

# Comportement du système de récupération d'énergie intra-auriculaire avec les composants caractérisés expérimentalement

## Sommaire

---

<b>VI.1 Implémentation des comportements statiques et hydrauliques du tube T100p au modèle système . . . . .</b>	<b>103</b>
VI.1.1 Influence de la rigidité du tube sur le modèle système . . . . .	103
VI.1.2 Redimensionnement du système sur critère énergétique . . . . .	105
<b>VI.2 Implémentation du frottement au contact M-VH au modèle système . . . .</b>	<b>107</b>
VI.2.1 Essais de lâchers expérimentaux de M avec et sans VH . . . . .	107
VI.2.2 Analyse et discussion . . . . .	110
<b>VI.3 Influence des différents paramètres sur le fonctionnement et l'efficacité du système global . . . . .</b>	<b>111</b>
<b>VI.4 Analyse critique du système . . . . .</b>	<b>114</b>
VI.4.1 Pistes d'améliorations du contact M-VH . . . . .	114
VI.4.2 Fiabilité du système global . . . . .	115
VI.4.2.a Le modèle global . . . . .	115
VI.4.2.b Le circuit hydraulique . . . . .	116
VI.4.2.c Efficacité du système . . . . .	117

---

## VI.1 Implémentation des comportements statiques et hydrauliques du tube T100p au modèle système

### VI.1.1 Influence de la rigidité du tube sur le modèle système

Théoriquement le niveau de flambement  $x_0$  de l'OB peut être réglé dans la limite de la précontrainte admissible sur le GPA (Ann. F). On a pu voir cependant que les dimensions des LF de l'OB fabriqué imposaient un niveau de flambement limite  $x_{0,m}$  au delà duquel le passage de  $x_m$  par 0 induit du flambement local ces mêmes lames, dégradant ainsi le coefficient de couplage électromécanique du système. Il existe une valeur limite pour  $K_{VH}$  pour un OB admettant un niveau de flambement fixe (fig. IV.1). Pour montrer cela nous allons nous placer dans le cas de figure des simulations corrélées aux données expérimentales de l'OB fabriqué (tab. III.3). On prend donc un niveau de flambement  $x_0 = 0.5mm$  et un rapport entre le diamètres de gaine rigide  $D_{gr}$  et le diamètre  $D$  de la VH égal à 4, conformément aux conditions expérimentales de la cinématique de pliage AG. Le bras de levier de pliage  $a$  de la VH est donc calculé avec les équations (IV.6a-IV.7a). La force élastique totale  $Fe_{(OB+VH)}$  dans le système mécanique {OBVH} composé de l'OB et d'une VH est alors la somme des forces élastiques respectives  $Fe_{OB}$  et  $Fe_{VH}$  de chacun des deux composants. L'énergie potentielle  $Ep_{(OB+VH)}$  du système {OBVH} peut alors s'exprimer comme la somme des énergies potentielles  $Ep_{OB}$  de l'OB et  $Ep_{VH}$  de la VH. Ayant établi  $Fe_{OB}$  et  $Fe_{VH}$  dans l'équation II.17, on peut alors exprimer l'énergie potentielle dont elles découlent.  $Ep_{(OB+VH)}$  s'exprime donc comme suit :

$$\begin{aligned}
 Ep_{(OB+VH)} &= Ep_{OB} + Ep_{VH} \\
 &= \int \left( Fe_{OB} + Fe_{VH} \right) dx \\
 &= \overbrace{\int \frac{2K x_0^2}{L^2} \left( \frac{x_m^2}{x_0^2} - 1 \right) x_m dx_m}^{OB} + \overbrace{\int \frac{K_{VH}}{a} \arctan \left( \frac{x_m}{a} \right) dx}^{VH} \quad (VI.1) \\
 &= \frac{K x_m^2}{2L^2} (x_m^2 - 2x_0^2) + \int \frac{K_{VH}}{a} \arctan \left( \frac{x_m}{a} \right) dx_m
 \end{aligned}$$

On peut alors tracer sur la figure VI.1 l'évolution de l'énergie potentielle de la masse M dans le système {OBVH} pour différentes rigidités de tubes. On constate alors que la rigidité  $K_{VH}$  du tube a un effet similaire à la rigidité  $K_\phi$  des pivots souples, comme le montre aussi la figure II.15a. Augmenter  $K_{VH}$  pour un niveau de flambement fixe a pour conséquence de ramener M vers  $x = 0$  à la position d'équilibre stable. On rappelle que l'énergie transmise par le PH à l' {OBVH} correspond à la différence d'énergie potentielle lorsque  $x_m = 0$  et  $x_m = x_{0,vh}$ , où  $x_{0,vh}$  est la position d'équilibre finale sous l'influence de  $K_{VH}$ . La barrière énergétique, et par extension la force nécessaire pour passer d'une position stable à l'autre diminue alors avec l'augmentation de  $K_{VH}$ . Du point de vue récupération, cela veut dire qu'en augmentant  $K_{VH}$ , l'énergie exploitable par le récupérateur diminue. En effet, l'énergie récupérée par cycle de mastication est une fraction de la barrière de potentiel à franchir par la masse M. En conséquence, même si le rendement reste inchangé, l'énergie récupérée pour un cycle de fermeture de mâchoire est d'autant plus faible que  $K_{VH}$  augmente, pour un niveau de flambement considéré fixe.

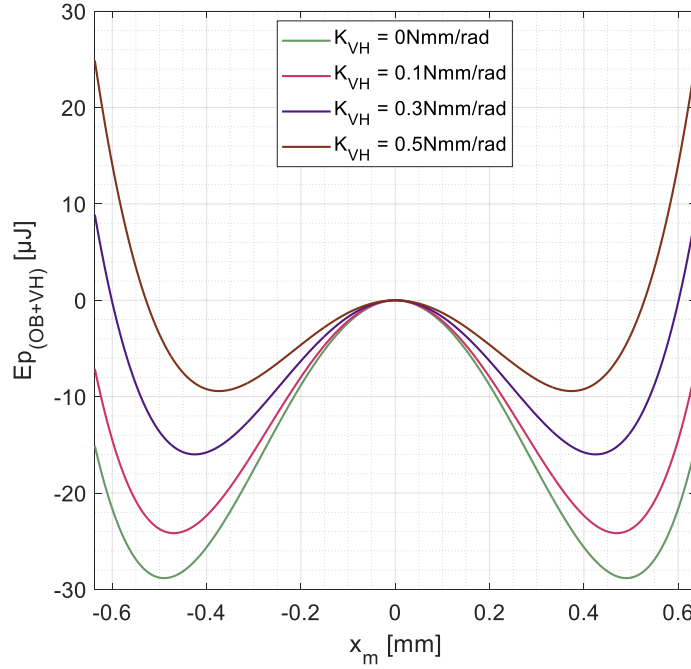


FIGURE VI.1 – Impact de  $K_{VH}$  sur la tendance de l'évolution de l'énergie potentielle de  $M$

Nous pouvons calculer la nouvelle position d'équilibre  $x_{0,vh}$  du système  $\{OBVH\}$ , lorsque l'OB est flambé à la hauteur  $x_0$  et que la VH rentre ensuite en contact avec M. Cette position est définie par l'équation VI.2 qui traduit l'équilibre statique du système  $\{OBVH\}$ .

$$\frac{2K}{L^2} \left( \frac{x_{0,vh}^2}{x_0^2} - 1 \right) x_{0,vh} + \frac{K_{VH}}{a} \arctan\left(\frac{x_{0,vh}}{a}\right) = 0 \quad (VI.2)$$

Si on veut compenser la raideur  $K_{VH}$  on doit donc augmenter le niveau de flambement initial sur l'OB en veillant à ce qu'il reste inférieur à  $x_{0,m}$ . On peut alors déterminer le niveau de flambement du système  $\{OBVH\}_{eq}$  dont la barrière énergétique serait équivalente à celle de l'OB seul. Cela revient à chercher la nouvelle hauteur de flambement initiale  $x_{0,eq}$  à appliquer sur l'OB<sub>eq</sub> pour compenser  $K_{VH}$ . Cette méthode de redimensionnement est très pertinente dans le cas de figure où le niveau d'entrée énergétique est limité. La barrière de potentiel du système  $\{OBVH\}_{eq}$  peut alors être en permanence réglée de façon à être légèrement en dessous de l'apport d'énergie par le PH et ainsi permettre de maximiser l'énergie récupérée ~~indépendamment du rendement du récupérateur.~~

On peut alors établir les système d'équations (VI.3a-VI.3b) traduisant les critères de redimensionnement du système  $\{OBVH\}_{eq}$ .

$$\left\{ \frac{K}{2L^2} \left( x_{0,vh}^2 - 2x_{0,eq}^2 \right) + \int_0^{x_{0,vh}} \frac{K_{VH}}{a} \arctan\left(\frac{x}{a}\right) dx = \frac{K}{2L^2} x_0^4 \right. \quad (VI.3a)$$

$$\left. \frac{2K}{L^2} \left( \frac{x_{0,vh}^2}{x_{0,eq}^2} - 1 \right) x_{0,vh} + \frac{K_{VH}}{a} \arctan\left(\frac{x_{0,vh}}{a}\right) = 0 \right. \quad (VI.3b)$$

L'équation VI.3a traduit la contrainte d'égalité des barrières d'énergie potentielle entre l'OB et l' $\{OBVH\}_{eq}$ . L'équation VI.3b traduit l'équilibre statique qui doit se produire quand  $x_m = x_{0,vh}$ . Enfin, la valeur du bras de levier de pliage  $a$  peut être calculée à partir de la cinématique AG

définie par les équations IV.6a-IV.7a.

Les notations des différents systèmes établis peuvent se résumer par la suivante :

- **OB** : Oscillateur bistable seul flambé à  $x_0$ .
- **{OBVH}** : OB auquel vient s'ajouter la VH.
- **OB<sub>eq</sub>** : Oscillateur bistable seul flambé à  $x_{0,eq}$ .
- **{OBVH}<sub>eq</sub>** : OB<sub>eq</sub> auquel vient s'ajouter la VH.

Le système d'équations (VI.3a-VI.3b) peut dans certains cas ne pas trouver de point de fonctionnement physique satisfaisant  $\Delta\theta$  avec la cinématique AG. Une solution pragmatique est alors de fixer  $x_{0,vh} = x_0$  dans le cahier des charges du système {OBVH}<sub>eq</sub> et de prendre en considération seulement la contrainte d'équilibre statique (eq. VI.3a) en supposant qu'elle suffit aussi à remplir la contrainte d'égalité énergétique. La pertinence de ce choix peut être vérifiée en mettant en application le redimensionnement avec les l'influence des données expérimentales du tube T100p caractérisé dans le chapitre IV.

La nouvelle position critique  $x_{c,eq}$  de M où le PH rencontre une résistance maximale peut par ailleurs être calculée à partir de l'équation VI.4. *→ c'est quoi le PH ?*

$$\frac{2K}{L^2} \left( 3x_{c,eq}^2 - x_{0,eq}^2 \right) + \frac{K_{VH}}{a^2 + x_{c,eq}^2} = 0 \quad (VI.4)$$

La force critique  $F_c$  en  $x_{c,eq}$  pourra, elle aussi, être calculée en évaluant la force élastique du système considéré en la position critique respective calculée. Elle s'exprime avec l'équation VI.5 évaluée en  $x_{c,eq}$ .

$$F_c = \frac{2K x_{0,eq}^2}{L^2} \left( \frac{x_{c,eq}^2}{x_{0,eq}^2} - 1 \right) x_{c,eq} + \frac{K_{VH}}{a} \arctan \left( \frac{x_{c,eq}}{a} \right) \quad (VI.5)$$

Il sera important d'évaluer  $F_c$  afin de déterminer le niveau d'amplification hydraulique  $a_h$  permettant de respecter la contrainte de confort exprimée au travers de l'équation II.28.

*6 ?*

## VI.1.2 Redimensionnement du système sur critère énergétique

L'énergie potentielle pouvant être stockée dans le système diminue sous l'influence de la raideur de la VH. Il est donc important de recalculer les paramètres du système afin qu'il soit réglé en fonction du niveau d'énergie d'entrée dans le respect des contraintes de confort (II.28). Avec la méthode de redimensionnement basée sur les équations introduites dans la section précédente, il est possible de recalculer les paramètres du système suite à l'intégration des données expérimentales de la VH composée du tube T100p. Le fonctionnement que doit cibler le système {OBVH}<sub>eq</sub> est celui issu des simulations corrélées aux données expérimentales de caractérisation de l'OB seul (tab. III.3). Voici les étapes à suivre afin de redimensionner le systèmes sous l'influence de la VH :

- Avant l'implémentation des influences statique et hydraulique de la VH.
  1. Calculer la position d'équilibre finale  $x_0$  de l'OB imposée par la contrainte de confort définie à l'équation II.28 et les éventuelles limites structurelles, se résumant ici par un niveau de flambement maximal admissible déterminé à l'équation E.13.

2. Réaliser les simulations itératives avec du modèle préliminaire ne tenant pas compte de l'influence statique et hydraulique de la VH. Cela se fait par la résolution numérique des équations définissant les phases de fonctionnement du système (sec. II.5) et donne la valeur  $(r_{Cf})_{min}$  nécessaire pour assurer la bonne commutation des branches hydrauliques. Cela donne le CDC hydraulique de la VH et permet d'évaluer  $\Delta\theta$  avec les données expérimentales du T100p. En conséquence nous connaissons les évolutions respectives de  $C_f(\theta)$  et  $K_{VH}(\theta)$ .
- Après l'implémentation des influences statique et hydraulique de la VH.
1. Calculer le nouveau niveau de flambement  $x_{0,eq}$  nécessaire à appliquer sur l'OB afin de compenser l'influence statique de la VH. Cela se fait au travers du système d'équations (IV.6a-IV.7b) évaluées en connaissant  $\Delta\theta$  et  $x_{0,vh} = x_0$ . Par la même, on fixe la valeur du bras de levier de pliage  $a$ .
  2. Trouver un point de fonctionnement optimal en faisant varier  $\Delta\theta$  et en réitérant l'étape précédente. Cela se fait en considérant deux contraintes nécessitant un compromis :
    - Minimiser l'angle d'ouverture  $\theta_0$  permet de limiter les pertes hydrauliques dans la branche active et, par conséquent, améliore le rendement. Cela induit aussi une réduction de  $(r_{Cf})$  pour  $\Delta\theta$  fixe.
    - Maximiser  $\Delta\theta$  permet d'assurer  $(r_{Cf})_{min}$ . Cela induit aussi une réduction du bras de levier de pliage  $a$  et augmente par conséquent l'influence de  $K_{VH}$  sur l'OB.

Le tableau VI.1 donne alors les valeurs des paramètres redimensionnés pour le système  $\{OBVH\}_{eq}$  après les itérations des étapes explicitées ci-dessus. La figure VI.2 montre par ailleurs l'évolution de l'énergie potentielle des systèmes définis précédemment, ainsi que celle de la VH. Le seul critère

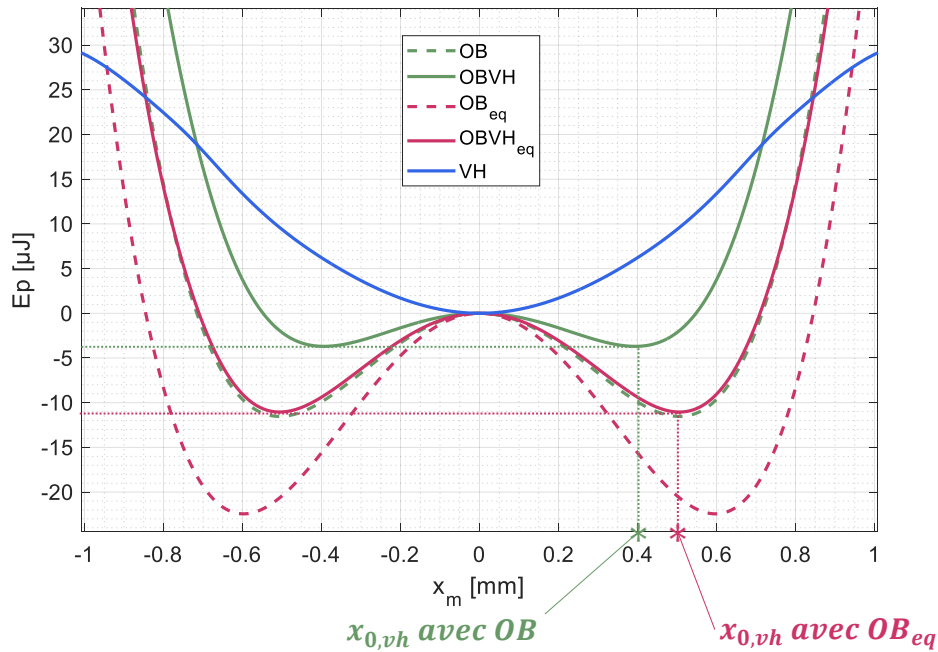


FIGURE VI.2 – Évolution de l'énergie potentielle dans les différents systèmes avec et sans VH

d'équilibre statique en  $x_{0,vh} = x_0$  suffit à compenser l'influence de  $K_{VH}$  en réhaussant la valeur

Paramètre	Valeur
$x_{0,eq}$	0.60mm
$x_{0,vh}$	0.50mm
$a$	1.89mm
$\theta_0$	20deg
$\Delta\theta$	45deg
$r_{Cf}$	18.60

*TABLEAU VI.1 – Paramètres des système  $\{OBVH\}_{eq}$  redimensionné*

de la barrière d'énergie potentielle. De plus, la compensation se fait à un niveau de flambement  $x_{0,eq} < x_{0,max}$  appliqué l' $OB_{eq}$ , garantissant un meilleur coefficient de couplage électromécanique sur le prototype fabriqué (éq. III.7). La corrélation n'est pas exacte avec l'OB car l'évolution de  $K_{VH}(x_m)$  n'est pas constante. Néanmoins cette non-linéarité n'influe pas de façon significative sur l'évolution de la barrière de potentiel du système  $\{OBVH\}_{eq}$  pour une position  $x_{0,vh}$  donnée. Elle peut donc être approximée à celle d'un OB seul flambé à  $x_{0,vh}$ , s'exprimant par l'équation VI.6.

$$Eb_{OBVH_{eq}} = Eb_{OB} = \frac{Kx_{0,vh}^4}{2L^2} \quad (VI.6)$$

## VI.2 Implémentation du frottement au contact M-VH au modèle système

### VI.2.1 Essais de lâchers expérimentaux de M avec et sans VH

Les résultats des essais présentés dans cette sous-section sont obtenus grâce au banc d'essai présenté pour la mise en évidence de l'évolution de la cinématique de pliage suite à l'influence du diamètre de la GR (fig IV.13).

Afin de caractériser les pertes énergétiques par frottement au contact M-VH nous avons tenté de nous placer dans la configuration la plus proche du système  $\{OBVH\}_{eq}$  dont les paramètres sont donnés dans le tableau VI.1. Les paramètres de réglage sont choisis en fonction de la précision des moyens mis en œuvre à cet effet. Par conséquent, nous réglons la position d'équilibre finale  $x_{0,vh}$  du système  $\{OBVH\}$  grâce au suivi de position par le capteur laser et la vis micrométrique qu'on retrouve sur la figure III.12. L'aspect ensuite important à régler est la plage d'angle  $\Delta\theta$  pour satisfaire le CdC du fonctionnement de la VH. La raideur  $K_{T100p}(\theta_f)$  sera extraite des essais statiques réalisés sur le tube considéré en connaissant l'angle de pliage.  $\Delta\theta$  est déduit d'après les images prises avant et après le contact M-VH qu'on retrouve sur la figure III.12.

Le tube n'est présent que du côté où on considère  $x_m$  positif. La masse M se trouve alors à l'équilibre en  $-x_0$  avant le contact et en  $x_{0,vh}$  après que le contact ait été engagé. Un plan plus large du banc a été présenté sur la figure IV.13 pour avoir plus de visibilité sur les composants

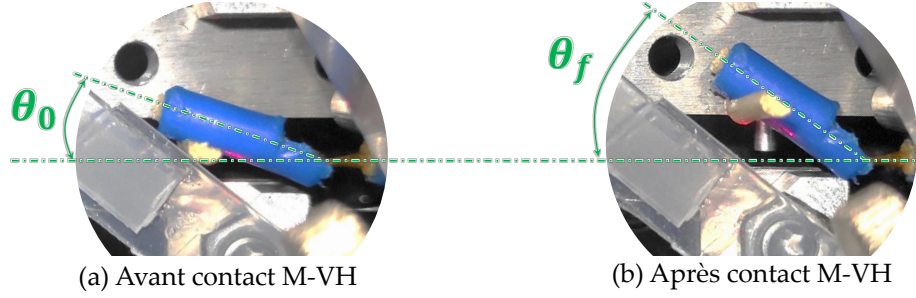


FIGURE VI.3 – Image de la  $VH_{T100p}$  à  $\theta_0(x_m = -x_0)$  et  $\theta_f(x_m = x_{0,vh})$

environnants. Les essais de lâchers dont les résultats sont présentés sur la figure VI.4 ont été réalisés suivant le protocole décrit dans la sous-section IV.4.1. Le déroulement des tests consiste à pousser la masse depuis  $x_m = -x_0$  jusqu'à  $x_m = 0$  et la laisser osciller avec la VH jusqu'à son arrêt en  $x_m = x_{0,vh}$ . Dans un premier temps, les mesures sont effectuées avec la présence de la VH puis, dans un second temps, la VH est retirée de façon à ce que le niveau de flambement initial sur l'OB reste identique ~~identique~~ et le protocole d'essais est répété.

On retrouve dans le tableau VI.2 les résultats de corrélation modèle-essais suite aux tests de lâchers illustrés sur la figure VI.4. Les valeurs des paramètres indiqués en rouge dans ce même tableau sont ceux qui ont été fixés et le reste des paramètres a été calculé d'après les équations régissant le modèle. Le recalage entre les données expérimentales et le modèle simulé a été fait sur l'amplitude des signaux de position  $x_m$  et de tension  $U_p$ , ainsi que la fréquence d'oscillation naturelle du système OB ou {OBVH} considéré. La vitesse initiale  $v_0$  des lâchers est prise en considération dans les simulations et sa valeur est extraite des données expérimentales. Le réglage de  $\Delta\theta$  est réalisé manuellement avec une précision estimée à  $\pm 2^\circ$  à partir des images présentées sur la figure VI.3. Après la fabrication et la mise en place dy système {OBVH}, on s'aperçoit qu'on se trouve dans le cas de figure où  $L_{gr} < L_t/2$ . En nous référant à la figure IV.19a on sait que si  $b_1$  augmente,

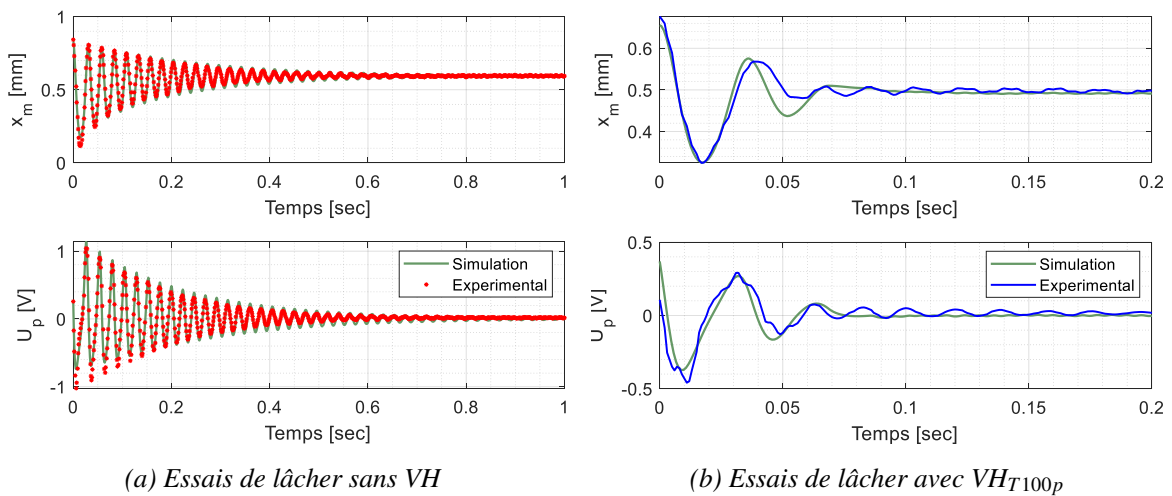


FIGURE VI.4 – Corrélation modèle essais des essais de lâchers avec et sans la VH fabriquée à base du tube T100p

le passage du contact latéral au contact supérieur changeant la cinématique de pliage a lieu pour



des angles d'autant plus faibles. Il est visible sur la figure VI.3, après contact, qu'à  $x = x_{0,vh}$  on se trouve à la limite du saut. En effet, la faible précision de la découpe de la GR, couplée à la complexité de la mise et du maintien en position de la VH sur le banc de test, rendent difficile le respect du CdC sur  $\Delta\theta$ . Il est néanmoins possible de changer ces données dans le modèle numérique afin de simuler un comportement théorique avec les conditions initiales les plus proches du montage expérimental pour établir <sup>une</sup> corrélation modèle-essais pertinente.

Nous introduisons dans le modèle {OBVH} le frottement sec entre M et VH. Celui-ci s'ajoute aux

Paramètre	Valeur OBs	Valeur {OBVH}
$D_g$ [mm]		4
$\Delta\theta$ [deg]		$[\approx 19; \approx 36]$
$K_{T100p}(\theta_f)$ [Nmm/rad]		0.27
$a$ [mm]		2.24
$\mu_{fs}$ [N/m]		0.42
$K$ [N/m]	84480	84480
$x_0$ [mm]	0.59	0.50
$v_0$ [mm/s]	10	65
$Q$ [ ]	24.0	5.0
$k^2$ [%]	1.25	1.25
$\eta$ [%]	39.5	2.6
$R_{ch}$ [k $\Omega$ ]	15.5	15.5
$m$ [g]	5.88	9.00
$f_0$ [Hz]	32.91	27.87

TABLEAU VI.2 – Valeur des paramètres de l'OB et de l'ensemble {OBVH} implémentant le tube T100p suite au essais de lâchers expérimentaux

degrés de liberté de recalage des données expérimentales avec les données simulées. Il se traduit par la force de frottement  $F_{fs}$  qui peut s'exprimer à travers l'équation VI.7.

$$F_{fs} = \frac{\mu_{fs} K_{VH} \theta}{a \cos(\theta)} \text{signe}(\dot{x}_m) \quad (\text{VI.7})$$

On peut alors l'intégrer dans le modèle de comportement dynamique, précédemment exprimé à l'équation II.17, pour établir l'équation VI.8 prenant en compte les frottements au contact M-VH.

$$\ddot{x} = -\frac{K x_0^2}{m L^2} \left( \frac{x_m^2}{x_0^2} - 1 \right) x_m - \frac{\mu}{m} \dot{x}_m - \frac{\alpha U_p}{m L} \dot{x}_m - \frac{K_{VH}}{a} \theta - F_{fs} \quad (\text{VI.8})$$

L'essais de lâcher avec la VH est modélisé par l'OB en oscillation libre (eq. VI.3b) sous l'influence de la raideur du tube, du frottement au contact M-VH et une condition initiale  $v_0$  sur la vitesse de départ. Le frottement sec au contact M-VH devrait par conséquent induire une erreur statique sur la position finale de M. Pour mettre ce phénomène en évidence nous avons réalisé deux simulations dont l'une avec  $\mu_{fs} = 0.42$  et l'autre sans frottement <sup>la</sup>. La différence de position finale entre <sup>acc</sup>

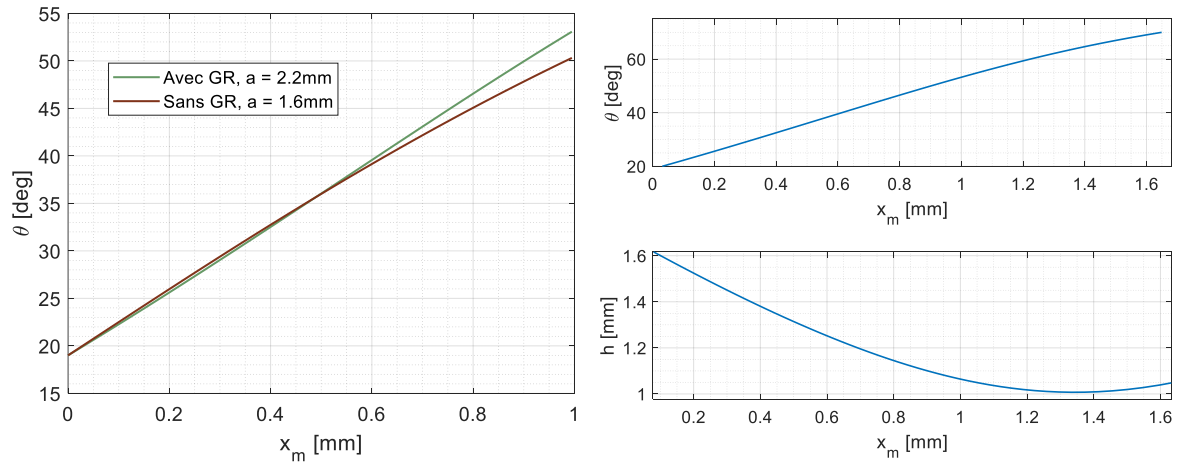


les deux simulations est de  $\Delta x_{vh} = 0.01mm$ . Cette dernière est de ce fait négligeable devant l'amplitude des oscillations. Elle est de surcroît difficilement repérable sur les résultats expérimentaux car la précision des mesures du capteur laser est estimée à  $\pm 0.01mm$ .

## VI.2.2 Analyse et discussion

L'évolution de  $\theta(x_m)$  est régie par le système d'équations cinématiques **AG** établies dans la sous-section IV.4.2. Nous avons montré que lorsque  $h$  (eq. IV.6a) tendait vers 0, la configuration de contact M-VH passait du latéral au supérieur. Or, d'après la figure VI.5b établie avec les données du tableau VI.2,  $h$  admet une asymptote supérieure à 0 et donc le contact reste latéral quelle que soit  $x_m$ . Cela se produit lorsque le réglage du bras de levier de pliage est tel que  $a > Dg/2$ . Ce cas de figure induit néanmoins un impact énergétique moins important sur l'OB car  $a$  reste tout de même plus grand en comparaison avec une architecture de pliage sans GR.

D'autre part, en confrontant les données expérimentales avec et sans VH, on s'aperçoit de son



(a) Évolution de  $\theta$  en fonction de  $x_m$  avec recalage expérimental (b) Évolution de  $h$  et  $\theta$  en fonction de  $x_m$  lorsque  $h$  tend vers 0, avec recalage expérimental

FIGURE VI.5 – Corrélation modèle essais de la cinématique de pliage de la  $VHT_{100p}$

impact sur la dynamique du système au travers de plusieurs aspects :

- La valeur de  $K_{T100p}(\theta_f)$  est extraite de l'équilibre des forces statiques exprimée par l'équation IV.7b. Elle est alors estimée à 40% plus élevée que celle extraite des essais de caractérisation statique du tube T100p (fig. IV.6). Cette différence peut s'expliquer notamment par la faible répétabilité du processus de plastification locale réalisée à la main. Cette raideur reste néanmoins acceptable pour le niveau d'énergie fixé par le flambement initial  $x_{0,l}$  de l'OB inférieur à  $x_{0,max}$ .
- Le contact M-VH étant permanent lors des oscillations, la masse dynamique se trouve augmentée de 50% et donc la fréquence naturelle du système {OBVH} se trouve réduite de 32% car inversement proportionnelle à la racine carrée de  $m$  (eq.II.16).
- Le facteur de qualité  $Q$  est divisé par 5 suite à l'influence de la VH. Cela résulte des dissipations énergétiques supplémentaires apportées par l'intégration de la VH. Premièrement, nous supposons que l'articulation au point  $O$  se définit seulement par sa raideur en rotation.

En revanche, nous n'avons pas intégré dans le modèle prédictif l'amortissement structurel du matériau de kapton lorsque celui-ci est soumis à des contraintes. Une partie de l'énergie servant à plier la VH sera donc perdue par dissipation tout au long du mouvement de la VH par amortissement du kapton. Deuxièmement, le contact M-VH est de type quasi-ponctuel entre un angle saillant en acier et un cylindre en polymère avec un état de surface qualitativement caractérisable de rugueux. Le coefficient de frottement a alors été estimé dans le tableau VI.2 en faisant la corrélation modèle-essais des tests de lâcher avec VH. On constate alors que les dissipations énergétiques qui n'ont pas été prises en compte dans le modèle induisent une réduction de 94% sur le rendement de conversion énergétique dans le système. Les valeurs de rendement apparaissant dans le tableau VI.2 prennent exclusivement compte des pertes mécanique lors des oscillations de la masse afin d'isoler les effets de frottement au contact M-VH. Les aspects de rendement énergétique du système dans sa globalité sont discutés dans la sous-section qui suit.

### VI.3 Influence des différents paramètres sur le fonctionnement et l'efficacité du système global

Le système de récupération d'énergie est défini par de nombreux paramètres multiphysiques dimensionnés à partir de <sup>deux</sup> paramètres source que sont la pression de confort  $p_c$  et la cylindrée  $\Delta V_{ear,m}$  du bouchon d'oreille. Pour le dimensionnement, l'allure du débit est supposée connue et imposée (fig. I.9). Il est alors possible, avec les résultats obtenus en sortie du modèle numérique, d'établir la tendance de l'évolution du système en fonction de la variation des paramètres de dimensionnement. Le tableau VI.3 présente alors un résumé de l'influence de chacun des paramètres sur le système en s'appuyant sur la maximisation de deux critères que sont le rendement ( $\tilde{\eta}$ ) et le fonctionnement ( $\tilde{f}$ ).  $\tilde{\eta}$  se réfère à l'efficacité de conversion énergétique du système global pour un cycle de mastication.  $\tilde{f}$  se réfère quant à lui à la capacité du système à fonctionner avec un jeu de paramètres donné. Le tableau VI.3 donne alors la relation de proportionnalité qui lie un paramètre à un critère, en l'impactant de façon positive. Une relation directe (Di) suppose qu'il faille, en ce sens, maximiser le paramètre variable. En opposition, une relation indirecte (In) suppose qu'il faille le minimiser.

→ Tendance mal choisie : positive ou négative serait plus appropriée

Symbole	Influence sur le système	Proportionnalité $\tilde{\eta}$ * $\tilde{f}$ **
<i>a</i>	Une diminution du bras de levier de pliage <i>a</i> des VH induit : <ul style="list-style-type: none"><li>• Une augmentation de <math>\Delta\theta</math> (éq. II.6)</li><li>• Une augmentation de l'énergie absorbée dans le VH (tab. IV.5) et, par extension, de l'énergie dissipée dans l'articulation de cette dernière.</li></ul>	Di <sup>1</sup> In <sup>2</sup>
$\theta_0$	Pour $\Delta\theta$ fixe, une diminution de l'angle $\theta_0$ d'ouverture de VH induit : <ul style="list-style-type: none"><li>• Une diminution des pertes de charges dans la branche hydraulique qui actionne la masse (fig. IV.12).</li><li>• Une diminution du rapport de fermeture <math>r_{cf}</math> (éq. II.32 + fig. IV.12).</li></ul>	In Di
<i>m</i>	Pour un facteur de qualité <i>Q</i> supposé constant, une diminution de <i>m</i> induirait : <ul style="list-style-type: none"><li>• Une diminution des pertes par frottement visqueux dans l'air (éq. II.16).</li><li>• Une augmentation de la fréquence des oscillations <math>f_0</math> de la masse (éq. II.16).</li></ul>	In In
$th_t$	Une diminution de l'épaisseur $th_t$ du tube composant la VH induirait une diminution de la raideur $K_{VH}$ de la VH (fig. V.9 + V.7). Cela aurait, pour conséquence, une diminution de l'énergie absorbée par la VH (fig. VI.1) et, par extension, de l'énergie dissipée dans la rotation de cette dernière.	In In
$D_t$	Une diminution du diamètre initial $D_t$ du tube composant la VH induirait : <ul style="list-style-type: none"><li>• Une diminution de la raideur <math>K_{VH}</math> de la VH (fig. IV.5) provoquant une conséquence similaire à celle de la diminution de <math>th_t</math>.</li><li>• Une augmentation des PdC dans la branche hydraulique actionnant la masse (fig. V.6).</li></ul>	In In

1 : Relation de proportionnalité directe  
2 : Relation de proportionnalité indirecte.  
\* : Critère de fonctionnement.  
\*\* : Critère de rendement.

TABLEAU VI.3 – Influence des paramètres du système sur son fonctionnement et son rendement

Symbole	Influence sur le système	Proportionnalité $\tilde{\eta}^*$ $\tilde{f}^{**}$
$D_p$	<p>Une diminution du diamètre <math>D_p</math> des pistons induirait :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Une augmentation des PdC régulières dans la chambre du piston [47].</li> <li>• Une augmentation de l'amplification hydraulique <math>a_h</math> qui aurait pour conséquence de : <ul style="list-style-type: none"> <li>◦ Diminuer la distance entre la position de départ <math>x_{p0}</math> des pistons et la position d'équilibre <math>x_{0,vh}</math> de la masse. Cela augmenterait les probabilités de collision entre le piston inactif et la masse oscillante mais une distance minimale serait nécessaire afin d'assurer la course du piston avec le volume <math>\Delta V_{ear,m}</math> disponible (éq. II.3).</li> <li>◦ Diminuer le débit sortant de l'amplificateur hydraulique (éq. II.3), induisant ainsi une réduction des PdC dans la branche hydraulique qui actionne la masse (éq. II.21).</li> </ul> </li> </ul>	$In / Di$ $In / Di$
$x_{0,vh}$	<p>Une augmentation du niveau de flambement <math>x_{0,vh}</math> du système {OBVH} induirait :</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Une augmentation de l'énergie exploitable depuis la source (éq. VI.6).</li> <li>• Une augmentation de l'amplification hydraulique <math>a_h</math>. Les conséquences pour une telle évolution ont été détaillées, ci-dessus, pour une diminution de <math>D_p</math>.</li> <li>• Une augmentation de <math>\Delta\theta</math>. Les conséquences d'une telle évolution ont été détaillées, dans le tableau VI.3, pour une diminution de <math>a</math>.</li> </ul>	$Di$ $In / Di$
$L$	Une diminution de la longueur d'une LF induirait des conséquences similaires à celles de l'augmentation du niveau de flambement $x_{0,vh}$ détaillé ci-dessus.	$Di$ $In / Di$
$K$	Une diminution de la raideur $K$ du GPA induirait des conséquences similaires à celle de l'augmentation du niveau de flambement $x_{0,vh}$ détaillés ci-dessus. Cela induirait, en addition, une augmentation de la fréquence des oscillations $f_0$ de la masse (éq. II.16).	$Di$ $In / Di$
$\alpha$	Une augmentation du facteur de force piézoélectrique $\alpha$ du GPA induirait une augmentation du coefficient de couplage électromécanique de ce dernier, et, par extension, le coefficient de couplage électromécanique du système global (éq. II.7).	$Di$ $Di$

TABLEAU VI.4 – Influence des paramètres du système sur son fonctionnement et son rendement (suite)

## VI.4 Analyse critique du système

### VI.4.1 Pistes d'améliorations du contact M-VH

Les corrélations modèle-essais des tests de lâcher expérimentaux réalisés sur l'OBs, puis l'OBVH, montrent une dégradation nette du rendement de conversion du système. La majeure partie de l'énergie contenue dans l'OBVH se trouve mécaniquement dissipée. Les causes les plus probables sont les frottements générés au contact M-VH tout au long des oscillations, ainsi que dans l'amortissement structurel du kapton à l'articulation de la VH. Il est possible d'imaginer des architectures de contact alternatives entre la masse et la VH afin de réduire l'énergie dissipée par frottement.

La première solution, la plus rapide et la moins couteuse à mettre en œuvre, serait l'utilisation de téflon aux régions en contact sur les composants respectifs. Cela pourrait facilement être couplé avec un simple congé sur le coin de M en frottement. Le rayon du congé devra être étudié afin de minimiser son impact dans la cinématique de pliage. En effet, plus ce rayon sera important, plus l'évolution de  $\theta$  sera faible en fonction de la variation de  $x_m$ .

Une deuxième solution technologique plus complexe pourrait être l'intégration d'un roulement sur l'arrêt de M en contact. En gardant le téflon comme matériau de contact privilégié pour la VH, les frottements pourraient se voir nettement réduits avec une telle solution technologique.

Une troisième architecture, plus complexe, pourrait impliquer de rendre solidaire les VH et M. En effet, le banc avec les réglages illustrées sur la figure IV.13 a donné lieu à des résultats différents de ceux présentés précédemment. Sur la figure VI.6 on met en superposition 6 signaux de déplacement de M correspondants à 6 tests de lâcher consécutifs sur un OBVH implémentant un tube T100p, avec  $a$  réglé manuellement sous le millimètre. Comme on a pu le constater sur la figure IV.13,  $\theta$  varie d'environ  $20^\circ$  à environ  $70^\circ$ . Le prototype de VH implémenté lors de ces essais rentrait dans la catégorie  $L_{gr} > L_t/2$ . Le saut de VH y est donc présent et clairement visible sur les mesures de  $x_m$ . En effet, aux alentours de  $t = t_{ch}$  on observe une anomalie dans l'évolution de  $x_m$ . Il semble que M change brusquement de direction suite à une sollicitation extérieure. Restant à prouver le phénomène avec des techniques d'imagerie rapide, cela pourrait s'expliquer par une vitesse de rappel du tube en rotation plus faible que la vitesse de M. Provoquant alors un mouvement oscillatoire déphasé, à  $t = t_{ch}$  les deux composants se heurtent probablement en se déplacement chacun dans une direction opposée à l'autre. On notera que le facteur de qualité a été estimé durant ces essais à environ 10. En améliorant la qualité du frottement entre les deux corps, ils serait même envisageable qu'il soit supérieur à ce chiffre. Néanmoins, une perte énergétique considérable est à envisager si les deux corps ne sont pas solidaires et viennent à s'entrechoquer lors de mouvements en sens opposés. En veillant à ce que les deux corps soient solidaires, tout en gardant leurs degrés de libertés fonctionnels, on pourrait s'affranchir de ce type de problèmes.

D'autre part, il a été constaté que le vieillissement des prototypes de VH ont un impact sur leur fonctionnement. À des fins de manipulation sécurisée nous avons opté pour l'utilisation d'huile végétale de tournesol pour le fonctionnement des composants hydrauliques. L'idée a été motivée, en remplacement de l'eau, par le souhait de préserver les composants hydrauliques de l'oxydation prématurée. Aussi, l'huile offre une étanchéité capillaire aux déplaceurs des pistons hydrauliques de par sa viscosité. En revanche, soumis au temps et à l'oxygène, l'huile végétale se polymérise et

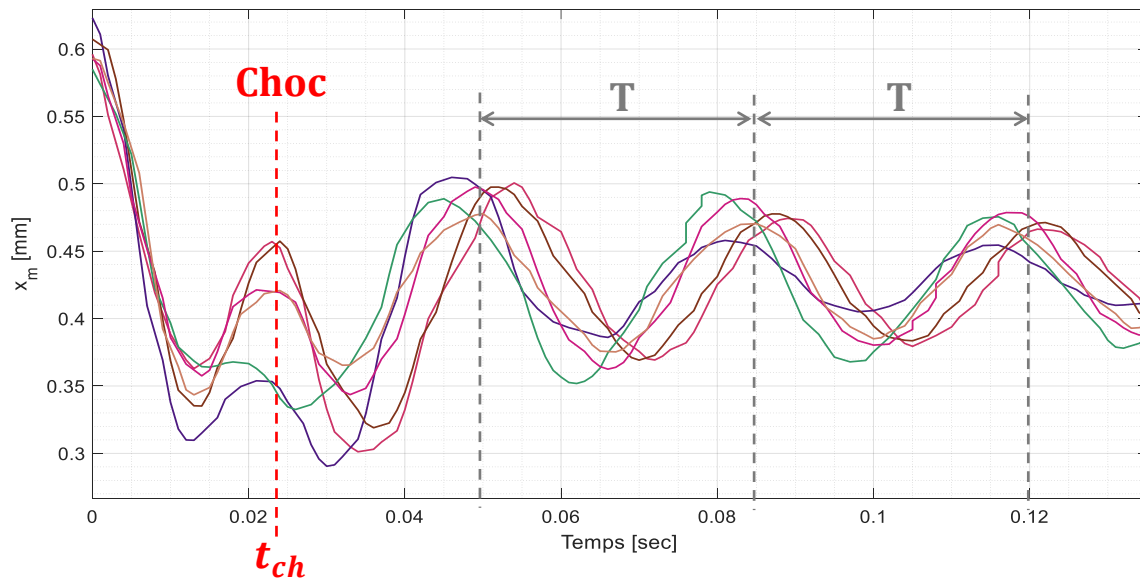


FIGURE VI.6 – Superposition de six lâchers consécutifs sur un système OBVH avec  $a < 1\text{ mm}$

fini par durcir en un matériau gélatineux dont les propriétés mécaniques s'approchent de celle du silicone. La VH remplie d'huile végétale finit alors par être obstruée par un matériau très visqueux qui absorbe les oscillations de M, réduisant d'autant plus le rendement de conversion. À terme, tout l'énergie apportée par M pourrait être absorbée dans la VH. Une alternative à l'huile végétale pourrait être l'huile minérale. Les applications souhaitées étant médicales, on va privilégier des solutions bio-compatibles. De ce fait, les huiles synthétiques ne pourront pas faire partie des choix envisageables. Les joints d'étanchéité des composants hydrauliques devront être étudiés pour prévenir la corrosion par les huiles minérales.

En addition, la masse et l'éventuelle raideur supplémentaire de la portion de circuit hydraulique devant aller depuis la partie mobile de la VH jusqu'au piston n'a pas été considérée. Le prototype d'OB a en effet été conçu pour une instrumentation complète autour du fonctionnement de celui-ci seul. L'ajout des VH est complexe au vu de l'encombrement du dispositif, s'il fallait en addition considérer la partie mobile du circuit hydraulique. Une piste néanmoins qui serait à exploiter serait d'utiliser une liaison hydraulique constituée un tube souple en spirale partant de la partie mobile de la VH pour se loger dans le piston hydraulique. En jouant sur le diamètres de la spirale, le matériau, ainsi que sa longueur, il serait envisageable de minimiser son impact au niveau de la raideur supplémentaire. La masse du circuit hydraulique en mouvement s'ajoutera à  $m$  et cette influence devra être quantifiée pour dimensionner le convertisseur électromécanique.

#### VI.4.2 Fiabilité du système global

##### VI.4.2.a Le modèle global

*On est plutôt sur des perspectives d'amélioration du modèle.*

Le modèle analytique global corrélié avec les données expérimentales prend en compte une majorité des éléments physiques afin de rester fidèle avec la réalité. Malgré une dégradation de ses performances à l'issue de la fabrication et du montage, le comportement expérimental de l'OB s'est révélé fidèle au modèle analytique. Certains phénomènes peuvent être considérés dans le mo-

dèle afin d'améliorer sa capacité prédictive.

La résolution des équations modélisant la dynamique des différentes phases de fonctionnement se fait indépendamment dans le modèle numérique global. Les résultats des simulations présentées sur les figures II.19 et II.20 sont issus de la concaténation temporelle des variables de sortie des différents sous-systèmes indépendants. Certains scénarios ne sont pas considérés dans la résolution des modèles car l'intégration de ces éléments est complexe de par la physique qui les définit ou bien par la manière dont le modèle a été programmé. Par exemple la collision probable entre le piston inactif et la masse oscillante au moment du lâcher n'est pas intégrée dans le modèle. Pour parer à cela, nous considérons que le système est défaillant lorsque les positions du piston passif et celle de la masse viennent à se rencontrer. Après avoir défini l'influence des différents paramètres de réglage sur le système global (tab. VI.3 et VI.4), un réglage sur le paramètre adéquat permet au système d'éviter ce scénario. Il pourrait par ailleurs être pertinent d'intégrer une butée de fin de course sur les pistons afin que, durant les phases actives, elles évitent de la même façon d'entraver le mouvement oscillatoire de la masse. Les répercussions de cette butée sur le circuit hydraulique devront aussi être prises en considération.

#### VI.4.2.b Le circuit hydraulique

L'actionnement hydraulique est considérée quasi-statique devant la fréquence d'oscillations de la masse. La masse étant cependant à l'arrêt avant le premier contact avec le piston, il serait pertinent d'intégrer un modèle de choc entre les deux composants afin d'étudier le comportement dynamique de la masse et la réponse en pression du circuit hydraulique.

Par ailleurs, la réponse en pression et en débit du bouchon d'oreille face à l'impédance mécanique de l'OB n'a pas été expérimentalement caractérisée sur un sujet humain. La résolution complète du modèle dépend en effet de l'allure du débit et du volume maximal déplacé depuis l'oreille et n'admet, dans notre étude, aucune variabilité entre deux cycles de mastication. La robustesse de la prédiction théorique pourrait donc être améliorée avec l'intégration d'une courbe de caractérisation pression/volume du bouchon d'oreille soumis à l'impédance mécanique de l'OB.

Enfin, le fonctionnement du système est piloté par le comportement des VH. Nous avons présenté les essais de caractérisation sur un seul prototype de VH fabriqué de façon artisanale bar le biais de deux adaptateurs de diamètres. Le comportement hydraulique de la VH a été extrait en estimant de façon pragmatique les pertes de charges des irrégularités de fabrication lors des essais à  $\theta = 0$  (sec. IV.3). En prenant du recul il est possible d'améliorer la robustesse des données expérimentales avec les considérations suivantes :

- Répéter le protocole d'essais sur plusieurs échantillons de VH et étudier expérimentalement l'influence du diamètre initial du tube.
- Éviter toute adaptation de diamètre interne sur l'échantillon de VH pour se défaire de la majorité des irrégularités amenées par la fabrication.
- Augmenter les incréments d'angle et utiliser plusieurs gammes de capteurs de pression afin de garder une incertitude faible sur les mesures dans un ordre de grandeur de pression de travail donné.



Le banc de test hydraulique instrumenté présenté sur la figure IV.9 peut s'adapter à différents diamètres de gaines rigides et de tubes Kapton pour se prêter à une étude complète de caractérisation des VH à base de tubes flambés en prenant compte des considérations ci-dessus.

#### VI.4.2.c Efficacité du système

Le rendement théorique du système global a été estimé à 67.1% lors de la phase de pré-dimensionnement, avec un rendement de 85% pour l'OB seul (tab. ?? et III.3). Les corrélations modèle-essais réalisées avec les données des caractérisations expérimentales de l'OB (ch. III), de la VH à base de kapton (ch. IV) et, des frottements au contact M-VH (s-s. VI.2.1), ont permis de constater les difficultés de réalisation du récupérateur. Les performances du systèmes se dégradent en effet à un rendement global inférieur de 5% avec les considérations expérimentales (tab. VI.2). Une grande partie de cette baisse est causée par la dégradation structurelle subie par l'OB lors de la fabrication et du montage sur le banc de test. Ces derniers ont engendré une baisse de rendement de l'OB estimée à 85% (tab. III.3). Cela pourrait être évité en optant pour une méthode de dimensionnement différente. La raideur en rotation  $K_\phi$  des liaisons pivots a en effet été calculée pour limiter les contraintes de flexion des LF. La géométrie résultante a donné lieu à des épaisseurs de lames de 75 $\mu$ m avec un coefficient de sécurité de 6 sur la limite élastique du matériau dans la plage d'angle  $\phi$  d'utilisation envisagée. Le retour sur expérience suggère qu'une épaisseur si faible dégrade nettement la transmission d'effort en compression des LF vers le GPA. Il serait donc judicieux de revoir le dimensionnement de l'OB de façon à augmenter sa résistance structurelle à la manipulation. L'élément dimensionnant devrait alors être la pré-contrainte admissible par le GPA au passage de la masse par la position  $x_m = 0$  qui, pour le GPA utilisé, a été calculée à  $F_{adm} = 18$ N avec la documentation technique du dispositif (ann. F).

L'autre majeure partie de l'énergie dissipée est due au frottement de contact solide contre solide entre la masse et la VH. Des pistes d'améliorations sur cet aspect ont été introduites plus tôt dans cette section. Le coefficient de frottement entre les deux solides a été estimé à  $\mu_{fs} = 0.42$  et reste cohérent avec les valeurs estimées dans la littérature pour le frottement non lubrifié entre un polymère et un métal [48]. avec un modèle de frottement sec. Ce dernier peut être réduit de près de 90% si le teflon est utilisé comme interface de contact entre les deux composants [48]. Si de surcroît la masse est équipée d'un roulement, la réduction des frottement pourrait être d'autant plus importante.

Le rendement global du système est dépendant des paramètres qui ont été listé dans les tableaux VI.3 et VI.4 avec leurs influences respectives sur le système. On y perçoit la complexité du couplage entre les différents paramètres car une simple modification améliorant théoriquement le rendement du système peut engendrer un défaut de fonctionnement dans ce dernier. Ce phénomène est notable sur les paramètres dont les relations de proportionnalité sont opposées entre leur influence sur le critère de rendement et celle sur le critère de fonctionnement. Un compromis est alors à trouver pour assurer un rendement optimal garantissant par ailleurs un fonctionnement correcte du point de vue système. Un travail à faire en perspectives serait donc de dresser un plan d'expérience avec ces paramètres pour élaborer un algorithme d'optimisation imposant un rendement maximal avec un fonctionnement garanti.

Finalment, ce qui manque un peu, mais pourrait être...

être apparues en conclusion, serait de dire ce que permet  
et ce que ne permet pas d'anticiper le modèle proposé.