

Approche théorique pour la modélisation des VH

Sommaire

V.1	Dimensionnement	88
V.1.1	Approximation de la géométrie du tube flambé	88
V.1.2	Critères de conception	90
V.2	Étude EF des tubes	91
V.2.1	Présentation du modèle	91
V.2.2	Influence des paramètres géométriques du tube	93
	V.2.2.a Aspects hydrauliques	93
	V.2.2.b Aspect statique	95
V.2.3	Conclusions de l'étude EF	95
V.2.4	Choix du tube d'après le modèle théorique	96
V.3	Corrélations modèle - essais du comportement des VH	97
V.3.1	Comportement statique	97
V.3.2	Comportement hydraulique	99
V.4	Conclusion de l'approche théorique	100

V.1 Dimensionnement

Pour le développement du modèle théorique de VH nous allons nous fixer un CDC similaire à celui de l'approche expérimentale (sec. IV.1.1) se divise en deux principaux critères :

- Critère énergétique : K_{VH} très faible devant sa valeur admissible (fig. IV.1).
- Critère hydraulique : Un rapport de fermeture $r_{cf} > 10$ (fig. II.19) entre les coefficients de PdC en position fermée et celui en position ouverte.

En utilisant une géométrie approximée nous pourrions établir un modèle de l'évolution du coefficient de PdC $C_f(\theta)$ en fonction de l'angle de flexion de la VH. Nous allons ensuite chercher à lier les paramètres géométriques et matériau de la VH à ses propriétés mécaniques et hydrauliques pour tenter d'établir un modèle prédictif.

V.1.1 Approximation de la géométrie du tube flambé

Nous avons vu, par l'équation II.20, que les PdC induites par ^{une} perturbation géométrique dans une conduite dépendent du produit de C_f par le carré du débit de l'écoulement. C_f est une fonction entièrement dépendante de la géométrie de la conduite et des propriétés ~~du~~ du fluide. Nous devons alors définir la géométrie d'un tube qui serait capable de reproduire le comportement hydraulique des VH tel que l'impose le CDC. Entre autres, nous devons montrer que le rapport $r_{cf} > 10$ est atteignable avec un tube flexible pour deux angles d'ouverture et fermeture donnés. On notera θ_0 l'angle de flexion pour lequel C_f vaut C_{f0} et θ_f l'angle de flexion pour lequel C_f vaut C_{ff} , tels que définis dans la sous-section II.5.3.

Le phénomène de flambement dans les conduites flexibles est le plus souvent étudié dans un

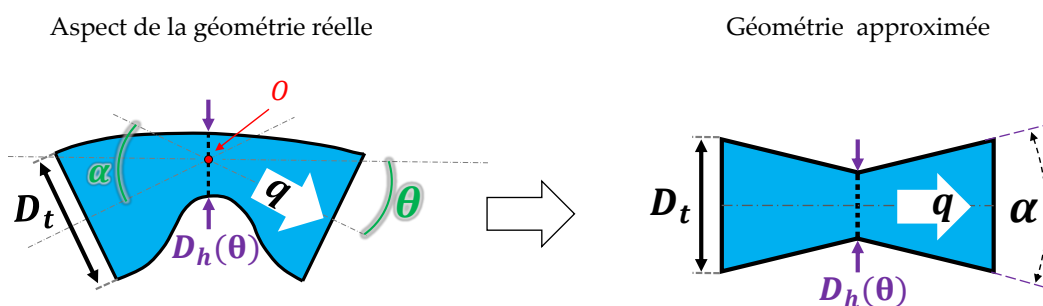


Figure V.1 – Approximation de la géométrie de la section flambée d'un tube cylindrique

contexte de différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la conduite [22–25]. En effet, lorsque cette différence est capable de déformer le tube, ce dernier peut flamber sous les forces de pression. Ces études sont le plus souvent appliquées aux veines du corps humain, dont la très faible raideur est fortement soumise aux différences de pression internes/externes à la veine [41–43]. Elles visent à caractériser la déformation mécanique de la conduite sous les pressions environnantes. Pour notre part, nous cherchons à caractériser un écoulement sous la déformation de la conduite. Dans ce contexte, le phénomène de flambement ne trouve pas de contexte applicatif dans la littérature car il est nocif pour l'écoulement.

Hal delà : le cas de la veine est un contexte applicatif!

Une solution pragmatique au problème est d'approcher la section de passage flambée par une géométrie dont on peut trouver une valeur de Cf dans la littérature. La géométrie de passage "réelle" en vue de coupe autour de la section flambée d'un tube flexible, ainsi que la géométrie approximée de cette section, sont schématisées sur la figure V.1. Le diamètre en entrée de la perturbation est D_t , le diamètre initial du tube. L'étranglement se fait jusqu'au diamètre hydraulique D_h (équ. II.19) de la section flambée. La restriction ainsi créée s'approche d'une contraction conique, suivie d'une expansion conique de même angle α . Le changement de direction joue lui aussi un rôle dans les PdC mais sera négligé dans un premier temps en considérant son influence faible devant la restriction de diamètre. Les outils de modélisation qui seront exposés dans ce chapitre peuvent s'appliquer à une approximation de modèle de PdC différente du choix que nous avons fait.

*validité
de cette
hypothèse
pour - et - à
discuter*

Nous allons dans un premier temps considérer la géométrie approximée de la figure V.1 afin d'approcher analytiquement Cf pour section flambée. Les études empiriques de Gibson ont permis d'établir un modèle analytique de Cf pour la géométrie approximée qu'on présente à la figure V.1 [34, 44, 45].

$$\Lambda_c = \begin{cases} \left(1 - \frac{S_r}{S_l}\right)^2 \cdot 2.6 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) & \text{pour } 0 < \alpha < 45^\circ \\ \left(1 - \frac{S_r}{S_l}\right)^2 & \text{pour } 45^\circ < \alpha < 180^\circ \end{cases} \quad (\text{V.1})$$

$$\Lambda_e = \begin{cases} 0.5 \left(1 - \frac{S_r}{S_l}\right)^{0.75} \cdot 1.6 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) & \text{pour } 0 < \alpha < 45^\circ \\ 0.5 \left(1 - \frac{S_r}{S_l}\right)^{0.75} \cdot \sqrt{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} & \text{pour } 45^\circ < \alpha < 180^\circ \end{cases} \quad (\text{V.2})$$

On rappelle que C_f est défini par l'équation V.3.

$$Cf = \frac{\Delta p}{q^2} = \left(\frac{8\rho}{\pi D_h^4} \right) \Lambda \quad (\text{V.3})$$

La seule inconnue est Λ et ce coefficient dépend seulement de la géométrie de la perturbation. Les résultats issus des études de Gibson sont présentés dans les équations V.1 et V.2. Λ_r et Λ_e sont respectivement les coefficients de perturbation hydraulique induits respectivement par le rétrécissement et l'élargissement de la conduite. S_r et S_l sont les surfaces respectives de la section réduite et de la section large. Enfin, α représente l'angle du cône de rétrécissement, et est identique à l'élargissement. Gibson a identifié que pour une conduite circulaire les PdC atteignent un maximum lorsque $\alpha = 63^\circ$ et un minimum lorsque $\alpha = 13.5^\circ$ [44]. Cet angle sera dépendant de l'angle de flexion θ du tube et sera d'autant plus important que celui-ci augmente. Il sera pris égal à 2θ en première approximation, comme le montre la figure V.1. Le coefficient Cf pourra alors s'exprimer comme suit pour la géométrie approximée d'une section de tube flambée :

$$C_{f,VH} = \frac{4\rho}{\pi^2 D_h^4} \left[1.6 \left(1 - \frac{D_h^2}{D_t^2}\right)^{0.75} + 5.2 \left(1 - \frac{D_h^2}{D_t^2}\right)^2 \right] \sin(\theta) \quad (\text{V.4})$$

V.1.2 Critères de conception

On rappelle que le rapport $(r_{cf})_{min} \geq 10$ est nécessaire pour assurer le bon fonctionnement des VH. En fixant alors le diamètre D_t du tube, on pourrait en déduire d'après l'équation V.4 le diamètre de fermeture D_{hf} qu'on doit avoir à la section flambée pour assurer $(r_{cf})_{min}$.

On doit à présent établir un critère de sélection afin de déterminer D_t . Plusieurs facteurs peuvent conditionner ce choix. Si on se réfère à l'évolution de θ en fonction de x_m , illustrée sur la figure IV.19, on voit que l'amplitude du déplacement de la masse doit suffire à plier le tube sur la plage d'angle $\Delta\theta$ assurant l'ouverture et la fermeture de la VH. Nous connaissons la valeur de $|x_0| < 1\text{mm}$ d'après les simulations du chapitre II. Par conséquent, l'amplitude $\Delta\theta$ pour plier la valve sera uniquement dépendante du bras de levier de pliage a . D'après l'équation II.16 l'impact de la rigidité du tube sur l'OB est inversement proportionnel à a et donc il faudrait minimiser cette distance pour limiter l'impact de la raideur K_{VH} . Cela résulte à minimiser $\Delta\theta$ et c'est donc dans ce sens que nous allons faire évoluer les paramètres matériau et géométriques du tube afin de minimiser K_{VH} .

D'autre part, on peut s'appuyer sur l'équation II.20 et sur l'ordre de grandeur de D_h et D_t afin d'estimer leur influence sur l'évolution de $C_{f,VH}$. Pour caractériser la capacité d'étranglement à la section flambée lors de la flexion du tube, nous introduisons le rapport de fermeture f_D défini tel que :

$$f_D = \frac{D_h}{D_t} \quad (V.5)$$

L'équation V.4 peut alors être exprimée en fonction de f_D comme suit :

$$C_{f,VH} = \frac{4\rho \sin(\theta)}{\pi^2 D_t^4} g(f_D) \quad (V.6)$$

Où $g(f_D)$ est une fonction entièrement dépendante de f_D et exprimée par l'équation V.7

$$g(f_D) = \frac{1}{f_D^4} \left(1.6(1 - f_D^2)^{0.75} + 5.2(1 - f_D^2)^2 \right) \quad (V.7)$$

On sait $f_D \in] 0 ; 1]$ et, par extension, on sait que $g(f_D)$ sera bornée. La figure V.2 montre alors l'évolution de $g(f_D)$ pour $f_D \in [0.3 ; 1]$. On constate que $g(f_D)$ augmente lorsque f_D diminue. Cela signifie que lorsque D_h diminue, $C_{f,VH}$ augmente. Le tube à concevoir doit donc pouvoir offrir une diminution de f_D suffisamment importante afin que la VH puisse générer un rapport de fermeture hydraulique $(r_{cf}) > 10$. Les paramètres susceptibles d'affecter ce CDC sont dénombrés à 5 : le module d'Young E_t et le coefficient de Poisson ν_t du matériau, le diamètre initial D_t , l'épaisseur th_t , ainsi que la longueur L_t de l'échantillon de tube. Nous allons à cet effet établir un modèle EF dépendant de ces paramètres pour étudier leur influence sur l'évolution de f_D et, par extension, sur l'évolution de $C_{f,VH}$.

Il est à noter sur la figure V.2 que la variation de $C_{f,VH}$ devient significative pour des rapports f_D inférieurs à 0.7. Pour profiter d'une variation de $C_{f,VH}$ importante sur une plage d'angle $\Delta\theta$ la plus faible possible, il sera pertinent de fixer un angle de flexion θ_0 non nul en position ouverte.

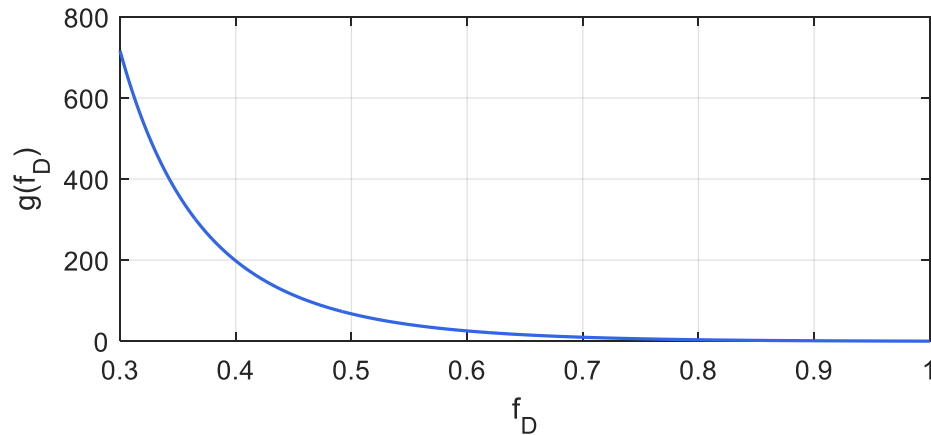


Figure V.2 – Évolution de $g(f_D)$ pour $f_D \in [0.3 ; 1]$

V.2 Étude EF des tubes

V.2.1 Présentation du modèle

L'étude EF a été réalisée avec l'outil *ANSYS APDL mechanical*. Le modèle ayant servi à l'étude, ainsi que ses conditions limites, sont illustrés sur la figure V.3. Il se compose essentiellement d'un échantillon de cylindre creux. L'étude a été réalisée avec les propriétés de l'élément de type SHELL63. La géométrie du tube a été définie par sa longueur L_t , son diamètre intérieur D_t et son épaisseur th_t . Le matériau utilisé est élastique isotrope homogène et défini par son module d'Young E_t et son coefficient de Poisson ν_t . Les plans S_1 et S_2 aux extrémités du tube représentent la jonction avec les gaines rigides des parties fixes et mobiles représentées en rouge sur la figure II.10.

Les hypothèses pour la résolution du modèle sont les suivantes :

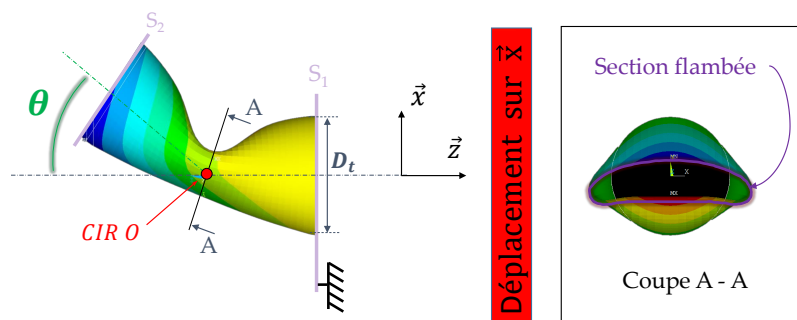


Figure V.3 – Modèle EF d'un tube flexible sous un angle θ imposé

- Les section S_1 et S_2 sont rigides.
- La résolution se fait en grands déplacements.

Les déplacements imposés sont les suivants :

- Les nœuds appartenant au plan S_1 sont fixes dans l'espace.

- L'angle θ est imposé et défini comme l'angle formé par l'intersection des deux axes des sections S_1 et S_2 . On peut retrouver sur la figure V.4 le détail du déplacement imposé aux nœuds du plan S_2 afin que le flambement se produise au centre de la longueur L_t . Le centre O est immobile dans l'espace et se trouve au centre du cylindre non déformé.
- Les conditions initiales pour chaque incrément d'angle sont issues de la position d'équilibre finale de la résolution du modèle avec l'incrément d'angle précédent.

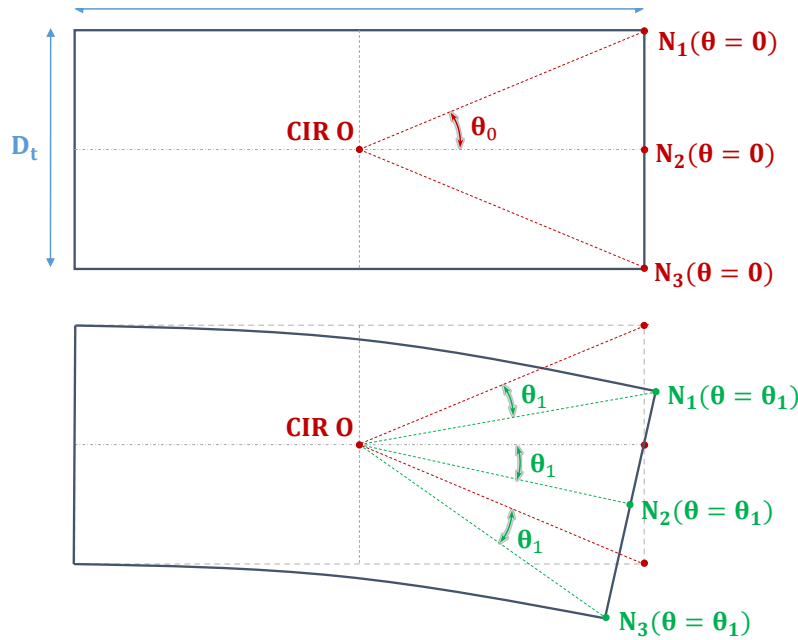


Figure V.4 – Origine de l'angle θ

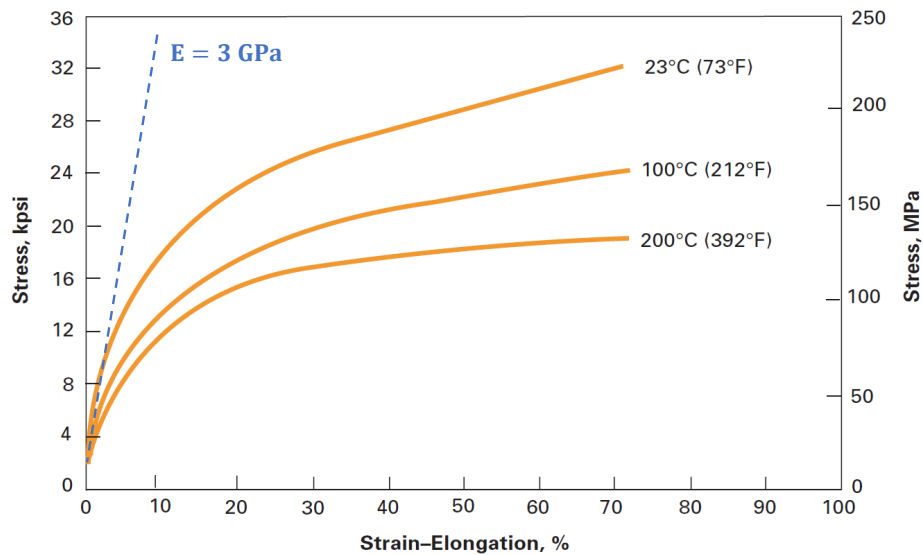


Figure V.5 – Courbe de contraintes-déformations en traction de kapton HN [46]

Le choix de matériau a été considéré durant l'étude expérimentale (sec. IV.2.2). Le comportement élastique du matériau kapton choisi est présenté sur la figure V.5 issu des données constructeur

pour trois températures de recuit. On relève que le kapton a la particularité d'avoir un comportement matériau assouplissant, dont le module d'Young est décroissant en fonction du niveau de contraintes. Afin de simplifier la résolution du modèle EF, nous allons nous placer dans le cas le plus défavorable en supposant que le module d'élasticité est constant et que les déformations sont faibles. Nous basant sur les données techniques du kapton, on impose alors dans le modèle $E_t = 3\text{GPa}$. Aussi, on prend $\nu_t = 0.3$, une valeur récurrente pour les polymères et qui ne devrait pas avoir une influence significative car les épaisseurs considérées seront très faibles.

Afin de déterminer l'évolution de D_h nous allons relever la position des nœuds se trouvant sur le périmètre formant le plan de symétrie vertical passant par O lorsque le tube est horizontal. Ce périmètre est illustré sur la coupe A-A de la figure V.3. Connaissant les coordonnées du nuage de points ainsi formé, nous appliquerons alors la formule énoncée à l'équation II.19 pour extraire D_h pour chaque incrément de θ .

En addition, nous pourrions extraire des simulations l'énergie de déformation élastique W_t emmagasinée dans le tube fléchi. Connaissant le déplacement imposé, nous pourrions ainsi évaluer la rigidité K_{HV} d'après l'équation suivante :



*K_{HV} ou K_{HV},
et faut choisir !*

$$K_{HV} = \frac{1}{\theta} \cdot \frac{dW_t}{d\theta} \quad (\text{V.8})$$

V.2.2 Influence des paramètres géométriques du tube

Nous voulons déterminer l'influence des paramètres D_t , L_t et th_t sur l'évolution de f_D . Nous allons nous servir d'une matrice de jeux de paramètres de dimension 3^2 , où 3^2 est le nombre de simulations à réaliser avec un jeu de paramètres ($D_t \times L_t \times th_t$) différent pour chacune d'elles. La matrice de paramètres est présentée dans le tableau V.1 Nous avons vu à travers l'étude expé-

	D_t [mm]	th_t [μm]	L_t [mm]
D_t [mm]	0.42	0.5	0.62
th_t [μm]	15	25	40
L_t [mm]	1	2	3.5

Tableau V.1 – Matrice de paramètres

imentale des tubes kapton que le tube T50 (tab. IV.2) non plastifié admet une raideur K_{VH} (fig V.9) acceptable pour la limite d'admissibilité de l'OB fabriqué (fig IV.1). C'est pourquoi les trois diamètres initiaux D_t choisis pour les simulations se situent autour de 0.5mm.

V.2.2.a Aspects hydrauliques

On cherche à maximiser Δf_D sur une plage d'angle $\Delta\theta$ la plus faible possible. La figure V.6a montre alors les résultats des simulations EF concernant l'évolution de $f_D(\theta)$. Chaque quadrant montre les simulations réalisées en fixant deux des paramètres D_t, th_t et L_t , pour isoler l'influence du troisième. L'angle de flambement est repéré pour chaque simulation sur l'axe des abscisses. En nous appuyant sur ces résultats et sur le besoin, nous devons minimiser l'épaisseur en maximisant le diamètre du tube. On note que le hauteur du saut de f_D lors de l'apparition du flambement n'est

que peu significativement impactée par ces deux paramètres, contrairement à la longueur L_t . En augmentant ce dernier, le flambement apparaît pour des angles plus élevés et induit une hauteur de saut de f_D plus importante après l'apparition du phénomène. En revanche, on s'aperçoit qu'après flambement f_D tend vers la même valeur, indépendamment L_t .

À l'aide de l'équation V.6, on trace aussi les courbes de l'évolution de $C_{f,VH}$ en fonction de θ

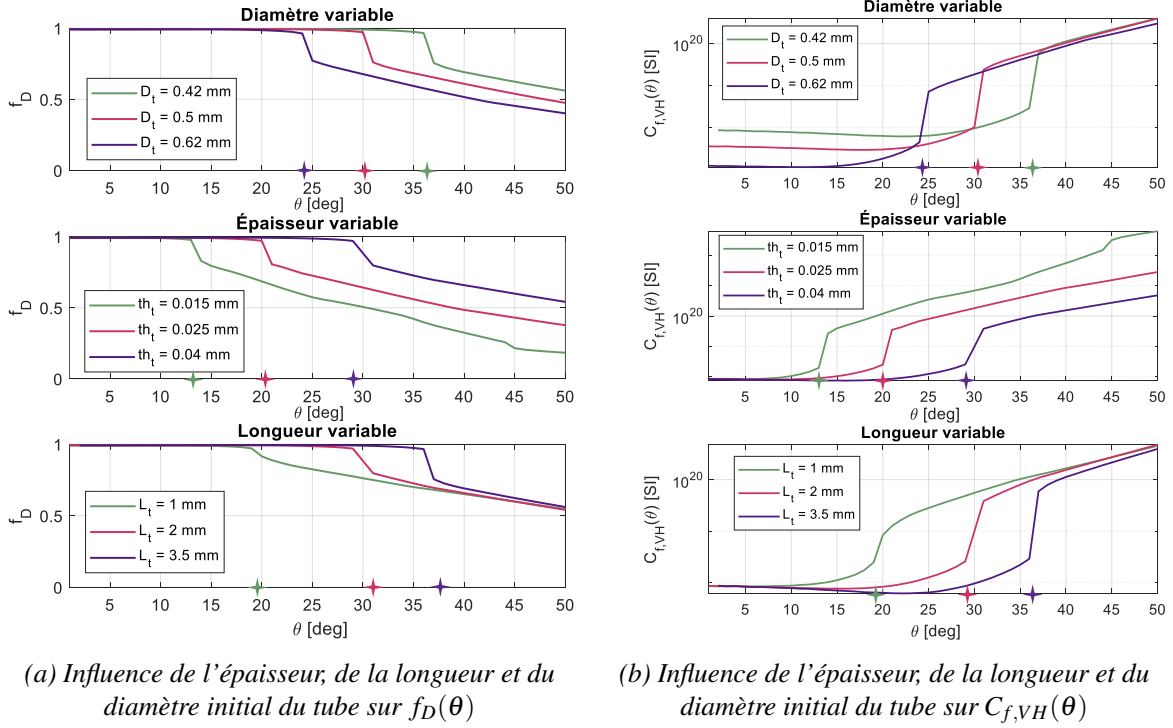


Figure V.6 – Résultats des simulation EF sur les aspects hydrauliques

pour ces mêmes simulations sur la figure V.6b. Afin de maximiser la variation $\Delta C_{f,VH}$ pour un $\Delta\theta$ minimal, les tendances d'évolution de L_t , D_t et th_t devront logiquement être les mêmes que précédemment pour f_D .

Un angle faible est bénéfique pour réduire les PDC dans la branche qui actionne. En revanche, il serait bénéfique d'exploiter les tubes en position ouverte avec une pré-contrainte d'angle fixe et proche de l'angle de flambement θ_f . On pourra alors profiter du phénomène afin de diminuer $\Delta\theta$ car $\Delta C_{f,VH}$ est très faible sur la plage d'angle $[0; \theta_f]$. Un compromis est donc à déterminer pour l'angle d'ouverture de la VH.

On relève que $(r_{Cf})_{min}$ est atteignable pour tous les tubes qui ont été simulés. Si on se place à la limite du flambement, et qu'on compare $C_{f,VH}$ avant et après le phénomène, on reste dans le respect du CdC hydraulique. Une plage $\Delta\theta \approx 1 - 2^\circ$ serait alors suffisante avec les tubes simulés. La restriction hydraulique dans les tubes de très faibles diamètres semble très importante. En effet, l'ordre de grandeur de $C_{f,VH}$ est 4 à 5 fois supérieure à celui que nous avons relevé dans les simulations de pré-dimensionnement de la figure II.19. Cette différence est induite par le terme D_t^4 qu'on retrouve au dénominateur de la formule définissant $C_{f,VH}$. On peut en déduire qu'il est possible d'augmenter D_t par simulations itératives, en veillant à respecter $(r_{Cf})_{min} = 10$. Ce résultat est positif du point de vue de la facilité d'intégration technologique car à faibles diamètres les montages hydrauliques expérimentaux deviennent plus complexes à manipuler. Il faudra cepen-

Il faut garder une attention sur la raideur du tube qui, d'après les résultats expérimentaux (fig. V.9), devient plus importante avec l'augmentation du diamètre.

V.2.2.b Aspect statique

Il est important d'estimer l'évolution de K_{VH} en fonction de l'angle de flexion pour prédire son influence sur le comportement de l'OB. À l'aide de l'équation V.8 et des résultats issus des mêmes simulations par EF que nous avons traitées précédemment, nous pouvons tracer l'évolution de K_{VH} en fonction de θ en faisant varier les différents paramètres géométriques. Ces résultats sont présentés sur la figure V.7. Sur la première ligne on retrouve l'énergie de déformation W_t accumulée dans le tube. La deuxième ligne montre la rigidité K_{VH} et enfin la troisième ligne montre une vue ciblée de K_{VH} pour des angles de flexion importants. On relève de ces résultats que les

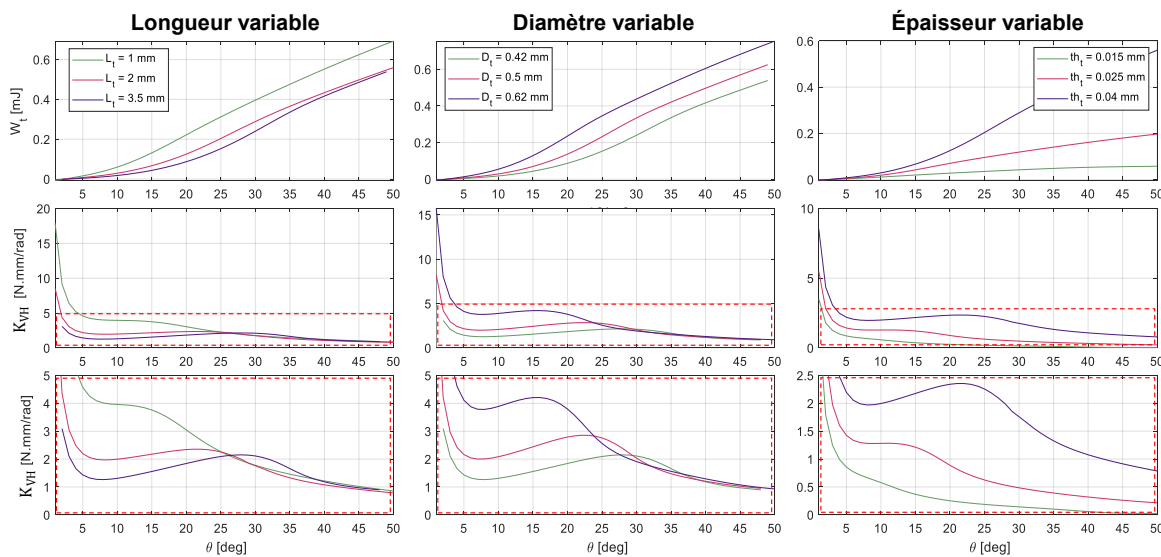


Figure V.7 – Influence de l'épaisseur, de la longueur et du diamètre initial du tube sur $K_{VH}(\theta)$

faibles épaisseurs et diamètres favorisent une diminution de K_{HV} . Le diamètre initial semble im-
avoir un effet sur pacter la différence de raideur pour des angles de flexion faibles. À l'inverse de l'influence sur f_D , il semblerait que l'augmentation de L_t soit favorable à la diminution de K_{HV} . Cela reste en accord avec le fait qu'il faut minimiser du bras de levier de pliage a pour limiter l'influence de la rigidité du tube sur l'OB.

On constate par ailleurs, qu'après l'apparition du flambement, K_{HV} semble tendre vers une valeur identique, quels que soient le diamètre initial ou bien la longueur de du tube. Le seul paramètre dont la faible variation influence considérablement l'évolution de K_{HV} à cette échelle reste l'épaisseur du tube.

V.2.3 Conclusions de l'étude EF

L'optimisation d'une VH de façon à ce qu'elle respecte le cahier des charges hydraulique et énergétique impose de concevoir un tube dont :

- La réduction de f_D à la section flambée se fait pour un $\Delta\theta$ le plus faible possible et permet d'atteindre le rapport de fermeture $(r_{cf})_{min} = 10$ grâce au coefficient de PdC ainsi généré.

- La rigidité K_{VH} est la plus faible possible pour minimiser son impact sur la dynamique de l'OB.

Les observations faites en traitant les informations de l'étude EF ont été les suivantes :

- $(r_{Cf})_{min}$ est facilement atteignable dans chacun des triplets de paramètres considérés.
- Le diamètre D_t et la longueur L_t ont une influence proportionnelle sur K_{VH} pour des angles de flexion faibles. Après flambement, ils tendent à n'avoir que très peu d'impact sur les deux critères de conception énoncés ci-dessus.
- L'évolution décroissante de l'épaisseur du tube est l'évolution majeure qui tend à favoriser le respect des deux critères. *→ n'ya-t-il pas des un niveau de déformation du tube sans la pression interne?*
- La variation de f_D est très faible avant le flambement, comparé à son évolution post-flambement.

En considérant ces observations on peut établir une méthode pour dimensionner et concevoir le tube adapté au système que nous avons pré-dimensionné avec le niveau énergétique considéré dans le chapitre II.

V.2.4 Choix du tube d'après le modèle théorique

L'OB a été dimensionné et conçu à partir des données des simulations préliminaires du modèle système sur Matlab-Simulink (sec. II.5). Nous allons donc dans un premier temps chercher un tube dont les caractéristiques mécaniques et hydrauliques peuvent être intégrées au modèle. On rappelle notamment que $x_0 = 0.49\text{mm}$ est le niveau de flambement de l'OBs sans VH.

Nous avons étudié leur comportement mécanique et établi un modèle analytique de pertes de charges qu'on utilise pour vérifier si les tubes kapton existants sont adaptés à notre application. Les tubes considérés sont issus du même catalogue fournisseur que ceux testés dans l'approche expérimentale. Le "candidat" qui remplit les critères du CDC est un tube Kapton de diamètre intérieur $D_{T40} = 0.3\text{mm}$ et d'épaisseur $th_{T40} = 0.015\text{mm}$ qu'on nomme par sa référence T40.

La rigidité théorique en flexion K_{T40} , ainsi que le coefficient de perte de charge Cf_{T40} induit dans la section flambée du tube T40, sont présentés sur la figure V.8a. Ces résultats sont obtenus grâce au modèle de simulation par EF présenté précédemment, couplé à l'équation II.20. Comme on a pu constater précédemment, la rigidité du tube baisse rapidement après le flambement, qui pour le tube T40 se produit autour de 10° . Il serait donc intéressant pour nous d'utiliser le tube dans une plage d'angles post flambement afin de diminuer considérablement K_{VH} . Cela pourra être réalisé expérimentalement en intégrant à la VH une butée mécanique similaire à celle qu'on a présentée dans l'étude expérimentale (fir. IV.13).

Plusieurs choix sont possibles pour la plage de fonctionnement de la VH, dans la mesure où on s'assure que le critère de restriction hydraulique permettant d'obtenir le rapport minimal $(r_{Cf})_{min}$ est respecté. Il est à privilégier un angle d'ouverture θ_0 le plus faible possible afin de limiter les PdC dans la branche qui actionne l'OB. En accord avec les CDC hydraulique, on peut utiliser le tube sur la plage d'angle $\Delta\theta_{25,50} = \theta \in [25^\circ; 50^\circ]$ comme plage de fonctionnement. L'évolution de K_{T40} et Cf_{T40} sur cette plage d'angle est présentée sur la figure V.8b. Le rapport de fermeture $r_{Cf,T40} = 17$ sur $\Delta\theta_{25,50}$, et donc est supérieur à $(r_{Cf})_{min}$. Le tube T40 valide donc le critère hydraulique du fonctionnement. Aussi, la raideur du tube T40 sur $\Delta\theta_{25,50}$ est du même ordre de grandeur que celle du tube T100p (fig. IV.6) dont le comportement statique a été validé expérimentalement.

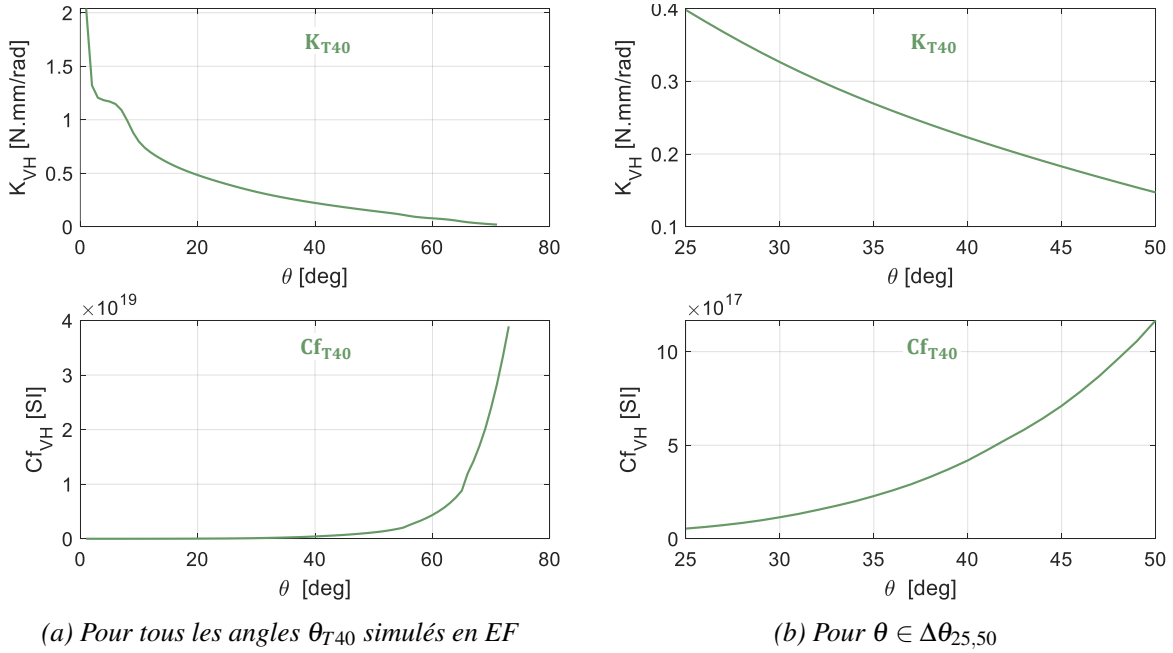


Figure V.8 – Évolution de K_{T40} et Cf_{T40} en fonction de θ_{T40}

En ce sens, il est théoriquement possible d'intégrer le tube T40 de diamètre $D_{T40} = 0.3\text{mm}$ et d'épaisseur $th_{T40} = 0.015\text{mm}$ comme VH sur l'OB fabriqué.

Nous allons regarder dans quelle mesure les outils théoriques développés dans ce chapitre sont aptes à prédire les résultats expérimentaux.

V.3 Corrélations modèle - essais du comportement des VH

Dans cette section nous avons confronté les résultats expérimentaux des tubes T50, T100, T200 et T300 (tab. IV.2) avec le modèle EF conforme à leurs dimensions respectives. Nous allons voir dans quelle mesure le modèle de tubes flexibles est fidèle avec la réalité observée sur les aspects statique et hydraulique.

V.3.1 Comportement statique

La plastification locale n'a pas été introduite dans le modèle EF. Cette action induit un changement majeur dans le comportement mécanique du matériau. Nous allons donc comparer les résultats de simulation avec les résultats expérimentaux sans plastification. Sur la figure V.9 nous traçons en superposés les résultats issus respectivement des méthodes EF et expérimentales pour chacun des tubes T50, T100, T200 et T300. Le tableau V.2 donne les valeurs des paramètres respectifs des tubes simulés et des tubes testés expérimentalement.

Le modèle théorique prédit une rigidité d'un ordre de grandeur cohérent avec les résultats issus des essais expérimentaux. La rigidité calculée par EF est bien plus importantes pour les angles

de départ, comparé aux essais. Ce phénomène peut être causé par les différences de conditions initiales entre les deux méthodes. Cela peut être lié à la longueur du tube qui diffère entre les deux approches. Il a été déterminé pour le modèle EF afin de maximiser l'angle de flexion pour lequel on obtient une convergence des simulations. Expérimentalement ce paramètre est lié à la facilité de fabrication et d'intégration de la VH. On a pu observer précédemment sur la figure V.7, que la rigidité théorique pour les angles faibles est d'autant plus importante que la longueur du tube simulé est faible, ce qui est le cas pour tous les tubes testés (tab. V.2). D'autre part, les conditions initiales du modèle théorique n'admettent aucun contact par un objet extérieur, et le centre de rotation O reste fixe pour tous les angles. En condition expérimentale, lorsque le support entre en contact avec le tube, celui-ci fléchit jusqu'au flambement et le centre de rotation se décale alors légèrement à chaque incrément d'angle. Ceci résulte du fait que la flexion est en partie reprise par la portion du tube kapton que nous supposons fixe. En conséquence, expérimentalement la rotation du tube est plus souple du point de vue du support. De plus, les données matériau présentées sur la figure V.5 nous informent sur le comportement assouplissant du Kapton dès lors qu'il est soumis à des contraintes. Les simulations prédisent un ordre de grandeur de 100MPa sur le stress subi à la section flambée, ce qui d'après la courbe matériau devrait baisser module d'élasticité autour de 2GPa. Enfin, la méthode de fabrication des tubes chez le fournisseur consiste à enrouler une feuille de kapton sur elle même en spirale et utiliser un adhésif pour assurer l'étanchéité. Le comportement matériau du modèle EF ne prend lui pas en compte les hétérogénéités ainsi créées par la méthode de fabrication initiale des tubes. Néanmoins, compte tenu du fait que nous souhaitons les utiliser sur une plage d'angles de flexion se situant après l'apparition du flambement, la proximité relative des résultats du modèle, avec ceux obtenus expérimentalement, le rendent pertinent et utile pour un pré-dimensionnement.

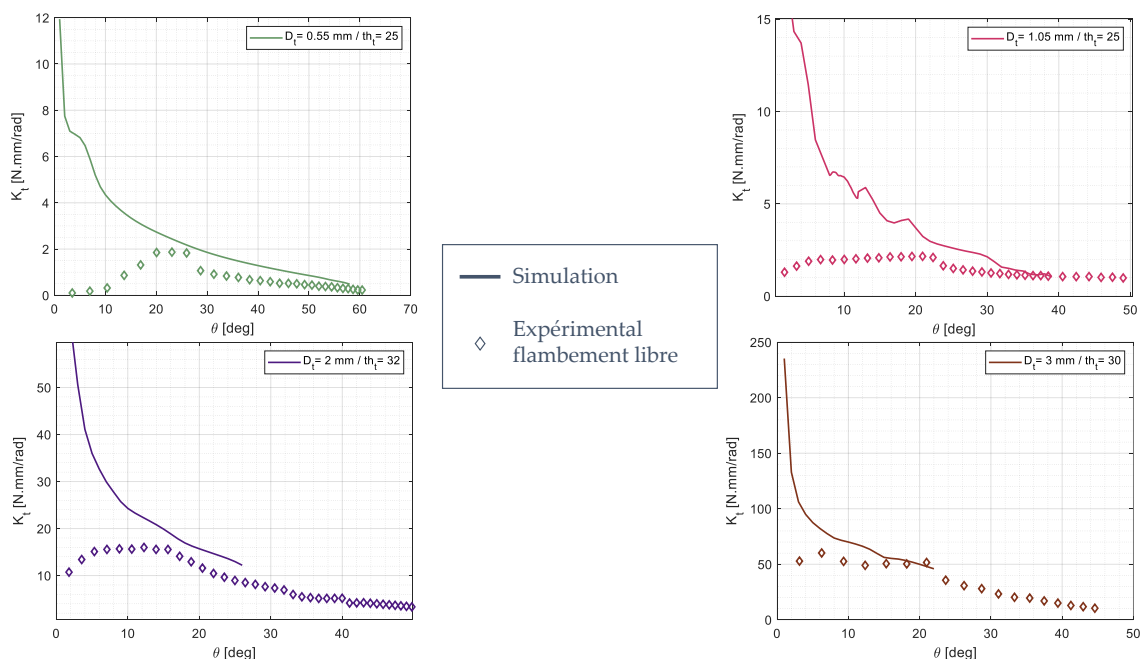


Figure V.9 – Évolutions théoriques et expérimentales de K_t en fonction de θ

pour être ajoutés à θ_0 et θ_{critique}

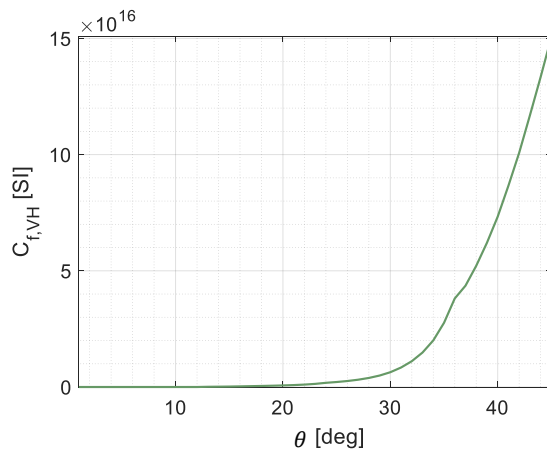
Paramètre	T50		T100		T200		T300	
	Théorie	Exp.	Théorie	Exp.	Théorie	Exp.	Théorie	Exp.
D_t [mm]	0.55		1.05		1.99		3	
th_t [μm]	25		25		32		30	
L_t [mm]	0.8	1.9	1	3	3.9	5.8	4.4	11.1
D_t/th_t []	22		42		62		100	
L_t/D_t []	1.5	3.5	1	3	2	2.9	1.5	3.7
L_t/th_t []	32	76	40	120	122	181	147	370

Tableau V.2 – Dimensions des tubes testés sur le banc expérimental statique et ceux des modèle EF respectifs

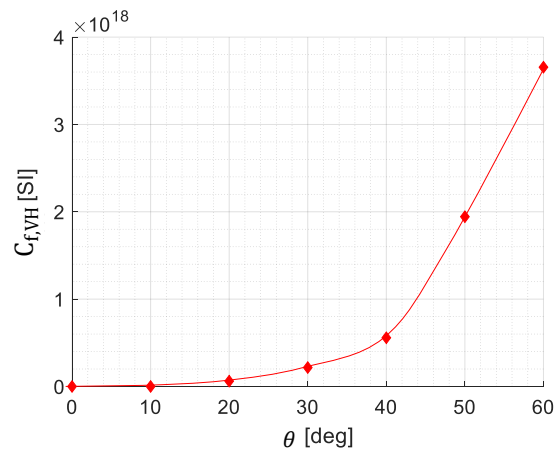
V.3.2 Comportement hydraulique

On a pu voir que pour les angles faibles, notamment avant le flambement, l'évolution théorique de $C_{f,VH}$ n'est pas significative (fig. V.6b). En regardant l'image rapprochée du tube T100p (fig. IV.7) on voit apparaître un angle induit par le pincement. Celui-ci est évalué à environ 10° et par conséquent on estime qu'il n'aura pas d'impact significatif sur le comportement hydraulique du tube. Il devient alors acceptable de comparer le modèle théorique du tube T100 avec les données expérimentales du tube T100p sur leurs comportements hydrauliques respectifs.

Sur la figure V.10a on trouve la courbe théorique de $C_{f,VH}$ extraite du modèle EF couplé au modèle



(a) Simulation EF couplée au modèle analytique pour le tube T100



(b) Essais expérimentaux

Figure V.10 – Modèle théorique et expérimental de $C_{f,VH}$ pour le tube T100p

analytique de la géométrie approximée. On trouve en parallèle sur la figure V.10b les résultats des essais expérimentaux réalisés sur le tube T100p et présentés dans le chapitre précédent. La tendance de l'évolution de $C_{f,VH}$ est proche entre les deux jeux de données mais la comparaison fait apparaître une différence de deux ordres de grandeur. La tendance est dictée par la fermeture de la VH et donc son effet est clairement remarquable sur les deux courbes. Les écarts peuvent être causés par de plusieurs facteurs.

⊕ déformations des tubes sans la pression ?

Tout d'abord, l'acte de plastification locale à la section de flambement peut avoir altéré le comportement cinématique du tube soumis à la flexion. Ensuite, la méthode de fabrication de la VH (fig. IV.10) peut induire des singularités importantes qui ne sont pas détectables à l'œil nu et qui, au vu de l'échelle des dimensions, induisent de fortes perturbations de pression qui ne sont pas prises en compte pour l'extraction de $C_{f,VH}$. Par exemple, la jonction et l'étanchéité entre le tube et les adaptateurs (fig. IV.10) est assurée par une colle peu visqueuse dont on exploite la forte capacité adhésive et les effets capillaires pour assurer le bon scellage de la valve. Un surplus d'adhésif peut former une obstruction à l'intérieur de l'échantillon de VH. De plus, la mise en place de la valve sur le plateau rotatif induit des contraintes de torsion qui sont difficile à compenser à cause de la souplesse du kapton face à la forte rigidité du reste du circuit hydraulique. On pourra par exemple voir, sur l'image rapprochée de la VH apparaissant sur la figure IV.9, la conséquence sur la géométrie qui n'est alors plus totalement cylindrique.

Par ailleurs, l'approximation géométrique pour l'établissement du modèle analytique de $C_{f,VH}$ peut être trop loin de la réalité. En effet, la géométrie réelle est différente et, en addition, elle est composée d'un étranglement et d'un coude qui lui n'est pas pris en compte dans le modèle analytique. Il pourrait être intéressant, de ce fait, de coupler de façon linéaire l'influence du changement de direction avec le modèle de contraction/expansion afin de les confronter aux résultats expérimentaux.

Des solutions alternatives peuvent aussi être appliquées pour établir un modèle de PdC prédictif pour une section flambée. Un premier exemple serait une étude empirique des VH. Le circuit hydraulique du banc de test devra être adaptable au diamètre de la valve afin d'induire un minimum de perturbations et de ce fait aider à isoler l'influence seule de la VH en flambement. Une seconde façon de procéder serait d'établir un modèle EF de l'écoulement au travers la section flambée que nous obtenons suite à l'étude statique. Il serait par ailleurs intéressant de corréler ces deux méthodes afin de solidifier leurs robustesses respectives.

V.4 Conclusion de l'approche théorique

Nous avons présenté dans ce chapitre une approche théorique pour le dimensionnement des VH à base de tubes flexibles flambés. Nous avons fait une approximation sur la géométrie de la section flambée afin d'établir un modèle de PdC approché en fonction des paramètres géométriques du tube. Un modèle EF a aussi été établi pour étudier le comportement de la section flambée pour un mouvement de flexion imposé. Les modèles théoriques affirment que le tube T40 de diamètre $D_{T40} = 0.3\text{mm}$ et d'épaisseur $th_{T40} = 0.015\text{mm}$ est viable comme VH sur l'OB fabriqué d'après les CdC hydraulique et statique.

La corrélation entre le modèle théorique et les études expérimentales de la VH à base de tube T100 a été présentée. Les similarités sur le comportement statique post-flambement ont été soulignées entre les deux modèles. Les différences sur les deux aspects hydraulique et statique ont été relevés et les potentielles causes ont été soulignées. Des pistes d'améliorations ont été données pour ajuster le modèle théorique afin de le rapprocher de la réalité. Des remarques ont aussi été

formulées concernant l'amélioration du banc expérimental hydraulique.

Nous allons procéder, dans le prochain chapitre, à l'analyse de l'évolution du modèle système suite à l'intégration des caractéristiques expérimentales statiques et hydrauliques du tube T100p.

Dire qu'à ce stade, l'approche par simulation, même si elle est prometteuse car elle donne les bonnes tendances et à brève échéance on a qui concerne le résidu, n'est pas encore suffisamment mûre pour être exploitée pour des dimensionnements et qu'en conséquence dans le chapitre suivant on revient sur une approche expérimentale.