

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ SAVOIE MONT BLANC

Spécialité : **Sciences pour l'Ingénieur**

Arrêtée ministériel : 25 mai 2016

Présentée par

Avetissian Tigran

Thèse dirigée par **Formosa Fabien**
et codirigée par **Badel Adrien**

préparée au sein du **Laboratoire SYMME : SYstèmes et Matériaux pour
la MÉcatronique**
dans l'**École Doctorale SIE : Sciences, Ingénierie et Environnement**

"Titre"

"Sous-titre"

Thèse soutenue publiquement le **"Date de soutenance"**,
devant le jury composé de :

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Examineur

Mme. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Rapporteur

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Rapporteur

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Directeur de thèse

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Co-Directeur de thèse

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Co-Encadrant de thèse

M. "Nom, Prénom"

"titre et affiliation", Invité



...

Remerciements

MERCI

Table des matières

Remerciements	i
Table des matières	iii
Introduction générale	vi
I Conception et fabrication du convertisseur électromécanique : OB + GPA	2
I.1 Architecture générale	3
I.1.1 Stratégie de conception de l'OB	3
I.1.2 Architecture de l'OB monobloc	3
I.2 Dimensionnement et conception des lames verticales de	4
I.2.1 Dimensionnement analytique des lames verticales	4
I.2.2 Conception des lames verticales	5
I.3 Dimensionnement des lames horizontales de l'OB	6
I.3.1 Approche numérique	6
I.3.2 Modèle analytique approché	10
I.4 Caractérisations expérimentales du convertisseur électromécanique	13
I.4.1 Présentation du banc de caractérisation	13
I.4.2 Corrélation modèle - essais et recalage	14
I.4.3 Conclusion	16
II Conception et fabrication des valves hydrauliques : tubes flexibles flambés	17
II.1 Cahier des charges	18
II.1.1 Modèle d'approximation du tube flambé	18
II.1.2 Diamètre hydraulique de fermeture	18
II.2 Conception	18
II.2.1 Comportement mécanique post-flambement des tubes flexibles	18
II.2.2 Intégration à l'oscillateur bistable	18
II.2.3 Validation numérique des tubes valve conçus	18
II.3 Caractérisations expérimentales	18
II.4 Implémentation dans le modèle système global	18
II.5 Corrélation modèle - essais et recalage	18
III Caractérisation expérimentale du prototype de récupération d'énergie intra-auriculaire complet	19
III.1 Modèle système global	20
III.2 Banc de test	20
III.3 Résultats	20

III.3.1	Actionnement unilatéral du bistable – 1 fermeture de mâchoire	20
III.3.2	Actionnement bilatéral du bistable – 2 fermetures de mâchoire consécutives	20
III.4	Corrélation modèle - essais et recalage	20
IV	Conclusion et perspectives	21
IV.1	Analyse critique du système	21
IV.2	Applications potentielles	21
IV.3	Conclusion	21
Bibliographie		I
Table des figures		III
Liste des tableaux		V
A	Mise en plan de l'oscillateur bostable monobloc	VII
A.1	Introduction	X
A.2	Conclusion	X

Introduction générale

*I*ntroduction générale [1] [2]

Conception et fabrication du convertisseur électromécanique : OB + GPA

Sommaire

I.1	Architecture générale	3
I.1.1	Stratégie de conception de l'OB	3
I.1.2	Architecture de l'OB monobloc	3
I.2	Dimensionnement et conception des lames verticales de	4
I.2.1	Dimensionnement analytique des lames verticales	4
I.2.2	Conception des lames verticales	5
I.3	Dimensionnement des lames horizontales de l'OB	6
I.3.1	Approche numérique	6
I.3.1.a	Présentation du modèle	6
I.3.1.b	Résultats des simulations EF	7
I.3.2	Modèle analytique approché	10
I.3.2.a	Établissement du modèle analytique	10
I.3.2.b	Validation du modèle analytique par l'approche numérique	12
I.4	Caractérisations expérimentales du convertisseur électromécanique	13
I.4.1	Présentation du banc de caractérisation	13
I.4.2	Corrélation modèle - essais et recalage	14
I.4.2.a	Acquisition et traitement des données : UTILE ?	14
I.4.2.b	Résultats expérimentaux	14
I.4.3	Conclusion	16

I.1 Architecture générale

I.1.1 Stratégie de conception de l'OB

L'objectif de ce travail de thèse est de prouver le concept d'un récupérateur d'énergie intra auriculaire correspondant à l'architecture présentée dans le chapitre précédent. Il aurait été possible, au travers de similitudes analytiques, de dimensionner un prototype à une échelle supérieure à celle de l'application visée, afin d'en simplifier la caractérisation expérimentale. Cependant, le ratio de difficultés posées par l'échelle de l'application et les bénéfices apportés par un prototype à grande échelle n'est pas viable. Le cœur du dispositif de récupération d'énergie est constitué de l'OB intégrant le GPA. Il a donc été décidé de concevoir ces composants dans une logique de respect des critères d'encombrement, tout en pensant à intégrer les éléments environnants qui eux ne seront pas à l'échelle, pour la facilité de l'investigation expérimentale afin de déposer une preuve de concept.

Afin de limiter les pertes mécaniques dans les articulations rotatives de l'OB, nous avons pensé à l'intégration de pivots souples dans la structure. Une manière de le réaliser est d'usiner l'OB directement dans un bloc monolithique pour se défaire des contraintes et problèmes éventuels d'un assemblage. Il sera donc conçu afin d'être fabriqué à partir d'un bloc monolithique d'acier APX4 par électro-érosion. Cette méthode de fabrication nous permet d'avoir un contrôle précis sur les dimensions et par extension sur les propriétés mécaniques que nous attendons de l'oscillateur.

I.1.2 Architecture de l'OB monobloc

Sur la figure I.1 nous allons retrouver la vue de face, ainsi que la vue isométrique des l'OB intégrant le GPA. On y aperçoit aussi le mécanisme de réglage de la hauteur de flambement x_0 consistant en la mise en série d'un roulement et d'une vis micrométrique couplés par deux adaptateurs de diamètre qu'on retrouve en bleu sur la figure.

La forme générale de l'OB présente des formes non conventionnelles qui ont chacun leur rôle à

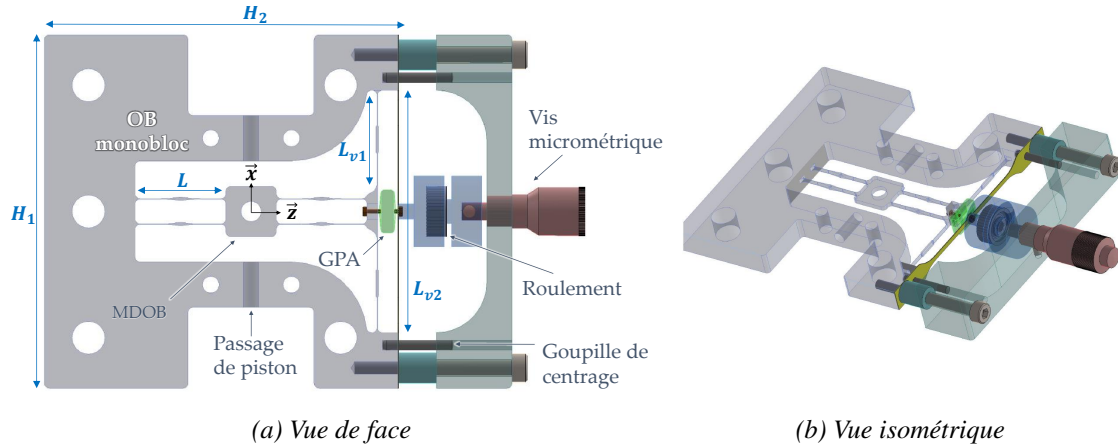


Figure I.1 – Architecture générale de l'OB intégrant le GPA et le réglage de flambement

jouer. Le cadre extérieur est épais de 6 afin d'être suffisamment rigide pour accueillir les composants environnants dont l'encombrement n'aura pas été optimisé. La partie oscillante est épaisse de 1.2mm et ce paramètre sera dicté par la rigidité des 4 lames horizontales en flexion. Leur dimensionnement sera explicité dans la section qui suit. La MDOB possède un perçage central pour accueillir des pièces supplémentaires, de façon à nous laisser le contrôle sur le paramètre de masse. Deux perçages verticaux sont prévus dans l'alignement centrale de la MDOB afin d'accueillir les tiges des pistons hydrauliques. Enfin, les deux lames verticales pourront empêcher la

rotation indésirable autour de l'axe \vec{z} .

L'envergure du bloc est de $H_1 \times H_2 = 70 \times 70 \text{ mm}$ et la longueur entre deux pivots adjacents sans flambement vaut $L = 16 \text{ mm}$. Une mise en plan complète de l'OB monobloc est présentée dans l'annexe A.

Afin de faire fabriquer un OB conformément aux caractéristiques mécaniques que nous attendons, il est nécessaire de dimensionner les éléments subissant les contraintes et déformations dans l'architecture monobloc présentée précédemment. Nous allons dans la suite de ce chapitre dimensionner les paramètres géométriques des lames verticales et celles des lames horizontales. Le tableau I.1 référence la valeur des paramètres dimensionnés.

Définition du paramètre	Symbole	Valeur [Unité]
Module d'Young de l'acier APX4	E	211 [GPa]
Résistance élastique de l'acier APX4	Re_{APX4}	955 [MPa]
Dimensions des lames horizontales	$L \times l \times e$	16x0.07x1.2 [mm]
Dimensions d'une lame verticale sur l'OB monobloc	$L_{v1} \times l_{v1} \times e$	17.5x0.07x1.2mm [mm]
Dimensions de la lame verticale ajoutée au montage	$L_{v2} \times l_{v2} \times e$	48x0.1x1.2mm [mm]
Rigidité en flexion d'un pivot souple de l'OB monobloc	K_{v1}	0.006 [N/m]
Rigidité en flexion des lames verticales de l'OB monobloc	K_{v1}	190 [N/m]
Rigidité en flexion de la lame verticale montée	K_{v2}	146 [N/m]
Rigidité en série avec le GPA	$K_{v,eq}$	83 [N/m]

Tableau I.1 – Définition et valeur des paramètres géométriques et matériau de l'OB monobloc

I.2 Dimensionnement et conception des lames verticales de

I.2.1 Dimensionnement analytique des lames verticales

Nous voulons nous assurer que les efforts de traction/compression suivant l'axe \vec{z} sont majoritairement repris par le GPA. La rigidité K_v des lames verticales en flexion peut être modélisée en série avec la rigidité K du GPA comme schématisé sur la figure I.2. En ce sens, nous devons dimensionner les lames verticales afin que K_{v1} et K_{v2} soient négligeables devant K . Sur l'architecture actuelle, la déformation des lames verticales s'apparente au cas standard d'une poutre encastrée-encastrée subissant un effort normal en son centre. La figure I.3 schématise une poutre verticale subissant un effort normal F_B en son centre. Cet effort est celui généré lors du mouvement de la MDOB. La rigidité d'une poutre verticale dans cette configuration peut alors être définie comme suit :

$$K_v = \frac{F_b}{z_B} \quad (\text{I.1})$$

Où z_B est la flèche de la poutre en B. Celle-ci peut aussi être exprimée pour ce cas de sollicitation, en fonction des paramètres géométriques et matériau de la poutre :

$$z_B = \frac{F_B L_v^3}{48 E I_v} \quad (\text{I.2})$$

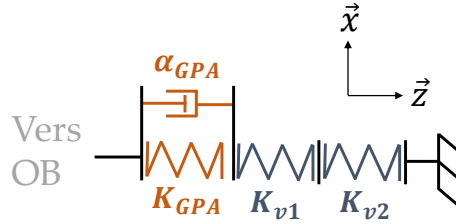


Figure I.2 – Modélisation statique du GPA avec une lame verticale

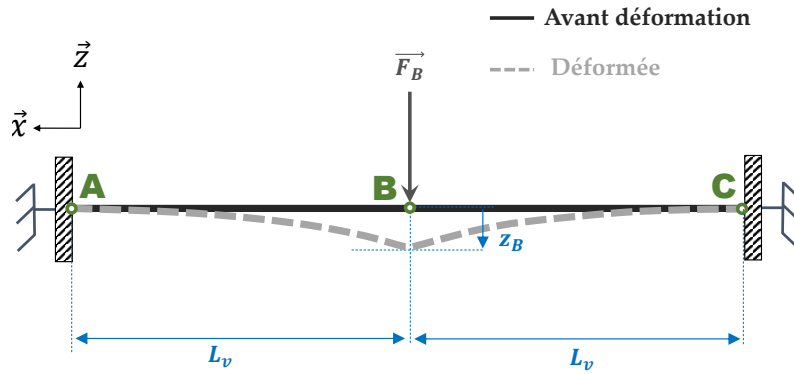


Figure I.3 – Schéma de la poutre verticale sous sollicitations

La rigidité d'une poutre peut alors être exprimée en fonction des paramètres géométriques et matériau de la poutre de la façon suivante, en combinant les équations I.1 et I.2 :

$$K_v = \frac{48 E I_v}{L_v^3} \quad (\text{I.3})$$

Où I_v est le moment quadratique de la lame verticale. La longueur $L_v = L_{v1}$ pour la paire de lames verticales usinées avec l'OB monobloc et $L_v = \frac{L_{v2}}{2}$ pour la lame verticale qui est ajoutée au montage. La rigidité équivalente $K_{v,q}$ des lames verticales peut alors s'exprimer comme suite :

$$K_{v,eq} = \frac{K_{v1} K_{v2}}{K_{v1} + K_{v2}} \quad (\text{I.4})$$

On doit alors vérifier la condition suivante pour le bon fonctionnement du système :

$$K \gg K_{v,eq} \quad (\text{I.5})$$

Avec les dimensions définies dans le tableau I.1, et le choix de l'APA50XS du fournisseur Cedrat Technologies, on vérifie alors que :

$$\frac{K_{v,eq}}{K} = \frac{83}{0.256e6} = 3.10^{-4} \quad (\text{I.6})$$

On pourra donc négliger la rigidité en flexion des lames verticales devant celle du GPA.

I.2.2 Conception des lames verticales

Les lames verticales usinées dans le bloc monolithique d'acier APX4 ont chacune une longueur d'environ 17.5mm. La fabrication par électro-érosion permet d'atteindre des dimensions

géométriques avec des tolérances remarquables. Pour autant, la très faible largeur de $70\mu\text{m}$ est compliquée à tenir sur toute la longueur de la lame. On risque en effet de voir apparaître du flambement local due aux contraintes résiduelles de découpe, comme il a été observé dans les travaux de thèse de T. Huguet [3] sur des prototypes issus du même procédé de fabrication.

Nous avons vu dans la sous-section précédente, il y a quatre ordres de grandeur entre la rigidité en flexion des deux lames et celle du GPA. Cela nous donne une marge de manœuvre afin de mieux adapter la géométrie de la lame à la méthode de fabrication. Par conséquent, minimiser l'apparition de défauts de fabrication résiduels, on se propose d'épaissir localement la lame en son centre comme on peut le voir sur la figure I.1. En effet, les contraintes seront naturellement concentrées autour des points d'encastrement et sachant que la flèche en $x = 0$ est de l'ordre de la dizaine de microns, la rigidité en flexion de la lame ne devrait être significativement impactée. Nous vérifierons néanmoins la véracité de cette hypothèse sur le modèle numérique en EF qui sera présenté dans la suite. La seconde lame, plus épaisse et rajoutée au montage, ne sera pas impactée de façon aussi significative lors de la découpe car elle sera usinée directement dans une feuille d'acier de $100\mu\text{m}$.

I.3 Dimensionnement des lames horizontales de l'OB

L'aspect le plus critique à dimensionner est la rigidité des 8 pivots souples de l'OB. Ces pivots sont naturellement créés lorsque la structure flambe sous une contrainte de déplacement imposée par la vis micrométrique qu'on peut voir sur la figure I.1a. Connaissant le niveau d'énergie en sortie du bouchon d'oreille, on veut s'assurer que l'OB présente deux positions stables dont la barrière de franchissement énergétique est inférieure à l'énergie disponible dans l'oreille. Comme nous avons vu dans le chapitre précédent, cette barrière énergétique est liée à la rigidité K_ϕ des pivots qui doit alors être inférieure à $\frac{x_0^2 K}{8}$, si on considère qu'une lame est composée de deux pivots.

Nous allons dans un premier temps extraire de façon numérique la valeur de K_ϕ et nous allons ensuite établir un modèle analytique approximé pour lier K_ϕ aux paramètres géométriques et matériau d'une lame.

I.3.1 Approche numérique

I.3.1.a Présentation du modèle

L'architecture sous contrainte est complexe par le nombre de géométries qui se déforment. Une première approche consiste alors à investiguer le comportement statique de la structure globale au travers d'un modèle éléments finis. La configuration de l'étude, ainsi que les conditions initiales sont représentées sur la figure I.4. L'étude est faite en grandes déformations avec les caractéristiques matériau reportées dans le tableau I.1.

La géométrie a été simplifiée pour faciliter le temps de calcul numérique, tout en gardant les éléments essentiels au fonctionnement. Le cadre extérieur de 6mm d'épaisseur est entre autres représenté par les trois supports fixes qu'on aperçoit sur la figure. Nous ne voulons pas voir apparaître la raideur du GPA dans l'étude, il sera donc remplacé par un bloc rigide nommé support mobile sur la figure. Les efforts extérieurs se résument en trois composantes principales :

- Une contrainte fixe sur les morceaux de support représentant le cadre de 6mm.
- Une contrainte de déplacement Δz sur la surface se situant à l'extrémité droite du support mobile sur le plan (xy) . Δz varie de 0 à $-70\mu\text{m}$ suivant \vec{z} sur 100 incréments linéaires.

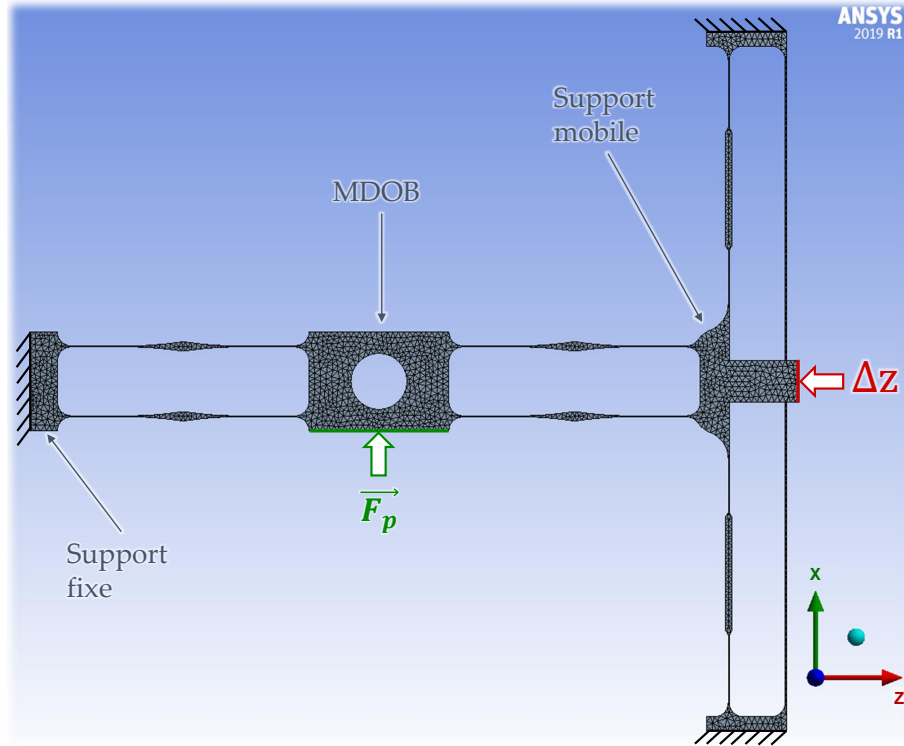


Figure I.4 – Conditions initiales de l'étude EF de l'OB monobloc sur ANSYS

- La symétrie parfaite du système résultant d'une conception sans défauts rend impossible l'apparition du mode de flambement bistable qu'on recherche si on ne fait intervenir que la contrainte de déplacement précédente. Une perturbation externe est donc nécessaire pour forcer le flambement vers l'un ou l'autre des positions stables haute et basse. De ce fait, on impose une contrainte de force \vec{F}_p appliquée sur la surface se situant en base de la MDOB sur le plan (yz) . \vec{F}_p est constant égal à 3mN sur les 3 premiers incréments et vaut ensuite 0 sur les 97 incréments suivants. On s'assure par là que flambement occure du côté haut dès les premiers incréments. Les suivants prenant chacun compte de la position stable de l'incrément précédent, la force \vec{F}_p n'est donc plus nécessaire et la position stable finale n'est par conséquent pas impactée par la perturbation.

On sait que lors des oscillations, la position de la MDOB varie de δx autour de x_0 . Il faut donc s'assurer que les lames se déformeront dans le domaine élastique lors des oscillations. En nous fiant aux simulations du chapitre précédent, on voit que la hauteur maximale d'oscillation de la masse est de $(x_m)_{max} = 0.67mm$ en imposant la position d'équilibre $x_0 = 0.49mm$. Nous allons alors la imposer valeur finale de Δz de façon à avoir une hauteur de flambement supérieure à $(x_m)_{max}$ à l'issue de la simulation EF. De cette façon le prototype restera fonctionnel pour des niveaux d'entrée énergétique au minimum égaux à ce que les données d'oreille humaine, que nous avons utilisé dans nos simulations, peuvent fournir.

I.3.1.b Résultats des simulations EF

Les figures I.5 et I.6 montrent respectivement le déplacement de la structure suivant l'axe \vec{x} et la contrainte équivalente de Von Mises dans la position déformée finale.

On constate que le flambement a bien lieu dans le sens où il a été forcé par la perturbation imposée lors des 3 premiers incréments. Sur la figure I.5 on voit que le déplacement de la masse en position finale est de $x_m = 0.97mm > (x_m)_{max}$, comme souhaité. Connaissant la longueur des lames

horizontales ($L = 16mm$), ainsi que la position de la masse à chaque incrément de déplacement, on peut extraire l'angle φ d'après l'égalité :

$$\varphi = \arctan\left(\frac{x_m}{L}\right) \quad (I.7)$$

$$\varphi \approx \frac{x_m}{L} \text{ car faibles déplacements}$$

La contrainte maximale relevée dans les pivots souples est de $\sigma_{max} = 153MPa$ comme on peut le

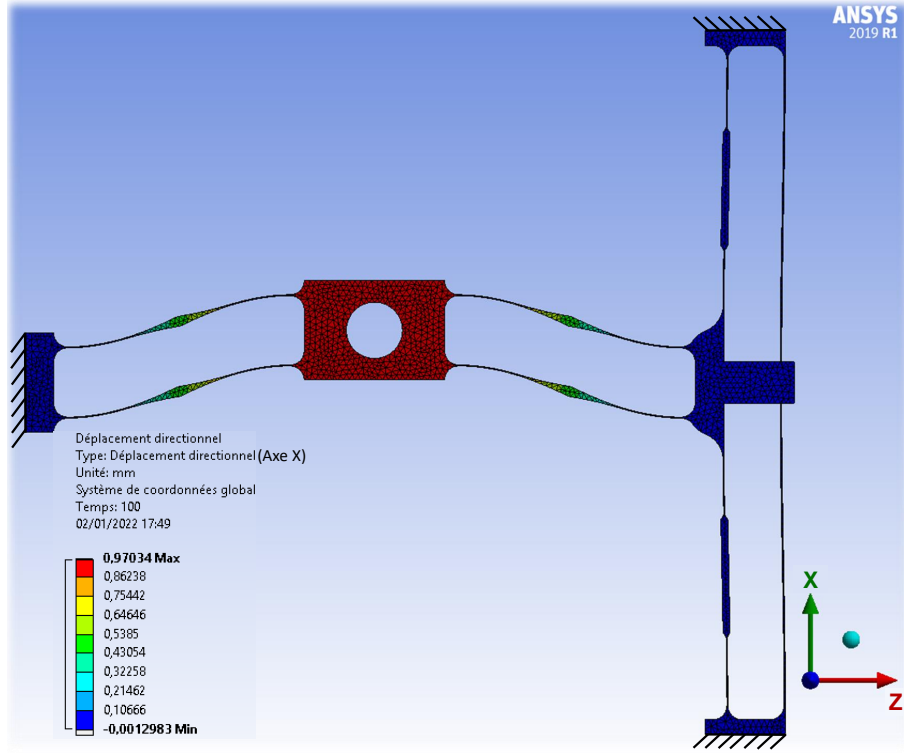


Figure I.5 – Déplacement de la structure monobloc suivant l'axe \vec{x}

voir sur la figure I.6. On s'assure donc que la déformation a bien lieu dans le domaine élastique du matériau car la résistance élastique de l'acier APX4 est de $Re_{APX4} = 950MPa$. On montre par ailleurs, sur la même figure que les contraintes sont majoritairement concentrées aux points de rotation sur les lames horizontales. On valide par là le dimensionnement analytique des lames verticales qui assumait que leur raideur en flexion était négligeable. Aussi, on affirme que l'énergie de déformation contenue dans la structure est majoritairement contenue dans les pivots souples. Sachant qu'on est capable d'extraire cette énergie pour chaque incrément de déplacement, on peut connaître son évolution selon la variation de φ . De plus, en cherchant la dérivée locale de l'évolution de l'évolution énergétique par rapport à l'angle φ , on peut remonter au moment de rappel que les pivots exercent pour ramener la masse vers la position $x = 0$.

$$M_{st} = \frac{dE_{st}}{d\varphi} \quad (I.8)$$

L'évolution de ces deux grandeurs est montré sur la figure I.7. Le comportement linéaire des pivots souple est clairement visible sur l'évolution de M_{st} en fonction de φ . On peut alors extraire la rigidité K_{st} en flexion pour toute la structure déformée avec l'égalité suivante :

$$K_{st} = \frac{M_{st}}{\varphi} \quad (I.9)$$

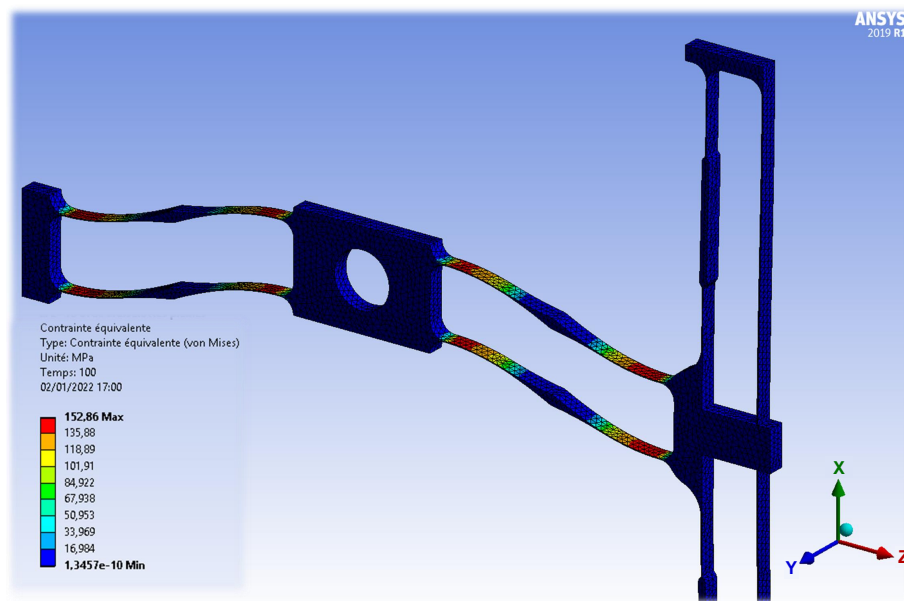


Figure I.6 – Contrainte équivalente de Von Mises dans la structure monobloc

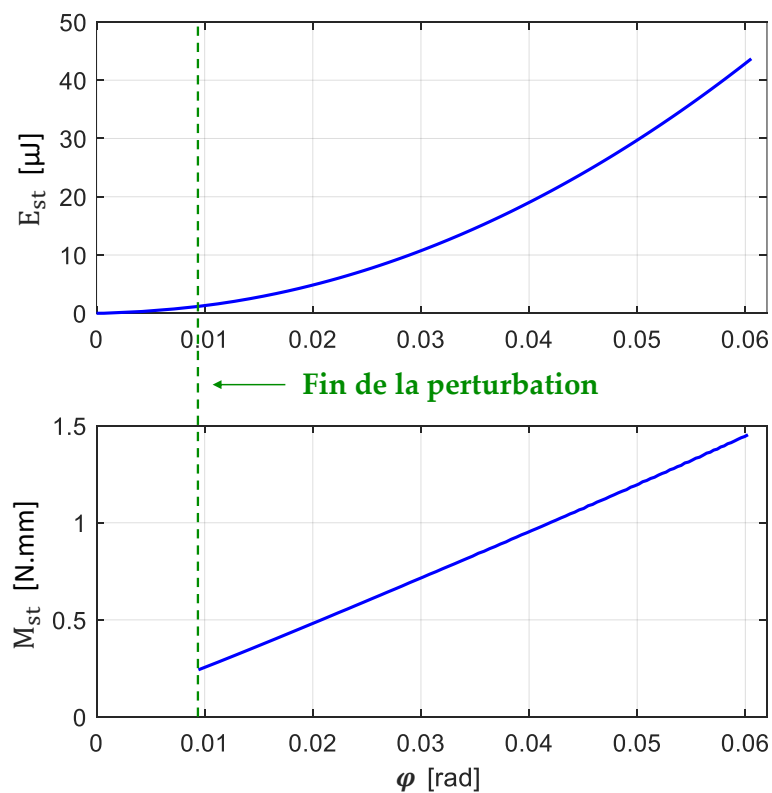


Figure I.7 – Énergie de déformation de la structure et moment de rappel des pivots souples en fonction de l'angle de flexion ϕ

On s'assure bien de calculer le moment de flexion et la rigidité sur les données où la perturbation \vec{F}_p est nulle et on obtient alors $K_{st} = 24\text{Nmm/rad}$ constant suivant φ dans la plage de fonctionnement souhaitée. Dans le modèle établi au chapitre précédent, on considère 4 liaisons pivot que nous pouvons ici assimiler aux 4 lames. Une seule liaison pivot a une rigidité K_φ qui peut alors s'exprimer à partir du résultat précédent de la façon suivante :

$$K_\varphi = \frac{K_{st}}{4} = 6 \text{ Nmm/rad} \quad (\text{I.10})$$

Le chapitre précédent établit le critère de bistabilité de l'oscillateur en fonction de K_φ qui doit alors respecter l'inéquation ???. Avec la hauteur de flambement x_0 et la rigidité K du GPA donnés précédemment, on peut s'assurer que $K_\varphi = 6\text{Nmm}$ respecte bien ce critère en étant inférieur à :

$$\frac{x_0^2 K}{4} = \frac{0.49e - 3^2 \cdot 252e3}{4} = 15\text{Nmm/rad} \quad (\text{I.11})$$

I.3.2 Modèle analytique approché

I.3.2.a Établissement du modèle analytique

Nous avons précédemment simulé l'évolution du comportement statique d'une telle structure, en imposant des incréments de niveau de flambement. Il serait intéressant maintenant d'être capable de trouver la bonne géométrie pour les lames, en connaissant simplement le niveau énergétique injecté dans le bistable par l'oreille. Ce niveau résulte directement des paramètres K, L et x_0 qui ont été définis précédemment. On aimerait alors lier ces trois paramètres à K_φ et aux paramètres géométriques, ainsi que les paramètres matériau de d'une lame. Cette étape simplifierait le temps de dimensionnement des lames pour des niveaux d'entrée énergétiques différents.

Dans un souci de symétrie, le comportement mécanique de chacune des 4 lames est identique.

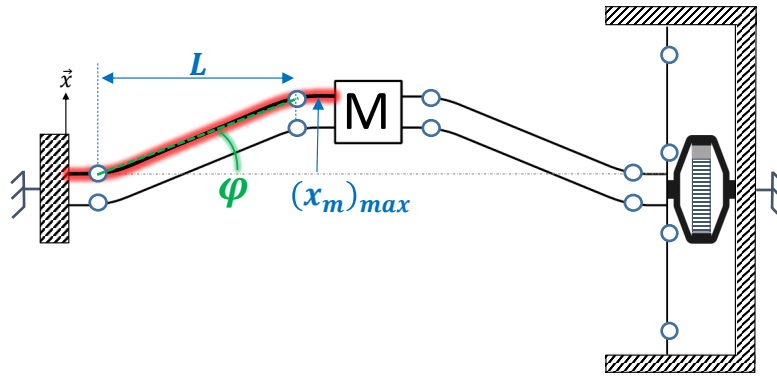


Figure I.8 – L'OB à l'équilibre en x_0

Nous allons donc isoler le comportement d'une seule lame, mise en surbrillance sur la figure I.8 pour établir un modèle analytique. L'épaississement local aura pour rôle de rigidifier les pivots souples car la lame sera plus difficilement déformable sur cette portion. Cela dit il est important d'épaissir la lame localement, afin de minimiser l'impact des déformation résiduelles dues à la fabrication. L'idéal serait d'épaissir la lame de façon à minimiser l'impact sur la rigidité de la lame en flexion. C'est en effet possible si on arrive à épaissir la portion de la lame qui ne subit pas de déformation sous la sollicitation qui lui est demandée. Sur la figure I.9 on peut voir la déformation structurelle des lames horizontales sans épaississement, pour les mêmes conditions initiales et sollicitations externes que le modèle avec épaississements. On s'aperçoit alors que les déformations sont principalement concentrées aux extrémités des lames et sur un large portion au centre la lame subit des déformations 5 à 10 fois plus faibles. Le modèle analytique sera donc sous-dimensionné

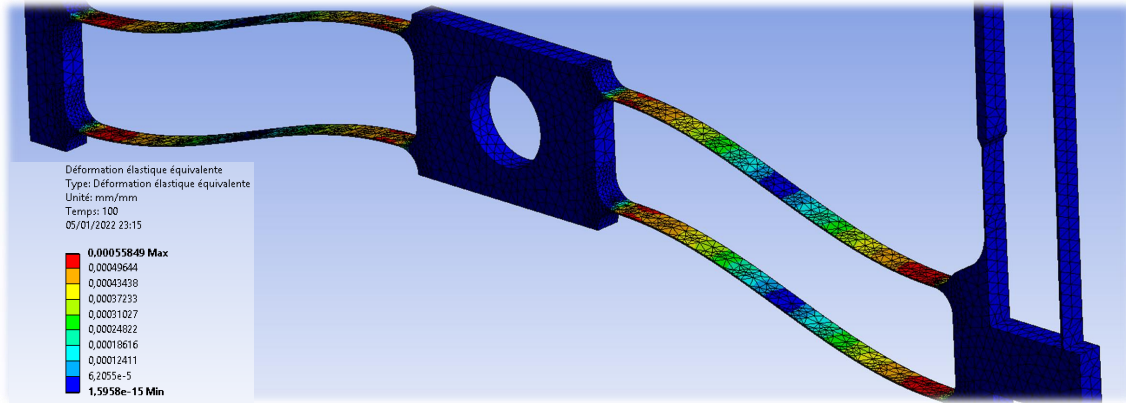


Figure I.9 – Déformation des lames horizontales sans épaissement

par rapport au modèle avec épaissements. Il suffira alors d'appliquer un coefficient de correction qui pourra être vérifié avec la méthode numérique développée précédemment.

Sachant que le comportement des lames est linéaire sur toute la plage de fonctionnement, nous allons nous placer dans le cas extrême de $x_m = (x_m)_{max}$ et isoler une seule lame. Dans cette configuration, la lame peut être décomposée en deux lames symétriques encastrées-libres tel qu'on voit que la figure I.10. Leur longueur vaut alors $L/2$ et leur flèche à l'extrémité libre atteint pour chacune des lames :

$$x_E = \frac{(x_E)_{max}}{2} \quad (I.12)$$

On introduit aussi la force normale F_E qui induit cette flèche à l'équilibre statique, et depuis laquelle découlera la rigidité en flexion d'une demi-lame.

Sur figure I.11 on montre le schéma de modélisation pour la demi-lame gauche. Naturellement le

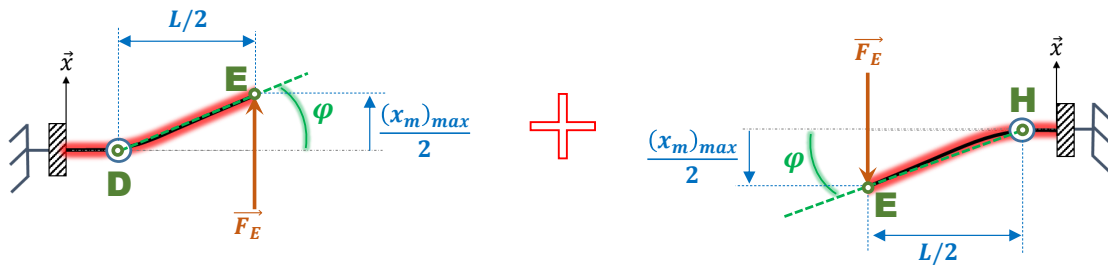


Figure I.10 – Hypothèse du comportement statique d'une lame de l'OB

résultat sera similaire pour la demi lame droite par symétrie. On se positionne dans la théorie de déformation des poutres d'Euler-Bernoulli sans gauchissement pour la suite de l'étude analytique. L'équation de la déformée suivant de la lame suivant z peut alors être exprimée comme suit :

$$x(z) = \frac{F_E}{6 E I_h} z^2 \left(\frac{L}{2} - z \right) \quad (I.13)$$

Où I_h est le moment quadratique d'une lame horizontale. De cette équation on peut alors extraire la flèche maximale qui est à l'extrémité libre en $z = L/2$:

$$x_E = \frac{F_E (L/2)^3}{3 E I_h} \quad (I.14)$$

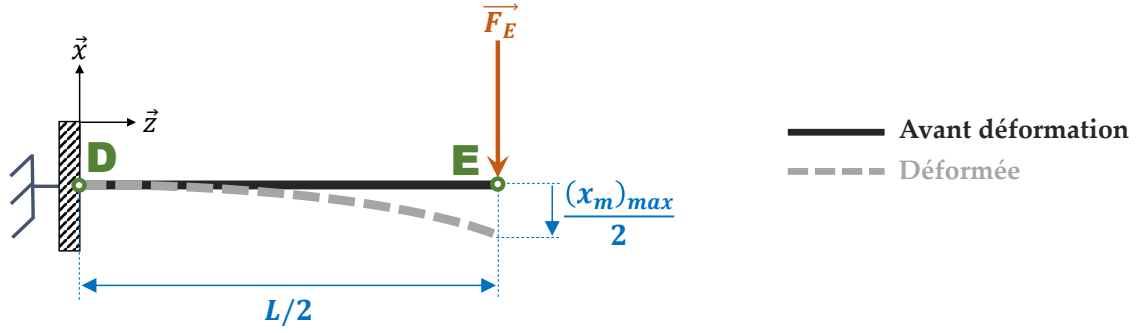


Figure I.11 – Schéma poutre encastrée-libre en flexion simple

De même, on peut exprimer la contrainte normale en flexion σ_f grâce à l'équation :

$$\sigma_f(z) = \frac{-F_E (L/2 - z)}{I_h} \left(\frac{e}{2} \right) \quad (\text{I.15})$$

D'autre part on peut exprimer la rigidité en rotation $K_{\varphi 2}$ d'une demi-lame qui est simplement le rapport du moment généré par l'angle de flexion :

$$K_{\varphi 2} = \frac{F_E (L/2)}{\arctan\left(\frac{(x_m)_{max}}{L}\right)} \quad (\text{I.16})$$

φ étant très faible on peut linéariser l'équation I.16 pour avoir :

$$K_{\varphi 2} = \frac{F_E L^2}{2 (x_m)_{max}} \quad (\text{I.17})$$

En combinant alors les équations I.12, ?? et I.17 on peut exprimer la rigidité en rotation d'une demi-lame en fonction de ses paramètres géométriques et matériau comme suit :

$$K_{\varphi 2} = \frac{6 E I_h}{L} \quad (\text{I.18})$$

Un lame complète est donc deux fois plus rigide, et donc :

$$K_{\varphi} = \frac{12 E I_h}{L} \quad (\text{I.19})$$

I.3.2.b Validation du modèle analytique par l'approche numérique

On veut valider le modèle analytique établi précédemment par un modèle numérique ANSYS en cherchant à superposer la déformée et la contrainte normale en flexion pour les deux modèles. Le modèle numérique en EF est par conséquent le même que celui qui a été présenté sur la figure I.9. On peut alors retrouver sur la figure I.12 la mise en parallèle des résultats des deux modèles, analytique et numérique. On aperçoit que la déformée est presque identique entre les deux modèles. La tendance et l'ordre de grandeur pour la contrainte normale en flexion dans la fibre supérieure est également similaire entre les deux modèles. On relève notamment que la différence devient plus notable aux points d'ancrages de la lame. Cette différence peut être expliquée par la présence de congés sur le modèle numérique, à l'inverse du modèle analytique.

Nous avons dans cette section développé un modèle analytique du comportement mécanique d'un OB suivant l'architecture présentée.

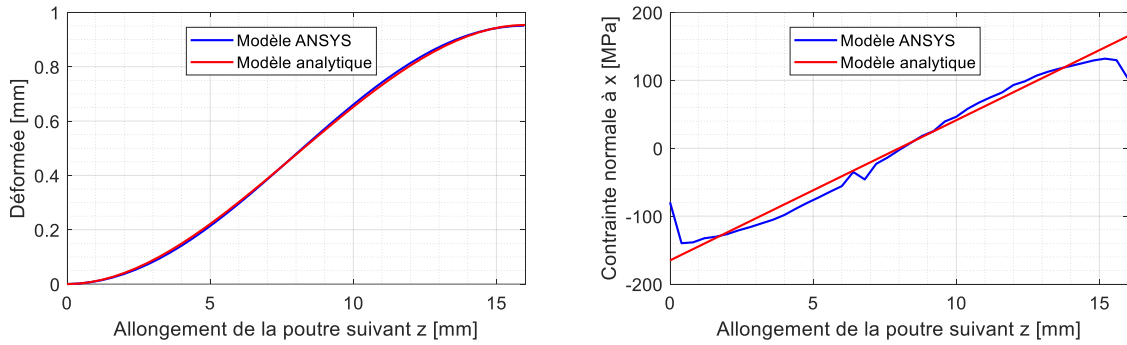


Figure I.12 – Comparaison de la déformée et de la contrainte normale en flexion entre le modèle analytique et le modèle numérique

I.4 Caractérisations expérimentales du convertisseur électromécanique

Dans cette section nous allons exposer l'OB fabriqué implémentant le GPA par montage non permanent. Ils seront tous deux placés sur le banc de test utilisé pour les diverses caractérisations électromécaniques du prototype résultant.

I.4.1 Présentation du banc de caractérisation

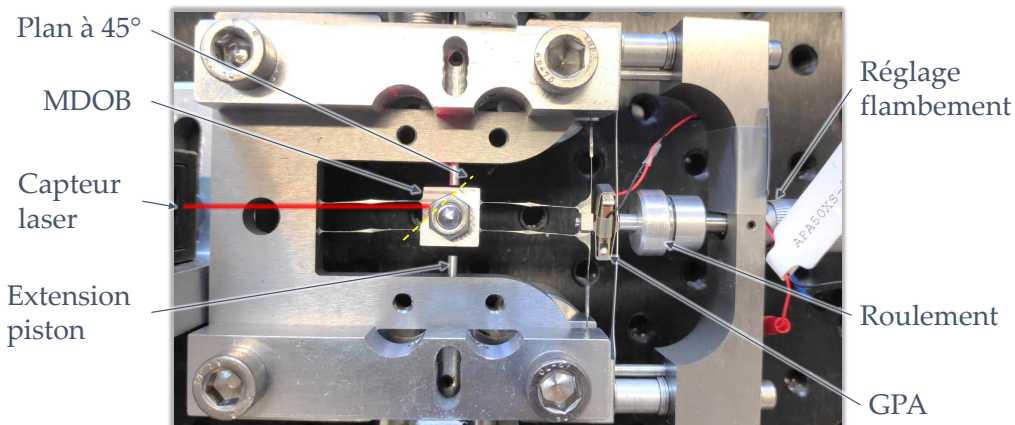


Figure I.13 – Le GPA et l'OB monobloc sur le banc de caractérisation dynamique

Le banc de caractérisation visant à valider expérimentalement le modèle du convertisseur électromagnétique développé dans le chapitre précédent est présenté sur la figure I.13. Il se compose notamment de l'assemblage de l'OB avec le GPA et système du réglage de flambement, ainsi que d'un capteur de déplacement.

Le capteur de déplacement utilise la technologie laser et vise un plan usiné à 45° qui a été monté sur la MDOB pour traquer son déplacement. Une vue isométrique de ce détail est présentée sur la figure I.14. Une tige filetée passe dans la masse centrale de l'OB monobloc et deux écrous viennent alors serrer de part et d'autre deux masselottes. Le plan incliné est usiné sur ces masselottes et leur placement est de façon symétrique pour que le centre de gravité de la masse centrale se trouve sur l'axe de la tige filetée. Lors du serrage il est impératif que le couple de serrage du premier écrou soit quasiment identique à celui du deuxième écrou afin de limiter la contrainte de torsion induite par le serrage sur les lames horizontales.

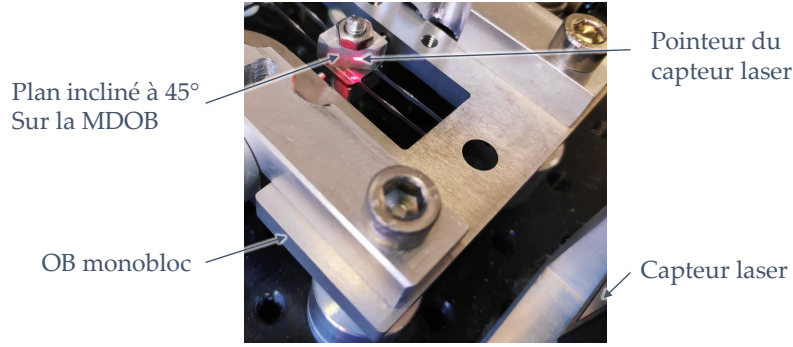


Figure I.14 – Détail sur le plan à 45° monté sur la MDOB pour le suivi en déplacement

L'assemblage est surélevé à l'aide de quatre pylônes percés en aluminium et traversés par les quatre vis M6 à tête creuse hexagonale qu'on aperçoit sur la figure I.14. Deux des pylônes sont visibles sur la figure I.14. La surélévation est nécessaire pour tenir compte de l'encombrement de la masse ajoutée avec la tige filetée traversante, de l'instrumentation, ainsi que des pistons. Il faut noter ici que le serrage successif des quatre vis de fixation peut déformer le cadre extérieur et ainsi jouer sur le niveau de flambement de l'OB, ainsi que sur sa symétrie.

Le tension générée aux bornes des électrodes du GPA est dissipée dans une résistance de charge R_{ch} dont la valeur est calculée à partir de la fréquence d'oscillation de l'OB d'après l'équation :

$$R_{ch} = \frac{1}{C_0 \omega_0} \quad (I.20)$$

Le capteur de position laser, ainsi que la tension au bord du GPA sont reliées à une carte d'acquisition NI-USB 6212 qui est interfacée par LabVIEW sur un ordinateur. On voit par ailleurs apparaître sur la figure I.13 les extensions des pistons dont on parlera dans le chapitre 6.

La fabrication de l'OB monobloc a été réalisée avec les tolérances de dimensions à $\pm 5\mu m$ dans le respect de notre cahier des charges. Néanmoins après analyse optique au microscope, on s'aperçoit que les lames devant être horizontales, ne le sont pas tout à fait. Aussi, lors de l'assemblage, la manipulation du prototype est rendue très complexe par sa fragilité. Il en a résulté au montage une légère elongation des lames horizontales. Cela s'est traduit par une position d'équilibre instable légèrement différente de $x_m = 0$ et estimée à $x_m \approx 100\mu m$.

La vis micrométrique, ainsi que le retour du capteur laser, nous permettent de régler la hauteur de flambement avec une tolérance de $10\mu m$.

Tous les essais qui suivront seront réalisés avec le GPA en circuit fermé, induisant donc une dissipation électromécanique lors de la transduction piézoélectrique.

I.4.2 Corrélation modèle - essais et recalage

I.4.2.a Acquisition et traitement des données : UTILE ?

I.4.2.b Résultats expérimentaux

On va procéder à un lâcher de la MDOB depuis la position d'équilibre instable pour qu'elle aille osciller autour d'une position stable à sa fréquence naturelle d'oscillation. Pendant ce temps nous allons suivre mesurer son déplacement x_m , ainsi que la tension U_p aux bornes de la résistance de charge. On pourra alors en déduire la puissance instantanée traversant la résistance avec l'équation ?? et en intégrant la puissance sur la durée d'oscillation on pourra calculer l'énergie électrique récupérée lors du lâcher. La figure I.15 montre les résultats du test de lâcher en rouge. En se calant sur ces données expérimentale, et de façon itérative, on peut simuler le modèle numérique précédemment établi afin de recalibrer les paramètres du convertisseur électromécanique. Ainsi, en vert on

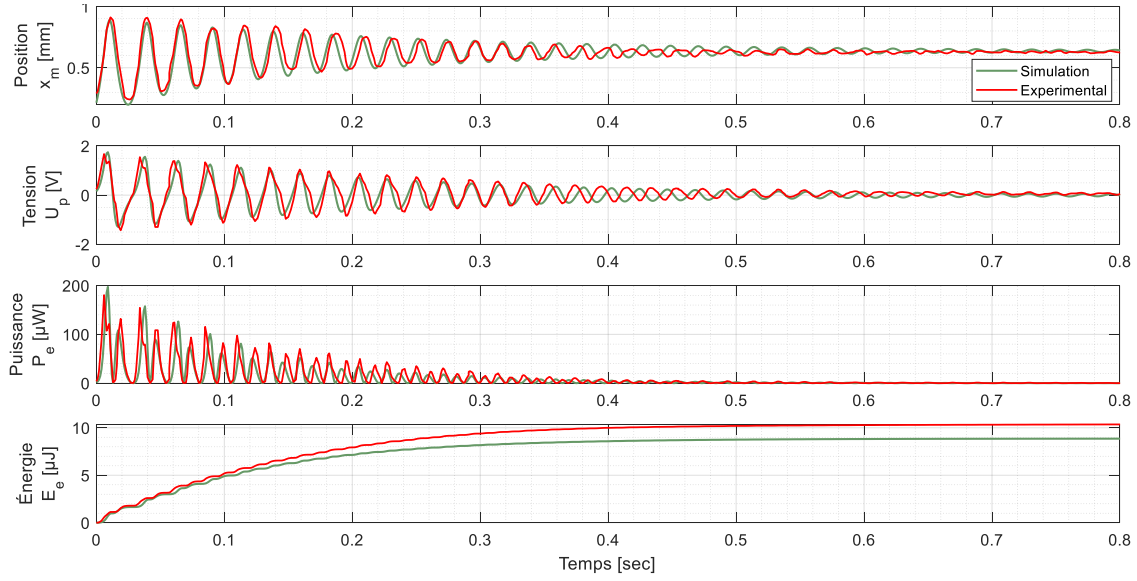


Figure I.15 – Position de la MDOB, tension du GPA, puissance dissipée dans la résistance de charge et énergie dissipée dans la résistance de charge en fonction du temps

peut apercevoir les courbes du modèle corrigé et recalé sur les données expérimentales. La valeur des paramètres ainsi obtenus est listée dans le tableau I.2.

Les amplitudes et la variation des quatre grandeurs sont cohérentes entre le modèle numérique et les essais expérimentaux. On peut voir qu'il y a un déphasage qui se crée sur la fréquence d'oscillation aux alentours de 0.4sec. Cela s'explique par les imperfections sur l'OB, ce qui induit des pertes structurelles non linéaires qui ne sont pas pris en compte dans le modèle numérique. De la même manière, l'élongation des lames horizontales a eu pour effet de les assouplir. Cela se traduit par une raideur apparente expérimentale plus faible que ce qui est prédit par la théorie. De plus, cet assouplissement joue un rôle prépondérant dans la réduction du coefficient de couplage électromécanique théorique de $k^2 = 8.7\%$ à $k_{exp}^2 = 5\%$.

On peut aussi extraire le rendement de conversion sur un lâcher, qui sera le même que pour une fermeture de mâchoire. On suppose que le lâcher s'effectue à vitesse nulle depuis la position d'équilibre instable. La hauteur de la barrière énergétique depuis laquelle s'effectue le lâcher peut alors être calculée à partir de l'énergie potentielle élastique dans l'OB juste avant le lâcher :

$$E_{b,exp} = \frac{K_{exp} x_{0,exp}^4}{4 L^2} \quad (I.21)$$

$$E_{b,exp} = 18.4 \mu J$$

Le rendement de l'étage de conversion électromécanique est alors défini comme le rapport de l'énergie électrique $E_{e,exp} = 10.8 \mu J$ générée lors du cycle de lâcher expérimental par l'énergie mécanique injectée $E_{b,exp}$. Il peut s'exprimer donc comme suit :

$$\eta_{exp} = \frac{E_{e,exp}}{E_{b,exp}} \quad (I.22)$$

$$\eta_{exp} \approx 59\%$$

Le rendement théorique global du système a été estimé à $\eta_g = 66\%$ dans le chapitre précédent. On peut isoler seulement le rendement théorique du convertisseur électromécanique qui vaut alors $\eta_{ob} = 69\%$. Le prototype assemblé a donc un rendement 15% plus faible que ce que prédit la théorie. Cela reste largement acceptable compte tenu des imperfections de fabrication et de montage.

Symbole	Valeur [Unité]
Q	50 []
f_0	40 [Hz]
$x_{0,exp}$	0,56 [mm]
K_{exp}	1,92e5 [N/m]
k_{exp}^2	0.05 []

Tableau I.2 – Valeur des paramètres de l'OB issus du test de lâcher

I.4.3 Conclusion

Il a été présenté dans ce chapitre la conception, la fabrication, ainsi que la caractérisation de l'étage de conversion électromécanique composé de l'OB et du GPA.

On a notamment montré le dimensionnement l'OB monobloc et les pivots souples en accord avec le cahier des charges énergétique établi dans le chapitre avec les paramètres ΔV_{ear} et ΔV_{ear} issus d'un cycle de mastication depuis une oreille humaine.

Les essais expérimentaux nous ont permis de valider le comportement du convertisseur électromécanique simulé dans le chapitre précédent. En nous servant des données expérimentales nous avons recalé les différents paramètres de l'oscillateur et listé dans le tableau I.2.

Le rendement du convertisseur électromécanique fabriqué est de $\eta_{exp} \approx 59\%$. Il est 15% plus faible que ce que prédit la théorie mais reste élevé et prometteur pour la suite.

Dans le prochain chapitre nous allons nous intéresser au dimensionnement théorique de tubes flexibles répondant au cahier des charges hydraulique des VH, à savoir le respect du rapport $(r_{cf})_{min} = 5$ entre le coefficient de PdC en position fermée et celui en position ouverte.

Conception et fabrication des valves hydrauliques : tubes flexibles flambés

Sommaire

II.1	Cahier des charges	18
II.1.1	Modèle d'approximation du tube flambé	18
II.1.2	Diamètre hydraulique de fermeture	18
II.2	Conception	18
II.2.1	Comportement mécanique post-flambement des tubes flexibles	18
II.2.1.a	Comportement cinématique	18
II.2.1.b	Comportement statique	18
II.2.2	Intégration à l'oscillateur bistable	18
II.2.2.a	Intégration cinématique	18
II.2.2.b	Intégration statique	18
II.2.3	Validation numérique des tubes valve conçus	18
II.2.3.a	Implémentation dans le modèle système	18
II.2.3.b	Simulation du modèle système comprenant les valves	18
II.3	Caractérisations expérimentales	18
II.4	Implémentation dans le modèle système global	18
II.5	Corrélation modèle - essais et recalage	18

II.1 Cahier des charges

II.1.1 Modèle d'approximation du tube flambé

Diamètre hydraulique en fonction de C_f

II.1.2 Diamètre hydraulique de fermeture

Diamètre hydraulique en fonction de la position du bistable

II.2 Conception

II.2.1 Comportement mécanique post-flambement des tubes flexibles

II.2.1.a Comportement cinématique

L'angle de fermeture de fermeture

II.2.1.b Comportement statique

Énergie de pliage et moment de rappel en rotation

II.2.2 Intégration à l'oscillateur bistable

II.2.2.a Intégration cinématique

II.2.2.b Intégration statique

II.2.3 Validation numérique des tubes valve conçus

II.2.3.a Implémentation dans le modèle système

II.2.3.b Simulation du modèle système comprenant les valves

II.3 Caractérisations expérimentales

II.4 Implémentation dans le modèle système global

II.5 Corrélation modèle - essais et recalage

Caractérisation expérimentale du prototype de récupération d'énergie intra-auriculaire complet

Sommaire

III.1 Modèle système global	20
III.2 Banc de test	20
III.3 Résultats	20
III.3.1 Actionnement unilatéral du bistable – 1 fermeture de mâchoire	20
III.3.1.a Résultats du comportement dynamique global	20
III.3.1.b Estimation de l'énergie récupérée sur un cycle de mastication	20
III.3.2 Actionnement bilatéral du bistable – 2 fermetures de mâchoire consé-	
cutives	20
III.4 Corrélation modèle - essais et recalage	20

III.1 Modèle système global

III.2 Banc de test

III.3 Résultats

III.3.1 Actionnement unilatéral du bistable – 1 fermeture de mâchoire

III.3.1.a Résultats du comportement dynamique global

III.3.1.b Estimation de l'énergie récupérée sur un cycle de mastication

III.3.2 Actionnement bilatéral du bistable – 2 fermetures de mâchoire consécutives

III.4 Corrélation modèle - essais et recalage

Chapitre **IV**

Conclusion et perspectives

IV.1 Analyse critique du système

IV.2 Applications potentielles

IV.3 Conclusion

Bibliographie

- [1] B. Bob. Bob and bobby. *J. Bob*, 2000(Bob 2000) :2000, 2000.
- [2] Janhavi S. Agashe and David P. Arnold. Erratum : A study of scaling and geometry effects on the forces between cuboidal and cylindrical magnets using analytical force solutions (Journal of Physics D : Applied Physics (2008) 41 (105001)). *Journal of Physics D : Applied Physics*, 42(9), 2008.
- [3] Thomas Huguet. *Vers une meilleure exploitation des dispositifs de récupération d'énergie vibratoire bistables : Analyse et utilisation de comportements originaux pour améliorer la bande passante*. PhD thesis, Université Savoie Mont Blanc, 2019.
- [4] Aidin Delnavaz and Jérémie Voix. Piezo-earpiece for micro-power generation from ear canal dynamic motion. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 23(11) :114001, nov 2013.
- [5] Aidin Delnavaz and Jeremie Voix. Energy Harvesting for In-Ear Devices Using Ear Canal Dynamic Motion. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(1) :583–590, jan 2014.
- [6] Haluk Kulah and Khalil Najafi. Energy Scavenging from Low-Frequency Vibrations by Using Frequency Up-Conversion for Wireless Sensor Applications. *IEEE Sensors Journal*, 8(3) :261–268, 2008.
- [7] A Delnavaz and J Voix. Micro-Power Energy Harvesting for In-Ear Devices. In *PowerMEMS 2012*, pages 488–491, 2012.
- [8] Wanlu Zhou and Lei Zuo. On the effects of blade-disk interface mistuning on the response of integrated bladed rotors. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, 8, 2013.

Table des figures

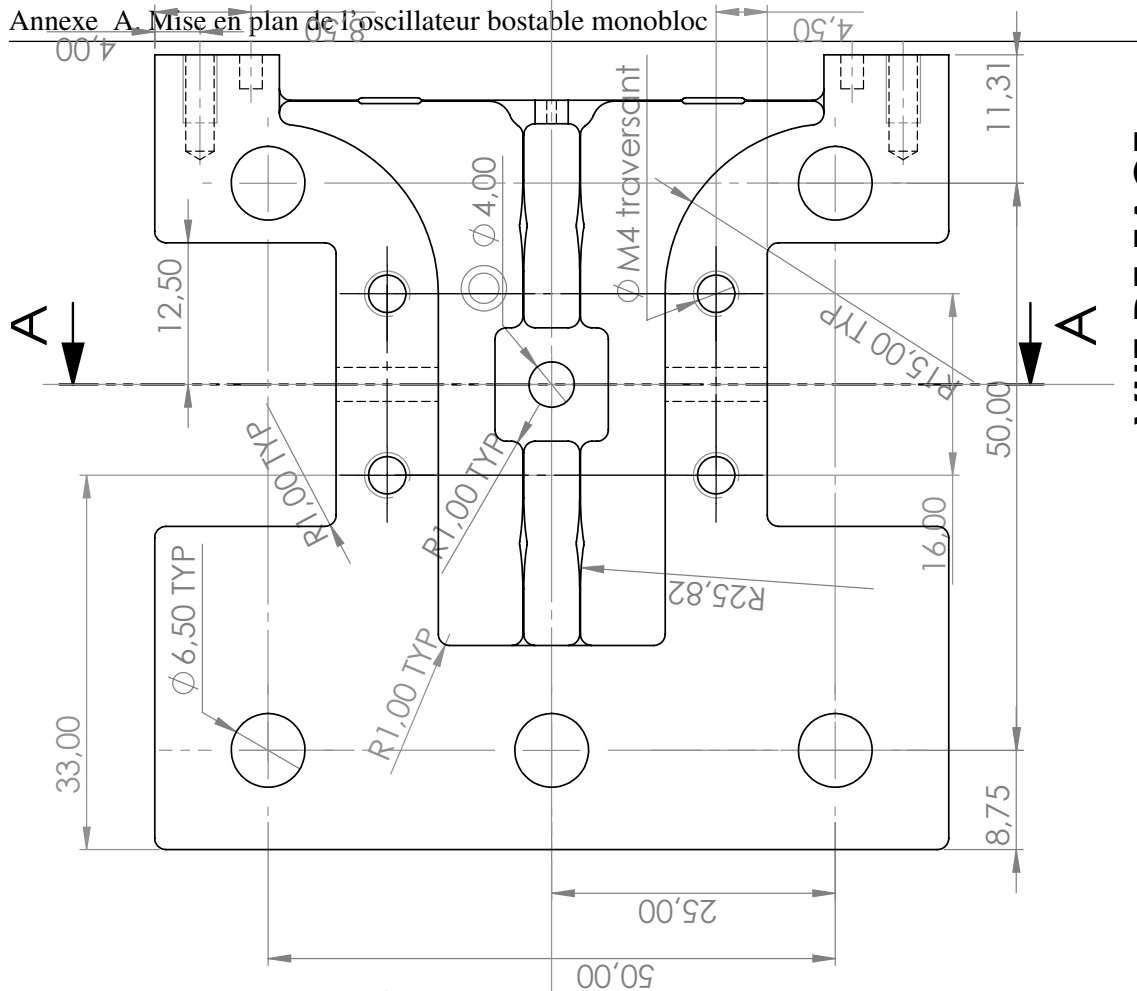
I.1	Architecture générale de l'OB intégrant le GPA et le réglage de flambement	3
I.2	Modélisation statique du GPA avec une lame verticale	5
I.3	Schéma de la poutre verticale sous sollicitations	5
I.4	Conditions initiales de l'étude EF de l'OB monobloc sur ANSYS	7
I.5	Déplacement de la structure monobloc suivant l'axe \vec{x}	8
I.6	Contrainte équivalente de Von Mises dans la structure monobloc	9
I.7	Énergie de déformation de la structure et moment de rappel des pivots souples en fonction de l'angle de flexion φ	9
I.8	L'OB à l'équilibre en x_0	10
I.9	Déformation des lames horizontales sans épaississement	11
I.10	Hypothèse du comportement statique d'une lame de l'OB	11
I.11	Schéma poutre encastree-libre en flexion simple	12
I.12	Comparaison de la déformée et de la contrainte normale en flexion entre le modèle analytique et le modèle numérique	13
I.13	Le GPA et l'OB monobloc sur le banc de caractérisation dynamique	13
I.14	Détail sur le plan à 45° monté sur la MDOB pour le suivi en déplacement	14
I.15	Position de la MDOB, tension du GPA, puissance dissipée dans la résistance de charge et énergie dissipée dans la résistance de charge en fonction du temps	15

Liste des tableaux

I.1	Définition et valeur des paramètres géométriques et matériau de l'OB monobloc .	4
I.2	Valeur des paramètres de l'OB issus du test de lâcher	16

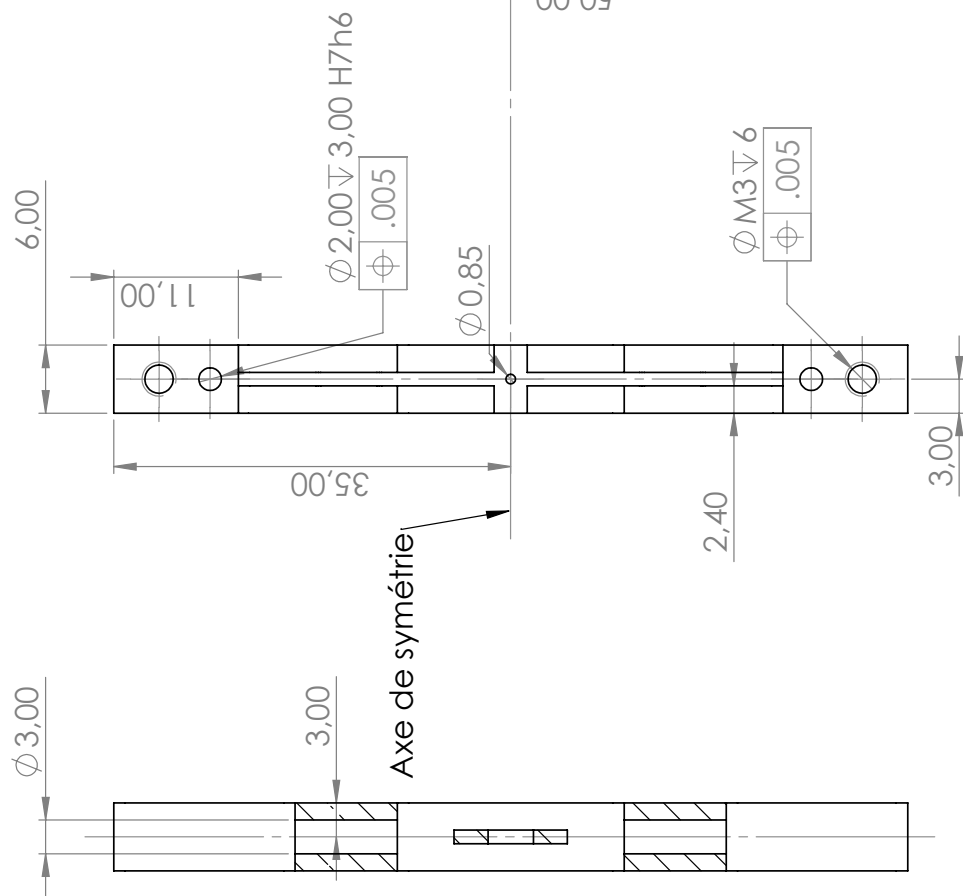
Annexe A

Mise en plan de l'oscillateur bostable monobloc



VUE DE FACE

ECHELLE 5 : 3

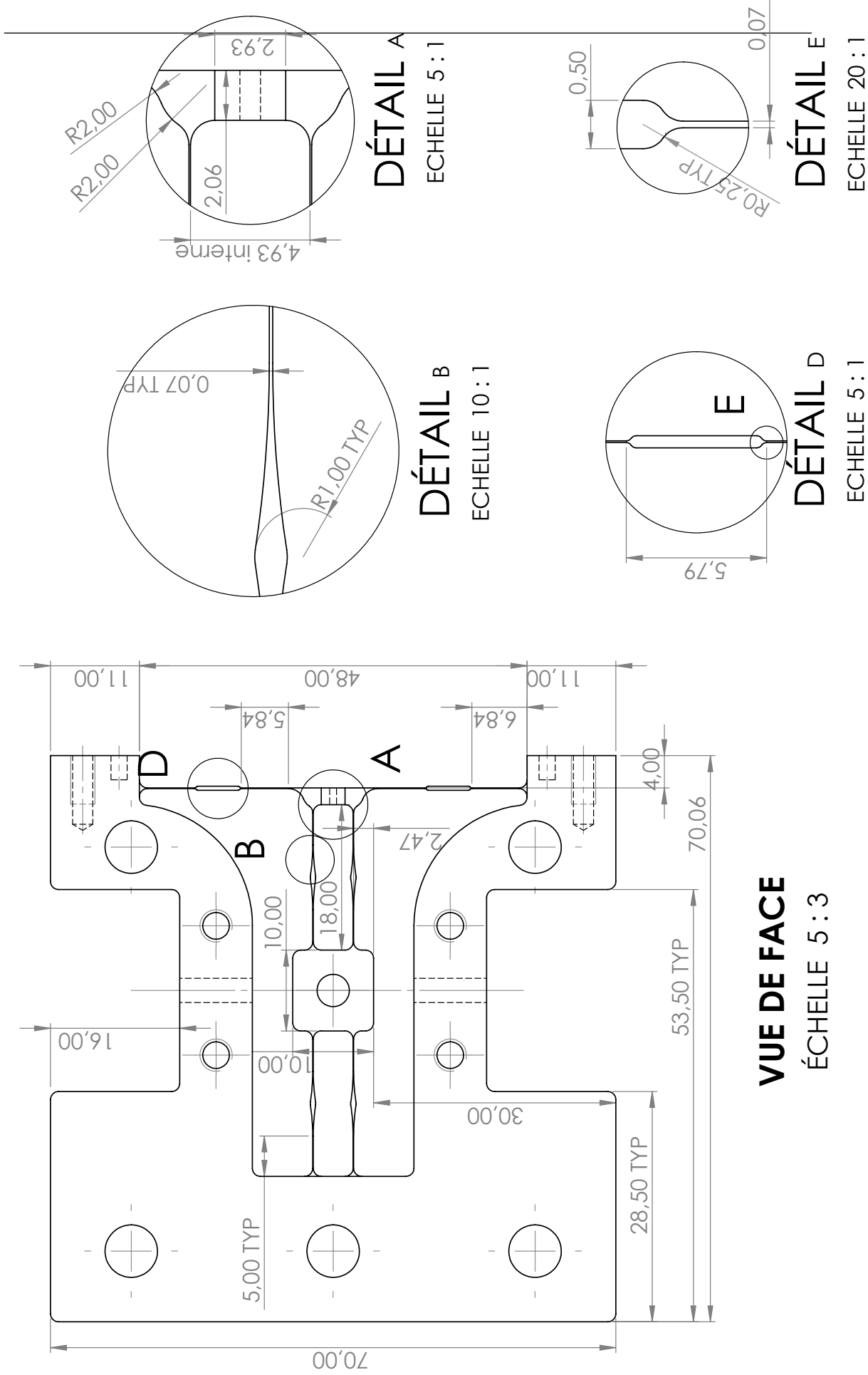


VUE DE DROITE

ECHELLE 5 : 3

COUPE A-A

ECHELLE 5 : 3



A.1 Introduction

A.2 Conclusion

"Titre"

"Sous-titre"

Résumé

Mots-clés :

Abstract

Keywords :

