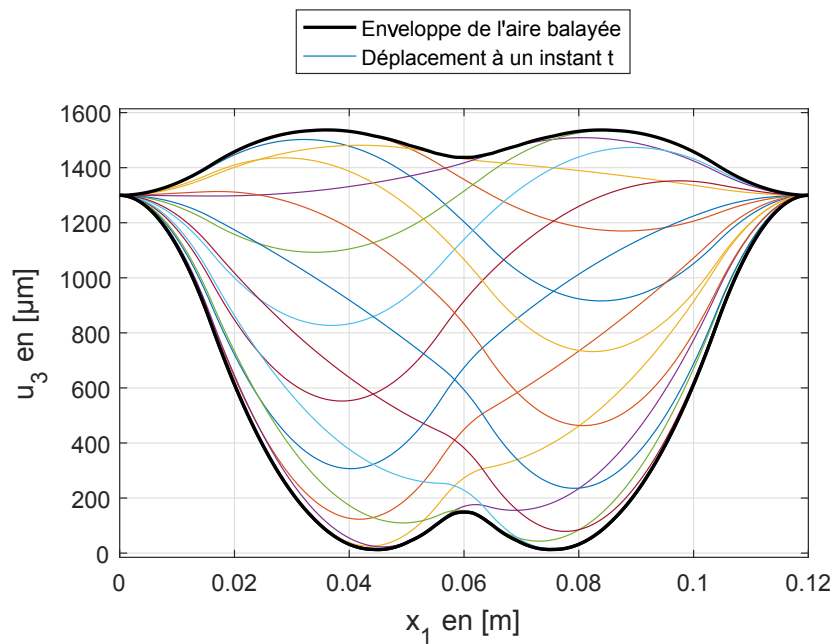


FIGURE 3.43 – Résultats de l'étude des positions asymétriques avec 2 actionneurs, cas MFC face inférieure



(a) Optimum MFC face inférieure ($\varphi_{12} = 257^\circ$)



(b) Optimum local MFC face inférieure ($\varphi_{12} = 101^\circ$)

FIGURE 3.44 – Forme de l'enveloppe de l'aire balayée par la déformée dans deux cas optimums (L_{gap1}, L_{gap2}) = (2mm, 36mm) et (L_{gap1}, L_{gap2}) = (16mm, 8mm)

Bibliographie

- [1] A. Danowitz, K. Kelley, J. Mao, J.P. Stevenson, and M. Horowitz. Cpu db : recording microprocessor history. *Communications of the ACM*, 55(4) :55–63, 2012.
- [2] Andrew Danowitz, Kyle Kelley, James Mao, John P. Stevenson, Mark Horowitz, Omid Azizi, John S. Brunhaver II, Ron Ho, Stephen Richardson, Ofer Shacham, and Alex Solomatnikov. Cpu database. Website, 2016. URL <http://cpudb.stanford.edu/>. Stanford University.
- [3] X. C. Tong. *Advanced Materials for Thermal Management of Electronic Packaging*, volume 30. Springer New York, 2011.
- [4] Karel DeVogeleer, Gerard Memmi, Pierre Jouvelot, and Fabien Coelho. Modeling the temperature bias of power consumption for nanometer-scale cpus in application processors. In *Embedded Computer Systems : Architectures, Modeling, and Simulation (SAMOS XIV), 2014 International Conference on*, pages 172–180. IEEE, 2014.
- [5] Frederic Topin, Lounes Tadrist, Marc Miscevic, Pascal Lavieille, Laetitia Leal, Bertrand Nogarede, Francois Pigache, and Mounir Amokrane. Conduit constitutif d’un échangeur de chaleur et échangeur de chaleur comprenant un tel conduit, 02 2012.
- [6] J. M. Fontaine, F. Pigache, M. Miscevic, F. Topin, and J.-F. Rouchon. Solutions d’actionnement pour méthodes actives de refroidissement des systèmes embarqués. In *Société Française de Thermique*, number 103 in 1, 2016.
URL http://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/actes/Congres_2016/resumes_toulouse/103.pdf.
- [7] Julien Michel Fontaine, François Pigache, Marc Miscevic, Frédéric Topin, and Jean-François Rouchon. Investigation in actuator solutions for active cooling in embedded systems. In *Physical and Chemical Phenomena in Heat Exchangers and Multifunctional Reactors for Sustainable Technology, Eurotherm Seminar 106*, pages 1–8, 2016.
- [8] Sundaram Shanmuga Anandan and Velraj Ramalingam. Thermal management of electronics : A review of literature. *Thermal science*, 12(2) :5–26, 2008.
- [9] Bruno Agostini, Matteo Fabbri, Jung E Park, Leszek Wojtan, John R Thome, and Bruno Michel. State of the art of high heat flux cooling technologies. *Heat Transfer Engineering*, 28(4) :258–281, 2007.
- [10] M Siddique, A-RA Khaled, NI Abdulhafiz, and AY Boukhary. Recent advances in heat transfer enhancements : a review report. *International Journal of Chemical Engineering*, 2010. doi: doi:10.1155/2010/106461.

BIBLIOGRAPHIE

- [11] L. Léal, M. Miscevic, P. Lavieille, M. Amokrane, F. Pigache, F. Topin, B. Nogarede, and L. Tadrist. An overview of heat transfer enhancement methods and new perspectives : focus on active methods using electroactive materials. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 61 :505–524, 2013.
- [12] Laetitia Léal. *Etude des mécanismes de nucléation par action Simultanée de l'ébullition et de la cavitation*. PhD thesis, Université de Toulouse, 2012.
- [13] L. Léal, F. Topin, P. Lavieille, L. Tadrist, and M. Miscevic. Simultaneous integration, control and enhancement of both fluid flow and heat transfer in small scale heat exchangers : A numerical study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 49 :36 – 40, 2013. ISSN 0735-1933. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.10.004>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193313002042>.
- [14] Mounir Amokrane, Bertrand Nogarede, Patrice Riviere, Leatitia Leal, Marc Miscevic, Pascale Lavieille, Frederic Topin, and Lounes Tadrist. Multicellular piezoelectric actuator for setting in motion fluids, and heat exchange enhancement. In *Electronics, Control, Measurement, Signals and their application to Mechatronics (ECMSM), 2013 IEEE 11th International Workshop of*, pages 1–8. IEEE, 2013.
- [15] Intel. Processeur intel xeon platinum 8180m, 2017. URL https://ark.intel.com/products/120498/Intel-Xeon-Platinum-8180M-Processor-38_5M-Cache-2_50-GHz.
- [16] URL <https://www.exxonmobil.com/en/aviation/products-and-services/products/mobil-coolanol>.
- [17] Ryan J McGlen, Roshan Jachuck, and Song Lin. Integrated thermal management techniques for high power electronic devices. *Applied thermal engineering*, 24(8) :1143–1156, 2004.
- [18] Junhui Ni, Bin Wang, Stanley Chang, and Qiao Lin. An integrated planar magnetic micropump. *Microelectronic engineering*, 117 :35–40, 2014.
- [19] J Köhler, R Ghadiri, SI Ksouri, Q Guo, EL Gurevich, and A Ostendorf. Generation of microfluidic flow using an optically assembled and magnetically driven microrotor. *Journal of Physics D : Applied Physics*, 47(50) :505501, 2014.
- [20] Daniel J Laser and Juan G Santiago. A review of micropumps. *Journal of micromechanics and microengineering*, 14(6) :R35–R64, 2004.
- [21] Asim Nisar, Nitin Afzulpurkar, Banchong Mahaisavariya, and Adisorn Tuantranont. Mems-based micropumps in drug delivery and biomedical applications. *Sensors and Actuators B : Chemical*, 130(2) :917–942, 2008.
- [22] Erik Stemme and Göran Stemme. A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump. *Sensors and Actuators A : physical*, 39(2) :159–167, 1993.
- [23] MC Carrozza, N Croce, B Magnani, and P Dario. A piezoelectric-driven stereolithography-fabricated micropump. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 5(2) :177, 1995.
- [24] Nam-Trung Nguyen and Xiaoyang Huang. Miniature valveless pumps based on printed circuit board technique. *Sensors and Actuators A : Physical*, 88(2) :104–111, 2001.

-
- [25] K. Junwu, Y. Zhigang, P. Taijiang, C. Guangming, and W. Boda. Design and test of a high-performance piezoelectric micropump for drug delivery. *Sensors and Actuators A Physical*, 121 :156–161, January 2005. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University.
- [26] I.-H. Hwang, S.-K. Lee, S.-M. Shin, Y.-G. Lee, and J.-H. Lee. Flow characterization of valveless micropump using driving equivalent moment : theory and experiments. *Microfluid Nanofluid*, 5 :795–807, April 2008. Department of Mechatronics, Gwangju Institute of Science and Technology (GIST).
- [27] Bonnie Tingting Chia, Hsin-Hung Liao, and Yao-Joe Yang. A novel thermo-pneumatic peristaltic micropump with low temperature elevation on working fluid. *Sensors and Actuators A : Physical*, 165(1) :86–93, 2011.
- [28] Kwang-Seok Yun, Il-Joo Cho, Jong-Uk Bu, Chang-Jin Kim, and Euisik Yoon. A surface-tension driven micropump for low-voltage and low-power operations. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 11(5) :454–461, 2002.
- [29] J Darabi, MM Ohadi, and D DeVoe. An electrohydrodynamic polarization micropump for electronic cooling. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 10(1) :98–106, 2001.
- [30] Govindraj Bindiganavale, Seung Mun You, and Hyejin Moon. Study of hotspot cooling using electrowetting on dielectric digital microfluidic system. In *Micro Electro Mechanical Systems (MEMS), 2014 IEEE 27th International Conference on*, pages 1039–1042. IEEE, 2014.
- [31] MG Pollack, AD Shenderov, and RB Fair. Electrowetting-based actuation of droplets for integrated microfluidics. *Lab on a Chip*, 2(2) :96–101, 2002.
- [32] Peter Woias. Micropumps - past, progress and future prospects. *Sensors and Actuators B : Chemical*, 105(1) :28–38, 2005.
- [33] Nam-Trung Nguyen, Xiaoyang Huang, and Toh Kok Chuan. Mems-micropumps : a review. *Journal of fluids Engineering*, 124(2) :384–392, 2002.
- [34] Ok Chan Jeong and Sang Sik Yang. Fabrication and test of a thermopneumatic micropump with a corrugated p+ diaphragm. *Sensors and Actuators A : Physical*, 83(1) : 249–255, 2000.
- [35] W.Y. Sim, H.J. Yoon, O.C. Jeong, and S.S. Yang. A phase-change type micropump with aluminum flap valves. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 13 :286–294, January 2003. School of Electronics Engineering, Ajou University.
- [36] Quanbo Zou, Uppili Sridhar, and Rongming Lin. A study on micromachined bimetallic actuation. *Sensors and Actuators A : Physical*, 78(2) :212–219, 1999.
- [37] William L Benard, Harold Kahn, Arthur H Heuer, and Michael A Huff. Thin-film shape-memory alloy actuated micropumps. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 7(2) : 245–251, 1998.
- [38] Shuxiang Guo and Kinji Asaka. Polymer-based new type of micropump for bio-medical application. In *Robotics and Automation, 2003. Proceedings. ICRA'03. IEEE International Conference on*, volume 2, pages 1830–1835. IEEE, 2003.
- [39] Sofiane Soulimane. *Conception et modélisation d'un micro-actionneur à base d'élastomère diélectrique*. PhD thesis, Université Paul Sabatier-Toulouse III, 2010.

BIBLIOGRAPHIE

- [40] Samuel Rosset and Herbert R Shea. Flexible and stretchable electrodes for dielectric elastomer actuators. *Applied Physics A*, 110(2) :281–307, 2013.
- [41] Yoseph Bar-Cohen. Electroactive polymers as artificial muscles-reality and challenges. 2001.
- [42] R. Zengerle, J. Ulrich, S. Kluge, M. Richter, and A. Richter. A bidirectional silicon micropump. *Sensors and Actuators A : Physical*, 50 :81–86, September 1995. Hahn-Schickard-Gesellschaft, Institut für Mikro und Informationstechnik.
- [43] Mir Majid Teymoori and Ebrahim Abbaspour-Sani. Design and simulation of a novel electrostatic peristaltic micromachined pump for drug delivery applications. *Sensors and Actuators A : Physical*, 117(2) :222–229, 2005.
- [44] Insoo Lee, Pyohwan Hong, Chanseob Cho, Byeungleul Lee, Kyunghan Chun, and Bonghwan Kim. Four-electrode micropump with peristaltic motion. *Sensors and Actuators A : Physical*, 245 :19–25, 2016.
- [45] Christophe Yamahata, Frederic Lacharme, and Martin AM Gijs. Glass valveless micropump using electromagnetic actuation. *Microelectronic Engineering*, 78 :132–137, 2005.
- [46] Meng Shen, Christophe Yamahata, and Martin AM Gijs. Miniaturized pmma ball-valve micropump with cylindrical electromagnetic actuator. *Microelectronic Engineering*, 85 (5) :1104–1107, 2008.
- [47] Sebastian Böhm, Wouter Olthuis, and Piet Bergveld. A plastic micropump constructed with conventional techniques and materials. *Sensors and Actuators A : Physical*, 77(3) : 223–228, 1999.
- [48] JE Huber, NA Fleck, and MF Ashby. The selection of mechanical actuators based on performance indices. In *Proceedings of the Royal Society of London A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, volume 453, pages 2185–2205. The Royal Society, 1997.
- [49] Yoseph Bar-Cohen. How are eap compared with other electroactive materials? website, 2000. URL <https://ndaaa.jpl.nasa.gov/nasa-nde/1ommas/eap/actuators-comp.pdf>. <https://ndaaa.jpl.nasa.gov/nasa-nde/1ommas/eap/EAP-web.htm>.
- [50] Mingxiang Ling, Junyi Cao, Minghua Zeng, Jing Lin, and Daniel J Inman. Enhanced mathematical modeling of the displacement amplification ratio for piezoelectric compliant mechanisms. *Smart Materials and Structures*, 25(7) :75022–75032, 2016.
- [51] Jürgen Rödel, Wook Jo, Klaus TP Seifert, Eva-Maria Anton, Torsten Granzow, and Dragan Damjanovic. Perspective on the development of lead-free piezoceramics. *Journal of the American Ceramic Society*, 92(6) :1153–1177, 2009.
- [52] Andrew Mathieson and Dominick DeAngelis. Feasibility of lead-free piezoceramic based power ultrasonic transducers. In *Ultrasonics Symposium (IUS), 2014 IEEE International*, pages 2075–2078. IEEE, 2014.
- [53] Camilo Hernandez, Yves Bernard, and Adel Razek. A global assessment of piezoelectric actuated micro-pumps. *The European Physical Journal Applied Physics*, 51(2) :20101, 2010.

- [54] Ben Husband, Minqiang Bu, Alan GR Evans, and Tracy Melvin. Investigation for the operation of an integrated peristaltic micropump. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 14(9) :S64, 2004.
- [55] Frédéric Giraud, Christophe Giraud-Audine, Michel Amberg, and Betty Lemaire-Semail. Vector control method applied to a traveling wave in a finite beam. *IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control*, 61(1) :147–158, 2014.
- [56] C. Hernandez, Y. Bernard, and A. Razek. Design and manufacturing of a piezoelectric traveling-wave pumping device. *IEEE Transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control*, 60(9), September 2013. Laboratoire de Génie Electrique de Paris.
- [57] HH Kim, DH Park, BH Ryu, and KJ Lim. Design and modeling of piezoelectric pump for microfluid devices. *Ferroelectrics*, 378(1) :92–100, 2009.
- [58] JH Oh, JN Lim, SS Lee, KJ Lim, and HH Kim. A valveless piezoelectric micro-pump using peristaltic motion of two sided disk type vibrator. *Ferroelectrics*, 409(1) :128–138, 2010.
- [59] Jin-Heon Oh, Kee-Joe Lim, Jae-Hun Yoon, Sung-Hoon Cho, and Hyun-Hoo Kim. Fabrication and characteristics of ring type valveless piezoelectric micro-pump using peristaltic motion. *Integrated Ferroelectrics*, 114(1) :49–58, 2010.
- [60] Yoseph Bar-Cohen, Benjamin Joffe, and Shyh-Shiuh Lih. Traveling wave pump employing electroactive actuators, October 5 1999. URL <https://www.google.com/patents/US5961298>.
- [61] Shun-ichi Miyazaki, Takashi Kawai, and Muneki Araragi. A piezo-electric pump driven by a flexural progressive wave. In *Micro Electro Mechanical Systems, 1991, MEMS'91, Proceedings. An Investigation of Micro Structures, Sensors, Actuators, Machines and Robots. IEEE*, pages 283–288. IEEE, 1991.
- [62] Philippe Luginbuhl, Scott D Collins, G-A Racine, M-A Gretillat, Nicolaas F De Rooij, Keith G Brooks, and Nava Setter. Microfabricated lamb wave device based on pzt sol-gel thin film for mechanical transport of solid particles and liquids. *Journal of Microelectromechanical systems*, 6(4) :337–346, 1997.
- [63] K Nakahara, M Yamamoto, Y Okayama, K Yoshimura, K Fukagata, and N Miki. A peristaltic micropump using traveling waves on a polymer membrane. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 23(8) :085024, 2013.
- [64] bartels mikrotechnik. Bartels micropumps. Website. URL <http://www.bartels-mikrotechnik.de/index.php/en/products/micropumps>.
- [65] Takasago-fluidics. Large flow piezoelectric diaphragm micro pumps. Website. URL http://www.takasago-fluidics.com/p/pump/s/transfer/SDMP_LargeFlow/.
- [66] Jan G Smits. Piezoelectric micropump with three valves working peristaltically. *Sensors and Actuators A : Physical*, 21(1-3) :203–206, 1990.
- [67] Thanh Tung Nguyen and Nam Seo Goo. Development of a peristaltic micropump for biomedical applications based on mini lipca. *Journal of Bionic Engineering*, 5(2) :135–141, 2008.
- [68] W Zhang, C Wang, Z Yue, CN Zhan, WD Geng, and GH Liu. Travelling-wave piezoelectric micropump with low resistance microchannel. *Electronics letters*, 47(19) :1065–1066, 2011.

BIBLIOGRAPHIE

- [69] Yao-Joe Yang and Hsin-Hung Liao. Development and characterization of thermopneumatic peristaltic micropumps. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 19(2) : 025003, 2009.
- [70] Meng Shen, L Dovat, and Martin AM Gijs. Magnetic active-valve micropump actuated by a rotating magnetic assembly. *Sensors and Actuators B : Chemical*, 154(1) :52–58, 2011.
- [71] Weixiang Ye, Wei Zhang, Cheng Wang, Wenbin Li, Zhao Yue, and Guohua Liu. Travelling wave magnetic valveless micropump driven by rotating integrated magnetic arrays. *Micro & Nano Letters*, 9(4) :232–234, 2014.
- [72] Aquatech. Ring pump et micro ring pump. Website. URL <http://www.ringpump-aquatech.co.jp/english/commodity/index.html>.
- [73] Corey Koch, Vincent Remcho, and James Ingle. Pdms and tubing-based peristaltic micropumps with direct actuation. *Sensors and Actuators B : Chemical*, 135(2) :664–670, 2009.
- [74] Eui-Gyu Kim, Jae-geun Oh, and Bumkyoo Choi. A study on the development of a continuous peristaltic micropump using magnetic fluids. *Sensors and Actuators A : Physical*, 128(1) :43–51, 2006.
- [75] Shi-Min Lee, Yean-Der Kuan, and Min-Feng Sung. Design and fabrication of a magnetic fluid micropump for applications in direct methanol fuel cells. *Journal of Power Sources*, 196(18) :7609–7615, 2011.
- [76] Min Du, ZengShuai Ma, XiongYing Ye, and ZhaoYing Zhou. On-chip fast mixing by a rotary peristaltic micropump with a single structural layer. *Science China Technological Sciences*, 56(4) :1047–1054, 2013.
- [77] AT Al-Halhouli, MI Kilani, and S Büttgenbach. Development of a novel electromagnetic pump for biomedical applications. *Sensors and Actuators A : Physical*, 162(2) :172–176, 2010.
- [78] AT Al Halhouli, MI Kilani, A Waldschik, A Phataralaoha, and S Büttgenbach. Development and testing of a synchronous micropump based on electroplated coils and microfabricated polymer magnets. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 22(6) :065027, 2012.
- [79] Andreas Waldschik and Stephanus Büttgenbach. Fabrication of internally driven micro centrifugal force pumps based on synchronous micro motors. *Microsystem technologies*, 16(7) :1105–1110, 2010.
- [80] J. Ogawa, I. Kanno, H. Kotera, K. Wasa, and T. Suzuki. Development of liquid pumping devices using vibrating microchannel walls. *Sensors and Actuators A : Physical*, 152 : 211–218, April 2009. Department of Micro Engineering, Kyoto University.
- [81] Christophe Frankiewicz. *Etude analytique, numérique et expérimentale d'écoulements générés par parois mobiles en microfluidique - Application aux micropompes*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lille, 2012.
- [82] Hyun-Hoo Kim, Jin-Heon Oh, Jong-Nam Lim, Kee-Joe Lim, and Dae-Hee Park. Design of valveless type piezoelectric pump for micro-fluid devices. *Procedia Chemistry*, 1(1) : 353–356, 2009.

-
- [83] Song-Bin Huang, Min-Hsien Wu, Zhanfeng Cui, Zheng Cui, and Gwo-Bin Lee. A membrane-based serpentine-shape pneumatic micropump with pumping performance modulated by fluidic resistance. *Journal of micromechanics and microengineering*, 18(4) :045008, 2008.
- [84] Anders Olsson, Göran Stemme, and Erik Stemme. A numerical design study of the valveless diffuser pump using a lumped-mass model. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 9(1) :34, 1999.
- [85] Arvind Chandrasekaran and Muthukumaran Packirisamy. Experimental investigation of cavitation behavior in valveless micropumps. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 22(12) :125019, 2012.
- [86] Julien Michel Fontaine, François Pigache, Marc Miscevic, Jean-François Rouchon, and Frédéric Topin. Studying impacts of travelling wave shape on pumping for active cooling. *Electronics, Control, Measurement, Signals and their Application to Mechatronics (ECMSM), 2017 IEEE International Workshop of*, pages 1–6, 2017. doi: DOI:10.1109/ECMSM.2017.7945863. URL <http://ieeexplore.ieee.org/document/7945863/>.
- [87] Julien Fontaine, Charles Gonzales, Prashant Kumar, François Pigache, Pascal Lavieille, Frédéric Topin, and Marc Miscevic. Liquid cooling of a microprocessor : experimentation and simulation of a sub-millimeter channel heat exchanger. *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2017)*, pages 739–745, 2017. URL <http://hdl.handle.net/2263/62330>.
- [88] Prashant Kumar, Julien Fontaine, Charles Gonzales, François Pigache, Pascal Lavieille, Frédéric Topin, and Marc Miscevic. Heat transfer intensification and flow rate control in dynamic micro-heat exchanger. *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2017)*, pages 746–754, 2017. URL <http://hdl.handle.net/2263/62331>.
- [89] Prashant Kumar, Kevin Schmidmayer, Julien Fontaine, Frédéric Topin, Marc Miscevic, François Pigache, and Pascal Lavieille. Méthodes actives d’intensification des transferts : Facteur de mérite et influence des propriétés thermo-physiques. In *Société Française de Thermique*, number 197, 2017. URL <http://www.sft.asso.fr/Local/sft/files/272/197.pdf>.
- [90] Julien Fontaine, Charles Gonzales, Prashant Kumar, François Pigache, Pascal Lavieille, Frédéric Topin, and Marc Miscevic. Liquid cooling of a microprocessor experimentation and simulation of a sub-millimeter channel heat exchanger. *Journal of Heat Transfer Engineering*, 2018. Conditionally accepted.
- [91] Larry H Royster. The flextensional concept : A new approach to the design of underwater acoustic transducers. *Applied Acoustics*, 3(2) :117–126, 1970.
- [92] Rémy Lefevre. *Conception et réalisation d’une micropompe intelligente : applications dans le domaine biomédical*. PhD thesis, Université Grenoble Alpes, 2013.
- [93] Arnaud Salette. *Développement de capteurs intégrés pour micropompes MEMS : applications biomédicales*. PhD thesis, Université Grenoble Alpes, 2012.
- [94] Frank Claeysen, R Le Letty, F Barillot, and O Sosnicki. Amplified piezoelectric actuators : Static & dynamic applications. *Ferroelectrics*, 351(1) :3–14, 2007.

BIBLIOGRAPHIE

- [95] Matthew W Hooker. Properties of pzt-based piezoelectric ceramics between-150 and 250 c. Technical Report NASA Report CR-1998-20878, Langley Research Center, Hampton, 1998.
- [96] Frank Claeysen, Christian Belly, Ronan Le Letty, and Mathieu Bagot. Dynamic strain limits of amplified piezo actuators. In *Proc Actuator*, page A3, 2010.
- [97] CedratTechnologies. Amplified piezoelectric actuators (apa). Website. URL <http://www.cedrat-technologies.com/en/products/actuators/apa.html>.
- [98] Dynamic structures DSM. Flextensional piezo actuators (fpa). Website. URL <http://www.dynamic-structures.com/actuators>.
- [99] Jinghang Liu, William J O'Connor, Eamonn Ahearne, and Gerald Byrne. Electromechanical modelling for piezoelectric flextensional actuators. *Smart Materials and Structures*, 23(2) :025005, 2013.
- [100] László Juhász, Jürgen Maas, and Branislav Borovac. Parameter identification and hysteresis compensation of embedded piezoelectric stack actuators. *Mechatronics*, 21(1) : 329-338, 2011.
- [101] Guo-Ying Gu and Li-Min Zhu. Comparative experiments regarding approaches to feed-forward hysteresis compensation for piezoceramic actuators. *Smart Materials and Structures*, 23(9) :095029, 2014.
- [102] Mei-Ju Yang, Chun-Xia Li, Guo-Ying Gu, and Li-Min Zhu. Modeling and compensating the dynamic hysteresis of piezoelectric actuators via a modified rate-dependent prandtl-ishlinskii model. *Smart Materials and Structures*, 24(12) :125006, 2015.
- [103] Yanfang Liu, Jinjun Shan, and Ulrich Gabbert. Feedback/feedforward control of hysteresis-compensated piezoelectric actuators for high-speed scanning applications. *Smart Materials and Structures*, 24(1) :015012, 2014.
- [104] Adam Spreccace. Beam load equations. Website. URL <http://www.spreccace.com/node/43>.
- [105] Jérôme Hoepffner and Koji Fukagata. Pumping or drag reduction? *Journal of Fluid Mechanics*, 635 :171-187, 2009.
- [106] Prashant Kumar, Frédéric Topin, and Lounes Tadriss. Enhancement of heat transfer over spatial stationary and moving sinusoidal wavy wall : A numerical analysis. *Defect and Diffusion Forum*, 326-328 :341-347, apr 2012. doi: [dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/ddf.326-328.341](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ddf.326-328.341).
- [107] Prashant Kumar, Kevin Schmidmayer, Frédéric Topin, and Marc Miscevic. Heat transfer enhancement by dynamic corrugated heat exchanger wall : Numerical study. *Journal of Physics : Conference Series*, 745 :032061, sep 2016. doi: [10.1088/1742-6596/745/3/032061](https://doi.org/10.1088/1742-6596/745/3/032061).
- [108] Kevin Schmidmayer, Prashant Kumar, Pascal Lavieille, Marc Miscevic, and Frédéric Topin. Thermo-hydraulic characterization of a self-pumping corrugated wall heat exchanger. *Energy*, 128 :713-728, jun 2017. doi: [10.1016/j.energy.2017.04.048](https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.048).
- [109] GP Greyvenstein and DP Laurie. A segregated cfd approach to pipe network analysis. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 37(21) :3685-3705, 1994.

-
- [110] Robert Brett Williams. *Nonlinear mechanical and actuation characterization of piezoceramic fiber composites*. PhD thesis, Virginia Tech, 2004.
- [111] Onur Bilgen. *Aerodynamic and electromechanical design, modeling and implementation of piezocomposite airfoils*. PhD thesis, University Libraries, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2010.
- [112] William Wilkie, Robert Bryant, Richard Hellbaum, James High, Antony Jalink, Bruce Little, Robert Fox, and Paul Mirick. Actionneur piezo-electrique, composite, a base de macrofibres et procede de fabrication associe, October 29 1999. URL <https://patents.google.com/patent/EP1230689B1/fr>.
- [113] Macro fiber composite (mfc). Website. URL <https://www.smart-material.com/MFC-product-main.html>.
- [114] W Wilkie. Nasa mfc piezocomposites : A development history. In *ISMA : Int. Symp. on Macro Fiber Composite Applications*, 2005. URL <https://www.smart-material.com/media/Presentations/K-Wilkie-ISMA-2005.pdf>.
- [115] *AMD2012-CE3 Variable Controlled HV Power Supply for battery operation*, 2012. URL <https://www.smart-material.com/PiezoElectronics-product-main.html>.
- [116] Rüdiger G Ballas. *Piezoelectric multilayer beam bending actuators : Static and dynamic behavior and aspects of sensor integration*. Springer Science & Business Media, 2007.
- [117] André Preumont. *Vibration control of active structures : an introduction*, volume 179. Springer Science & Business Media, third edition, 2011.
- [118] R. Hill. A self-consistent mechanics of composite materials. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 13(4) :213–222, 1965.
- [119] DP Skinner, RE Newnham, and LE Cross. Flexible composite transducers. *Materials Research Bulletin*, 13(6) :599–607, 1978.
- [120] Ya-Xi Li, Shun-Qi Zhang, Rüdiger Schmidt, and Xian-Sheng Qin. Homogenization for macro-fiber composites using reissner–mindlin plate theory. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 27(18) :2477–2488, 2016.
- [121] M Salim Azzouz, Chuh Mei, Jeffrey S Bevan, and Jeng Jong Ro. Finite element modeling of mfc/afc actuators and performance of mfc. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 12(9) :601–612, 2001.
- [122] Aaron A Bent and Nesbitt W Hagood. Piezoelectric fiber composites with interdigitated electrodes. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 8(11) :903–919, 1997.
- [123] Alper Erturk, Onur Bilgen, Matthieu Fontenille, and Daniel J Inman. Piezoelectric energy harvesting from macro-fiber composites with an application to morphing-wing aircrafts. In *Proceedings of the 19th International Conference on Adaptive Structures and Technologies, Ascona, Switzerland, Oct*, pages 6–9, 2008.
- [124] Ping Tan and Liyong Tong. Micro-electromechanics models for piezoelectric-fiber-reinforced composite materials. *Composites science and technology*, 61(5) :759–769, 2001.
- [125] Arnaud Deraemaeker, Houssein Nasser, Ayeche Benjeddou, and André Preumont. Mixing rules for the piezoelectric properties of macro fiber composites. *Journal of intelligent material systems and structures*, 20(12) :1475–1482, 2009.

BIBLIOGRAPHIE

- [126] Nicolas Moës. Mécanique des milieux continus. Lecture, September 2011. URL <https://cel.archives-ouvertes.fr/cel-00612360>.
- [127] JG Brainerd, AG Jensen, LG Cumming, RR Batcher, SG Begun, HS Black, GM Grown, CR Burrows, H Busignies, WG Cady, et al. Standards on piezoelectric crystals. *Proc. IRE*, 37 :1378–1395, 1949.
- [128] Patrice Cartraud. Mécanique des Structures. Etude des Poutres. Lecture, 1 2011. URL <https://cel.archives-ouvertes.fr/cel-00451733>.
- [129] Christopher Rhys Bowen, Peter F Giddings, Aki IT Salo, and Hyunsun Alicia Kim. Modeling and characterization of piezoelectrically actuated bistable composites. *IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics, and frequency control*, 58(9) :1737–1750, 2011.
- [130] Mary I Frecker. Recent advances in optimization of smart structures and actuators. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 14(4-5) :207–216, 2003.