

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



THESE

Présentée pour l'obtention du **grade de DOCTORAT 3^{ème} Cycle**

En : Génie Civil

Spécialité : Construction métallique et mixte

Par : BOUAYAD AGHA Mohammed El-Mahdi

Sujet

Étude du comportement non-linéaire des amortisseurs à fluide visqueux utilisés en Génie Civil

Soutenue publiquement, le 14/01/2026, devant le jury composé de :

M. TALEB Omar	MCA	Université de Tlemcen	Président
M. RAS Abdelouahab	Professeur	Université de Tlemcen	Directeur de thèse
M. HAMD AOUI Karim	Professeur	Université de Tlemcen	Co- Directeur de thèse
M. SAIM Rachid	Professeur	Université de Tlemcen	Examineur
M. DERRAS Boumediene	Professeur	Université de Saïda	Examineur

Remerciements

Au terme de ce travail de thèse, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à son aboutissement.

Je remercie tout d'abord mon directeur de thèse, Monsieur Abdelouahab RAS, Professeur à l'Université de Tlemcen, pour la confiance qu'il m'a accordée, son accompagnement rigoureux et son encadrement de grande qualité. Ses conseils, sa disponibilité et son exigence scientifique ont été essentiels à chaque étape de ce travail.

J'adresse également mes sincères remerciements à mon co-directeur de thèse, Monsieur Karim HAMD AOUI, Professeur à l'Université de Tlemcen, pour son soutien constant, ses orientations précieuses et sa contribution active au bon déroulement de cette recherche.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance au président du jury, Monsieur Omar TALEB, Maître de conférences à l'Université de Tlemcen, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider cette soutenance. Sa bienveillance et son regard expérimenté ont grandement enrichi l'évaluation de ce travail.

J'exprime également ma profonde gratitude aux examinateurs de cette thèse, Monsieur Rachid SAIM, Professeur à l'Université de Tlemcen, et Monsieur Boumediene DERRAS, Professeur à l'Université de Saïda, pour le temps qu'ils ont consacré à l'analyse de ce manuscrit. Leurs remarques pertinentes et constructives ont contribué à affiner et à valoriser les résultats présentés.

J'adresse mes remerciements à l'ensemble des collègues doctorants et aux les membres du laboratoire Eau et Ouvrages dans Leur Environnement (EOLE) pour leur soutien, les échanges stimulants et l'ambiance de travail conviviale.

Enfin, je tiens à remercier sincèrement ma famille, mes proches et toutes les personnes qui m'ont soutenu de près ou de loin. Leur présence, leurs encouragements et leur bienveillance ont été une source précieuse de motivation tout au long de ce parcours. Cette thèse leur est dédiée en témoignage de ma profonde reconnaissance.

À la mémoire de mon père

Résumé

L'adoption des amortisseurs à fluide visqueux pour le contrôle de la réponse dynamique des bâtiments soumises aux séismes connaît une croissance continue, en raison de leur capacité à dissiper efficacement l'énergie transmise au système structurel. Cette thèse porte sur l'analyse approfondie du comportement non linéaire des amortisseurs à fluide visqueux (FVD) à orifice annulaire, en considérant l'effet couplé des propriétés rhéologiques du fluide et des paramètres géométriques du dispositif. L'objectif global est de fournir des outils de conception permettant d'aboutir à une réponse dissipative maîtrisée, caractérisée par un exposant de non-linéarité adapté aux chargements dynamiques.

L'étude s'appuie sur une analyse paramétrique visant à évaluer l'influence des propriétés rhéologiques de l'huile de silicone sur la relation force–vitesse de l'amortisseur. Parallèlement, l'impact de la géométrie interne du système cylindre–tige–piston sur les performances dissipatives est aussi examiné. Ces analyses sont menées à l'aide d'un modèle numérique de l'écoulement interne, développé selon la méthode des volumes finis. Une comparaison entre les résultats de ce modèle et des données expérimentales a démontré une bonne précision de la simulation.

Sur cette base, un modèle analytique est élaboré afin de reproduire le comportement de l'amortisseur, tout en intégrant les effets conjoints de la rhéologie du fluide et de la géométrie interne. Ce modèle est ensuite utilisé pour proposer une méthodologie de conception permettant de déterminer de manière rationnelle les paramètres géométriques de l'amortisseur ainsi que le type de fluide approprié en fonction des performances dissipatives recherchées. La démarche est validée par des simulations numériques étendues à un cadre thermomécanique, permettant de prendre en compte l'échauffement induit par la dissipation visqueuse et son influence sur les performances du dispositif.

Ce travail contribue ainsi à combler plusieurs lacunes identifiées dans la littérature, en proposant une compréhension intégrée du comportement interne des FVD et en fournissant des outils adaptés à leur conception optimisée.

Mots clés : Dissipation de l'énergie sismique, Amortisseur à fluide visqueux, Exposant de non-linéarité, Rhéologie des fluides, Méthode des volumes finis.

Abstract

The adoption of viscous fluid dampers for controlling the dynamic response of buildings subjected to seismic loading is continuously increasing, due to their ability to effectively dissipate the energy transmitted to the structural system. This thesis addresses an in-depth analysis of the nonlinear behaviour of annular-orifice fluid viscous dampers, considering the coupled effects of the fluid's rheological properties and the geometric parameters of the device. The overall objective is to provide design tools to achieve a controlled dissipative response, characterized by a nonlinear exponent suited to dynamic loading conditions.

The study is based on a parametric analysis aimed at evaluating the influence of the rheological properties of silicone oil on the force–velocity relationship of the damper. In parallel, the impact of the internal geometry of the cylinder–rod–piston system on the dissipative performance is also examined. These analyses are carried out using a numerical model of the internal flow, developed according to the finite volume method. A comparison between the results obtained from this model and experimental data demonstrated good accuracy of the simulation.

On this basis, an analytical model is developed in order to reproduce the behaviour of the damper, while integrating the combined effects of fluid rheology and internal geometry. This model is then used to propose a design methodology that allows the rational determination of the geometric parameters of the damper as well as the appropriate type of fluid according to the targeted dissipative performance. The approach is validated by numerical simulations extended to a thermomechanical framework, enabling the consideration of heating induced by viscous dissipation and its influence on the performance of the device.

This work helps bridge several gaps identified in the literature by providing an integrated understanding of the internal behaviour of FVDs and offering practical tools for their optimized design.

Keywords: Seismic energy dissipation, Fluid viscous damper, Nonlinearity exponent, Fluid rheology, Finite volume method.

يشهد اعتماد المخمدات ذات السائل اللزج في التحكم في الاستجابة الديناميكية للمباني المعرضة للأحمال الزلزالية تزايداً مستمراً، نظراً لقدرتها على تبديد الطاقة المنقولة إلى النظام الإنشائي بكفاءة. تقدم هذه الأطروحة تحليل معمق للسلوك غير الخطي للمخمدات ذات السائل اللزج (FVD) ذات الفتحة الحلقية، مع الأخذ بعين الاعتبار التأثير المتداخل بين الخصائص الريولوجية للسائل والمعايير الهندسية للجهاز. الهدف العام هو توفير أدوات تصميم تسمح بتحقيق استجابة تبديدية مُتحكم بها، تُميزها قيمة مناسبة للأس غير الخطي تتماشى مع طبيعة الأحمال الديناميكية.

تعتمد الدراسة على تحليل تأثير الخصائص الريولوجية لزبوت السيليكون على علاقة القوة-السرعة للمخمد. وبالتوازي مع ذلك، يتم فحص تأثير الهندسة الداخلية لمنظومة الأسطوانة-القضيب-المكبس على الأداء التبديدي. أُجريت هذه التحليلات باستخدام نموذج عددي للجريان الداخلي، تم تطويره وفقاً لمنهجية الحجم المحدود. وقد أظهرت المقارنة بين نتائج هذا النموذج والبيانات التجريبية دقة جيدة للمحاكاة.

استناداً إلى ذلك، تم تطوير نموذج تحليلي بهدف إعادة إنتاج السلوك العام للمخمد، مع دمج التأثيرات المشتركة لريولوجيا السائل والهندسة الداخلية. ويُستخدم هذا النموذج لاحقاً لاقتراح منهجية تصميم تتيح التحديد العقلاني للمعلمات الهندسية للمخمد، وكذلك اختيار نوع السائل المناسب وفقاً للأداء التبديدي المستهدف. وقد تم التحقق من صحة هذه المقاربة من خلال محاكاة عددية موسعة ضمن إطار حراري-ميكانيكي، مما يسمح بأخذ الارتفاع الحراري الناتج عن التبديد اللزج بعين الاعتبار وتقييم تأثيره على أداء الجهاز.

يساهم هذا العمل في سد العديد من الثغرات التي تم تحديدها في الأدبيات العلمية، من خلال تقديم فهم متكامل للسلوك الداخلي للمخمدات ذات السائل اللزج، وتوفير أدوات فعالة لتصميمها بشكل أمثل.

الكلمات المفتاحية: تبديد الطاقة الزلزالية، مخمد ذو سائل لزج، الأس غير الخطي، ريولوجيا السوائل، طريقة الحجوم المحدودة.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE	01
1. Motivations et objectifs de la thèse	03
2. Organisation de la thèse.....	04
Chapitre 1. Bases théoriques de l'amortissement et dissipation passive de l'énergie sismique par amortisseurs à fluide visqueux	06
1.1. INTRODUCTION	07
1.2. BASE THEORIQUE ET EFFET DE L'AMORTISSEMENT VISQUEUX SUR LA REPONSE DYNAMIQUE DES STRUCTURES.....	07
1.2.1. Régime libre amortie	08
1.2.2. Régime forcé amortie	09
1.2.3. Influence de l'amortissement sur la réponse spectrale	13
1.3. PROTECTION DES STRUCTURES PAR SYSTEMES DE DISSIPATION D'ENERGIE SISMIMIQUE	14
1.4. DISSIPATION PASSIVE DE L'ENERGIE SISMIQUE PAR AMORTISSEURS A FLUIDE VISQUEUX.....	16
1.4.1. Principe de fonctionnement des amortisseurs FVD.....	18
1.4.2. Type de montage des amortisseurs FVD	19
1.4.3. Propriétés des amortisseurs FVD.....	21
1.4.4. Performance des amortisseurs FVD comme dissipateurs de l'énergie sismique....	25
1.4.4.1. Bilan énergétique.....	27
1.4.4.2. Estimation du taux d'amortissement dans un système à plusieurs degrés de liberté.....	29
1.4.4.3. Effet du type de montage.....	32
1.5. CONCLUSION.....	35
Chapitre 2. Etat de l'art sur le comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux	36
2.1. INTRODUCTION	37
2.2. MODELES ANALYTIQUES DES AMORTISSEURS A FLUIDE VISQUEUX.....	37
2.2.1. Modèle de Maxwell	38
2.2.2. Modèle de Kelvin-Voigt	44
2.3. EFFET DE LA VARIATION THERMIQUE SUR LE COMPORTEMENT DES AMORTISSEURS A FLUIDE VISQUEUX	47

2.4. ETAT DE L'ART SUR LE COMPORTEMENT INTERNE DES AMORTISSEURS FVD	49
2.5. ANALYSE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE	58
2.6. OBJECTIFS ET DEMARCHE ADOPTEE... ..	59
2.7. CONCLUSION.....	61
Chapitre 3. Etude théorique et modélisation numérique de l'écoulement à l'intérieur des amortisseurs à fluide visqueux	62
3.1. INTRODUCTION	63
3.2. DEFINITION DU PROBLEME ET FORMULATION MATHEMATIQUE.....	63
3.2.1. Définition du problème	63
3.2.2. Dynamique des fluides	64
3.2.3. Transfert thermique.....	65
3.2.4. Propriétés du fluide	67
3.2.4.1. Comportement rhéofluidifiant	67
3.2.4.2. Compressibilité sous haute pression	72
3.2.4.3. Propriétés des fluides adoptées pour la modélisation	73
3.2.5. Synthèse des équations	76
3.3. MECANISME INTERNE DES AMORTISSEURS A FLUIDE VISQUEUX.....	78
3.3.1. Géométrie de l'amortisseur FVD à orifice annulaire	78
3.3.2. Analyse des efforts internes appliqués à l'assemblage tige-piston	78
3.3.3. Analyse du régime d'écoulement du fluide	80
3.4. MODELISATION NUMERIQUE	84
3.4.1. Hypothèses, conditions aux limites et stratégie de résolution.....	84
3.4.2. Discrétisation temporelle et spatiale	86
3.4.3. Validation des résultats du modèle	91
3.4.3.1. Validation à partir des données expérimentales de Frings et al.	92
3.4.3.2. Validation à partir des données expérimentales de Jiao et al.	93
3.5. CONCLUSION.....	96
Chapitre 4. Etude de l'effet des propriétés rhéologiques et géométriques sur la réponse dynamique des amortisseurs à fluide visqueux	97
4.1. INTRODUCTION	98
4.2. ETUDE DE L'EFFET DES PROPRIETES RHEOLOGIQUES DU FLUIDE SUR LE COMPORTEMENT DES AMORTISSEURS FVD.	99
4.2.1. Fluides à comportement newtonien : Effet de la viscosité	99

4.2.2. Huiles de silicone : Effet du comportement rhéofluidifiant et de la compressibilité	103
4.2.2.1. Étude paramétrique du comportement rhéofluidifiant des huiles de silicone	111
4.2.2.2. Etude paramétrique de la compressibilité des huiles de silicone	119
4.3. ETUDE DE L'EFFET DES PARAMETRES GEOMETRIQUES SUR LE COMPORTEMENT DES FVD	126
4.3.1. Effet des paramètres géométriques transversaux	126
4.3.1.1. Effet sur le comportement non linéaire du FVD	126
4.3.1.2. Effet sur la force de sortie maximale du FVD.....	129
4.3.2. Effet des paramètres géométriques longitudinaux	131
4.3.3. Effets sur le comportement élastique du FVD.....	134
4.4. CONCLUSION.....	135
Chapitre 5. Méthodologie de conception des amortisseurs à fluide visqueux : du besoin dissipatif à la validation thermo-mécanique	137
5.1. INTRODUCTION	138
5.2. APPROCHE ANALYTIQUE DU COMPORTEMENT DISSIPATIF INTEGRANT LES PARAMETRES GEOMETRIQUES ET RHEOLOGIQUES.....	138
5.2.1. Hypothèses simplificatrices du modèle analytique	139
5.2.2. Formulations mathématiques	140
5.2.3. Validation expérimentale du modèle analytique	146
5.3. RESISTANCE MECANIQUE DE L'AMORTISSEUR FVD.....	150
5.3.1. Résistance de la tige du piston	150
5.3.2. Résistance de la paroi du cylindre	151
5.4. METHODOLOGIE DE CONCEPTION ET D'OPTIMISATION DES AMORTISSEURS FVD A ORIFICE ANNULAIRE	153
5.4.1. Définition des besoins dissipatifs de la structure et les caractéristiques d'amortissement cibles des FVD	157
5.4.1.1. Vérification de la résistance de la tige du piston	158
5.4.2. Application du modèle analytique au dimensionnement préliminaire des FVD ..	159
5.4.3. Validation numérique et analyse de l'effet du comportement élastique.....	162
5.4.3.1. Validation numérique des résultats analytiques	162
5.4.3.2. Analyse de l'effet du comportement élastique du fluide.....	165
5.4.4. Analyse de la variation thermique sous sollicitations cycliques prolongées	167
5.4.4.1. Vérification de la résistance mécanique de la paroi du cylindre	168

5.4.4.2. Évaluation de la variation thermique et de ses effets sur les propriétés du fluide	168
5.4.4.3. Effet de la température sur la force d'amortissement	173
5.4.4.4. Effet de la température sur la pression interne	175
5.4.5. Récapitulatif de la méthodologie de conception des dispositifs FVD	178
5.5. CONCLUSION.....	181
CONCLUSION GENERALE	183
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	189
ANNEXE A	203
ANNEXE B	204
ANNEXE C	205
ANNEXE D	206
ANNEXE E	207

LISTE DES FIGURES

Chapitre 1. Bases théoriques de l'amortissement et dissipation passive de l'énergie sismique par amortisseurs à fluide visqueux	06
Figure 1.1. Modélisation d'un système amorti à 1DDL	08
Figure 1.2. Effet de l'amortissement sur une oscillation libre.....	09
Figure 1.3. Réponse d'un système amorti à une force externe harmonique	10
Figure 1.4. Facteur de réponse en déformation pour un système amorti soumis à une force harmonique.	11
Figure 1.5. Boucles force-déplacement pour : (a) un amortisseur visqueux ; (b) un ressort et un amortisseur visqueux en parallèle	12
Figure 1.6. Réponse spectrale élastique en : (a) accélération ; (b) déplacement ; telle qu'indiquée dans la RPA 2024 [1].....	13
Figure 1.7. Amortisseur à fluide visqueux (FVD).....	16
Figure 1.8. Coupe longitudinale sur un amortisseur à fluide visqueux (FVD) : (a) avec accumulateur ; (b) avec une tige traversante [55].....	19
Figure 1.9. Loi constitutive d'un amortisseur à fluide visqueux pour différentes valeurs de α : (a) Relation force-vitesse ; (b) Relation force-déplacement idéalisée.....	22
Figure 1.10. Réponse d'une structure à un DDL soumise à une oscillation libre amortie à l'aide de FVD présentant différents exposants de non-linéarité [66]	23
Figure 1.11. (a) Maquette d'un étage ; (b) Maquette de trois étages [74]	26
Figure 1.12. Energie en temps réel de la maquette d'un étage sous le séisme Taft 100% [66]	29
Figure 1.13. Système à plusieurs degrés de liberté.....	30
Figure 1.14 Type de montage des FVD dans la littérature : (a) Liu et al (2023) [87] ; (b) Rouhani et al (2024) [88] ; (c) Cui et al (2024) [89] ; (d) He et al (2025) [90].	34
Chapitre 2. Etat de l'art sur le comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux	36
Figure 2.1. Modèle analytique de l'amortisseur FVD : (a) modèle visqueux pur ; (b) modèle de Maxwell	38
Figure 2.2. Coefficients β_s et β_d dans l'équation (2.31) en fonction de la fréquence d'excitation : (a) $\lambda = 0,01s$; (b) $\lambda = 0,1s$	40
Figure 2.3. Variation de : (a) la rigidité ; (b) le coefficient d'amortissement en fonction de la fréquence selon le modèle de Maxwell [71].....	42
Figure 2.4. Modèle de Kelvin-Voigt.....	44

Figure 2.5. (a) Modèle en échelle de Maxwell ; (b) le modèle en chaîne de Kelvin–Voigt [124]	46
Figure 2.6. Amortisseur à fluide visqueux à orifice externe [136]	48
Figure 2.7. Amortisseur à fluide visqueux avec orifice à écoulement contrôlé : (a) Détail interne du piston ; (b) Détail de l'élément adaptatif [140].	50
Figure 2.8 Piston équipé de clapets unidirectionnels sensibles à la pression [139]	51
Figure 2.9 Piston d'un amortisseur visqueux adaptatif (AVD) [141]	51
Figure 2.10 Amortisseur à fluide visqueux à double étage parallèle asynchrone (APDVFD) [142].....	52
Figure 2.11 Amortisseur à fluide visqueux avec orifices à simple géométrie : (a) Orifice annulaire ; (b) Orifices cylindriques	56
Chapitre 3. Etude théorique et modélisation numérique de l'écoulement à l'intérieur des amortisseurs à fluide visqueux	62
Figure 3.1. Représentation schématique du problème étudié.	64
Figure 3.2. Relations viscosité-taux de cisaillement de l'huile de silicone présentant différentes viscosités initiales (Annexe A).	68
Figure 3.3. Variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement et de température : (a) $\eta_0 = 1Pa.s$; (b) $\eta_0 = 5Pa.s$; (c) $\eta_0 = 30Pa.s$; (d) $\eta_0 = 100Pa.s$	71
Figure 3.4. Ajustement du paramètre thermique b à partir des données expérimentales (Annexe B)	71
Figure 3.5. Validation de l'EOS de Murnaghan comparée au test expérimental (Annexe C).	73
Figure 3.6. Géométrie de l'amortisseur FVD avec orifice annulaire : (a) Coupe longitudinale ; (b) Coupe transversale.	78
Figure 3.7. Forces appliquées à l'assemblage de la tige de piston.....	78
Figure 3.8. Sections transversales S1 et S2	81
Figure 3.9. Géométrie du modèle axisymétrique et conditions aux limites : (a) Domaine fluide-solide global ; (b) Conditions aux limites mécaniques ; (c) Conditions aux limites thermiques.	85
Figure 3.10. Maillage du domaine fluide. (1) : Zone de chambres ; (2) : Zone de l'orifice	87
Figure 3.11. Maillage du domaine solide : (A-B) Cylindre ; (C-D) Assemblage tige-piston.	88
Figure 3.12. Mouvement du piston à différents instants de la simulation.....	89
Figure 3.13. Relations force-vitesse et force-déplacement pour chaque variante de grille.....	90
Figure 3.14. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par Frings et al [146]	93

Figure 3.15. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par Jiao et al [148] 94

Chapitre 4. Etude de l'effet des propriétés rhéologiques et géométriques sur la réponse dynamique des amortisseurs à fluide visqueux 97

Figure 4.1. Boucles d'hystérésis force-vitesse et force-déplacement pour différents fluides à comportement newtonien..... 99

Figure 4.2. Variation de : (a) l'exposant α ; (b) coefficient d'amortissement C ; (c) la force de sortie F_{max} en fonction de la viscosité..... 100

Figure 4.3. Contours de pression : (a) Fluide NF-1; (b) Fluide NF-0.001 102

Figure 4.4. Contours de vitesse : (a) Fluide NF1 $t=0.75T$; (b) Fluide NF1 $t=T$; (c) Fluide NF1 $t=1.25 T$; (d) Fluide NF0.001 $t=0.75T$; (e) Fluide NF0.001 $t=T$; (f) Fluide NF0.001 $t=1.25T$ 102

Figure 4.5. Les boucles d'hystérésis Force-vitesse et force-déplacement..... 104

Figure 4.6. Représentation graphique de l'effet du comportement du fluide (newtonien, rhéofluidifiant incompressible et rhéofluidifiant compressible) sur les relations force-vitesse et force-déplacement. 106

Figure 4.7. Contours de : (a) Pression à l'instant $t=0.75T$; (b) Pression à l'instant $t=T$; (c) Pression à l'instant $t=1.25T$; (d) Masse volumique à l'instant $t=0.75 T$; (e) Masse volumique à l'instant $t=T$; (f) Masse volumique à l'instant $t=1.25T$ 107

Figure 4.8. Contours de : (a) Vitesse ; (b) Taux de cisaillement ; (c) Viscosité dynamiques à l'instant $t=T$ ou le piston atteint sa vitesse maximale..... 108

Figure 4.9. Profile de : (a) Vitesse ; (b) taux de cisaillement ; (c) viscosité ; à travers l'orifice lorsque le piston atteint sa vitesse maximale 109

Figure 4.10. Effet de la variation du temps de relaxation κ sur la relation viscosité-taux de cisaillement 112

Figure 4.11. Variation de l'exposant α en fonction du temps de relaxation κ 113

Figure 4.12. Effet de la variation du coefficient de transition a sur la relation viscosité-taux de cisaillement 114

Figure 4.13. Variation de l'exposant α en fonction du paramètre de transition a 114

Figure 4.14. Effet de la variation de l'exposant n sur la relation viscosité-taux de cisaillement 116

Figure 4.15. Variation de l'exposant α en fonction de l'exposant n 117

Figure 4.16. Relation entre le comportement rhéofluidifiant du fluide et le comportement non-linéaire de l'amortisseur 117

Figure 4.17. Variation de la force de sortie F_{max} en fonction du facteur n 119

Figure 4.18. Variation de la rigidité k_{eff} et de l'énergie dissipée normalisée E_d^* en fonction du module de compressibilité K 122

Figure 4.19. Variation de l'énergie dissipée normalisée E_d^* en fonction de la rigidité k_{eff} ..	122
Figure 4.20. Variation de : (a) la force de sortie maximale F_{max} ; (b) l'exposant α ; en fonction du module de compressibilité K	123
Figure 4.21. Variation de la rigidité k_{eff} et de l'énergie dissipée normalisée E_d^* en fonction du facteur de pente n	124
Figure 4.22. Variation de l'énergie dissipée normalisée en fonction de α pour le cas d'un fluide compressible E_d^* et incompressible $E_{d.inc}^*$	125
Figure 4.23. Variation de l'exposant de non linéarité α en fonction du taux de cisaillement	127
Figure 4.24. Variation de l'exposant de non linéarité en fonction de : (a) La largeur de l'orifice h ; (b) Le rayon du cylindre R_c	128
Figure 4.25. Variation de l'exposant de non linéarité α et la force de sortie maximale en fonction de : (a) R_c pour fluide F-1 ; (b) h pour fluide F-1 ; (c) R_c pour fluide F-5 ; (d) h pour fluide F-5 ; (e) R_c pour fluide F-30 ; (f) h pour fluide F-30	130
Figure 4.26. Variation de : (a) l'exposant de non linéarité α ; (b) la force de sortie F_{max} ; en fonction de la longueur du piston L_p	132
Figure 4.27. Variation de la force de sortie maximale en fonction du rapport géométrique h/R_c pour différentes valeurs de L_p : (a) fluide F-1 ; (b) fluide F-5 ; (c) fluide F-30	133
Figure 4.28. Variation de la rigidité en fonction de : (a) rapport géométrique h/R_c ; (b) la longueur du piston L_p ; pour les 3 fluides	134
Chapitre 5. Méthodologie de conception des amortisseurs à fluide visqueux : du besoin dissipatif à la validation thermo-mécanique	137
Figure 5.1. Schéma représentatif du modèle analytique	140
Figure 5.2. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par <i>Frings et al</i> [146]	147
Figure 5.3. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par <i>Jiao et al</i> [148]	148
Figure 5.4. Répartition des contraintes dans un cylindre à paroi épaisse soumis à une pression interne. : (a) contrainte circonférentielle σ_t ; (b) contrainte radiale σ_r	152
Figure 5.5. Organigramme représentant le processus de conception d'un FVD à orifice annulaire	155
Figure 5.6. Comparaison des courbes force-vitesse et force-déplacement issues du modèle analytique, du modèle numérique et la courbe cible pour chaque configuration FVD	164
Figure 5.7. Contours de température et de viscosité dynamique au cours du chargement pour la configuration FVD4	170
Figure 5.8. Contours de température et de viscosité dynamique au cours du chargement pour la configuration FVD8	170

Figure 5.9. Évolution de la température au cours des cycles de chargement pour l'ensemble des configurations FVD.....	171
Figure 5.10. Effet cumulatif de la montée en température sur la force de sortie de l'amortisseur pour les configurations FVD4 et FVD8.....	174
Figure 5.11. Taux de réduction de la force de sortie maximale au cours des cycles de chargement pour les différentes configurations FVD	175
Figure 5.12. Évolution de la pression dans les deux chambres de l'amortisseur au cours des cycles de chargement : (a) Configuration FVD4 ; (b) Configuration FVD8.....	176
Figure 5.13. Évolution de la pression interne maximale au cours des cycles de chargement pour l'ensemble des configurations	177
ANNEXE A	201
Figure A.1. Variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement de l'huile de silicone présentant différentes viscosités initiales.....	201
ANNEXE B	202
Figure B.1. Variation de la viscosité de l'huile de silicone en fonction de la température	202
ANNEXE D	204
Figure D.1. Variation du volume de l'huile de silicone en fonction de la température.....	204
ANNEXE E	205
Figure E.1. Plages de température de fonctionnement des huiles de silicones dans les systèmes fermés (°C)	205

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre 1. Bases théoriques de l'amortissement et dissipation passive de l'énergie sismique par amortisseurs à fluide visqueux	06
Tableau 1.1. Types de montage des amortisseurs FVD	20
Tableau 1.2. Propriété du modèle d'un étage [74].....	26
Tableau 1.3. Propriété du modèle de trois étages [74]	27
Tableau 1.4 Valeurs de f_h et f_v pour différents types de montage [84-86].....	33
Chapitre 2. Etat de l'art sur le comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux...	36
Chapitre 3. Etude théorique et modélisation numérique de l'écoulement à l'intérieur des amortisseurs à fluide visqueux	62
Tableau 3.1. Propriétés des fluides adoptées pour la modélisation	75
Tableau 3.2. Synthèse des équations régissant l'écoulement du fluide et les phénomènes thermiques à l'intérieur de l'amortisseur	77
Tableau 3.3. Conditions d'opération et nombre de Reynolds associé	82
Tableau 3.4. Dimensions géométriques de l'amortisseur à fluide visqueux utilisé pour l'analyse du régime d'écoulement du fluide	83
Tableau 3.5. Caractéristiques du maillage pour les domaines fluide et solide selon les zones définies.....	88
Tableau 3.6. Caractéristiques de maillage pour chaque grille (domaine fluide)	90
Tableau 3.7. Valeurs de F_{max} et α correspondantes pour chaque variante de maillage.....	90
Tableau 3.8. Dimensions géométriques (en mm) des amortisseurs FVD utilisées dans les essais expérimentaux de référence	91
Tableau 3.9. Valeurs de F_{max} et α correspondantes au Test 1 et Test 2	93
Tableau 3.10. Valeurs de F_{max} et α correspondantes aux tests 1, 2, 3 et 4.....	95
Chapitre 4. Etude de l'effet des propriétés rhéologiques et géométriques sur la réponse dynamique des amortisseurs à fluide visqueux	98
Tableau 4.1. Valeurs de F_{max} , C et α correspondante pour les fluides considérés.	100
Tableau 4.2. Valeurs de F_{max} , C et α correspondante pour les fluides considérés	105
Tableau 4.3. Contribution de F_p , F_{fp} , et F_{fv} dans la force totale. Cas du fluide F-5	110
Chapitre 5. Méthodologie de conception des amortisseurs à fluide visqueux : du besoin dissipatif à la validation thermo-mécanique.....	137
Tableau 5.1. Valeurs de F_{max} et α correspondantes au Test 1 et Test 2	147
Tableau 5.2. Valeurs de F_{max} et α correspondantes aux tests 1, 2, 3 et 4.....	149

Tableau 5.3. Définition des sollicitations dynamiques, de l'énergie à dissiper et détermination des propriétés d'amortissement cibles pour chaque configuration FVD.....	157
Tableau 5.4. Justification du rayon de la tige de piston R_v par vérification au flambement pour les différentes configurations FVD.....	159
Tableau 5.5. Sélection du fluide et définition des paramètres géométriques pour chaque configuration FVD	160
Tableau 5.6. Comparaison entre les propriétés d'amortissement cibles et celles obtenues par le modèle analytique pour les différentes configurations FVD	161
Tableau 5.7. Comparaison entre les propriétés d'amortissement obtenues par le modèle analytique et numérique pour les différentes configurations FVD.....	165
Tableau 5.8. Évaluation de l'effet du comportement élastique sur l'énergie dissipée pour les différentes configurations FVD	166
Tableau 5.9. Justification de l'épaisseur du cylindre E_c sur la base des contraintes mécaniques pour chaque configuration FVD	168
Tableau 5.10. Température maximale atteinte au 15e cycle de chargement pour les différentes configurations FVD	171
Tableau 5.11. Taux de réduction de la force maximale après 15 cycles de chargement pour les différentes configurations FVD	175
Tableau 5.12. Pression interne atteinte au 15e cycle de chargement pour les différentes configurations FVD	177
Tableau 5.13. Récapitulatif des résultats issus du processus de dimensionnement proposé pour les différentes configurations FVD à orifice annulaire	180
ANNEXE C	203
Tableau C.1. Compressibilité de l'huile de silicone en fonction de la pression.....	203

NOTATIONS & SYMBOLES

1. Symboles latins

- A : Amplitude du déplacement (cm)
 A_p : Surface effective du piston (mm^2)
 $A_{f,v}$: Surface de passage du fluide dans la chambre (mm^2)
 $A_{f,p}$: Surface de passage du fluide dans l'orifice (mm^2)
 A, B : Constantes d'intégration (régime libre)
 a : Paramètre de transition (modèle de C.Y)
 b : Paramètre thermique dans le facteur $Z(T)$
 C : Coefficient d'amortissement du FVD ($KN.s/cm$)
 C_a : Coefficient d'amortissement analytique ($KN.s/cm$)
 C_c : Coefficient d'amortissement cible ($KN.s/cm$)
 C_{eq} : Coefficient d'amortissement équivalent ($KN.s/cm$)
 C_j : Coefficient d'amortissement de l'amortisseur j ($KN.s/cm$)
 C_n : Coefficient d'amortissement numérique ($KN.s/cm$)
 C_p : Capacité thermique massique ($J/(Kg.K)$)
 c : Coefficient d'amortissement visqueux ($KN.s/cm$)
 c_{cr} : Amortissement critique ($KN.s/cm$)
 c_u : Coefficient d'amortissement intrinsèque de la structure ($KN.s/cm$)
 C, D : Constantes d'intégration (régime forcé)
 D^r, D^q : Dérivées fractionnaires d'ordre r et q
 D_h : Diamètre hydraulique (mm)
 D_{hv} : Diamètre hydraulique de la zone des chambres (mm)
 D_{hp} : Diamètre hydraulique de la zone de l'orifice (mm)
 E_c : Épaisseur de la paroi du cylindre (mm)
 E_d : Énergie dissipée par l'amortisseur FVD (J)
 E_d^* : Énergie dissipée normalisée (J)
 E_{dj} : Énergie dissipée par l'amortisseur j (J)
 E_D : Énergie totale dissipée par amortissement (J)
 E_H : Énergie hystérétique dissipée (J)
 E_K : Énergie cinétique (J)
 E_S : Énergie de déformation élastique (J)
 $E(t)$: Énergie absolue transmise par le séisme (J)
 $E_{d,c}$: Énergie dissipée cible (J)
 $E_{d,n}$: Énergie dissipée numérique (J)
 $E_{d,n,inc}$: Énergie dissipée en considérant un fluide incompressible (J)
 f : Fréquence de l'excitation (Hz)
 f_m : Facteur de magnification du déplacement de l'amortisseur
 f_y : Limite d'élasticité du matériau (MPa)
 F_D : Force d'amortissement visqueux (KN)
 F_d : Force d'amortissement d'un FVD (KN)
 F_{dh} : Composante horizontale de la force d'un FVD (KN)
 F_{fp} : Force de friction sur la surface latérale du piston (KN)
 F_{fv} : Force de friction sur les tiges ($F_{fv} = F_{fv1} + F_{fv2}$) (KN)
 F_{fv1}, F_{fv2} : Forces de friction sur les tiges gauche et droite (KN)

F_I : Force d'inertie (KN)
 F_{vsq} : Force en régime visqueux dominant (KN)
 F_{inrt} : Force en régime inertiel dominant (KN)
 F_{max} : Force maximale de sortie (KN)
 $F_{max,a}$: Force maximale analytique (KN)
 $F_{max,c}$: Force maximale cible (KN)
 $F_{max,n}$: Force maximale numérique (KN)
 F_p : Force due à la pression sur la face du piston (KN)
 F_S : Force de rappel élastique (KN)
 h : Largeur de l'orifice annulaire (mm)
 I : Tenseur identité
 k : Rigidité (KN/cm)
 k_{eff} : Rigidité effective de l'amortisseur (KN/cm)
 k_s : Rigidité de l'élément ressort (modèles rhéologiques) (KN/cm)
 k_t : Conductivité thermique (W/(m.K))
 K : Module de compressibilité (Pa)
 L_c : Longueur du cylindre (mm)
 L_p : Longueur du piston (mm)
 L_v : Longueur de la tige (mm)
 L_{v1}, L_{v2} : Longueurs exposées des tiges gauche et droite (mm)
 m : Masse (Kg)
 m : Exposant de la masse volumique
 m_i : Masse à l'étage i (Kg)
 n : Facteur de pente (modèle de C.Y)
 n_a : Nombre d'amortisseurs
 p : Pression hydraulique (Pa)
 p_0 : Pression de référence (Pa)
 $p(t)$: Force d'excitation appliquée (KN)
 q : Ordre de la dérivée fractionnaire sur le déplacement (modèles rhéologiques)
 R_c : Rayon interne du cylindre (mm)
 R_d : Facteur d'amplification dynamique
 Re_p : Nombre de Reynolds de l'écoulement du fluide dans l'orifice
 Re_v : Nombre de Reynolds de l'écoulement du fluide dans les chambres
 Re : Nombre de Reynolds
 Re_c : Nombre de Reynolds corrigé (pour fluides non newtoniens)
 R_f : Coefficient correcteur de la force
 R_h : Coefficient correcteur des pertes singulières
 R_s : Coefficient correcteur du taux de cisaillement
 R_p : Rayon du piston (mm)
 R_v : Rayon de la tige (mm)
 r : Ordre de la dérivée fractionnaire sur la force (modèles rhéologiques)
 $Sgn(V)$: Fonction signe de la vitesse
 t : Temps (s)
 T : Température (K)
 T_{ref} : Température de référence (K)
 u : Déplacement (cm)
 u_0 : Déplacement initial (cm)
 u_d : Déformation de l'élément visqueux (modèles rhéologiques) (cm)

u_g : Déplacement du sol (cm)
 u_i : Déplacement à l'étage i (cm)
 u_{rj} : Déplacement relatif aux ancrages de l'amortisseur j (cm)
 u_s : Déformation de l'élément élastique (modèles rhéologiques) (cm)
 u_{st} : Déplacement statique (cm)
 $(u_{st})_0$: Déplacement statique maximal (cm)
 \dot{u} : Vitesse (cm/s)
 \ddot{u} : Accélération (cm/s^2)
 \dot{u}_g : Vitesse du sol (cm/s)
 \ddot{u}_g : Accélération du sol (séisme) (cm/s^2)
 \dot{u}_s : Vitesse de déformation élastique (modèles rhéologiques) (cm/s)
 \dot{u}_d : Vitesse de déformation visqueuse (modèles rhéologiques) (cm/s)
 U : Déplacement du piston (cm)
 V : Vitesse du piston (cm/s)
 V_f : Vitesse moyenne du fluide dans l'orifice (cm/s)
 V_p : Vitesse maximale du piston (cm/s)
 v : Champ de vitesse d'écoulement du fluide (cm/s)
 v_0 : Vitesse initiale (cm/s)
 $Z(T)$: Facteur de décalage thermique

2. Symboles grecs

α : Exposant de non-linéarité du FVD
 α_a : Exposant de non-linéarité analytique
 α_c : Exposant de non-linéarité cible
 α_j : Exposant de non-linéarité de l'amortisseur j
 α_n : Exposant de non-linéarité numérique
 β : Coefficient d'expansion thermique volumique ($1/K$)
 β_d : Coefficient de contribution de la composante visqueuse
 β_s : Coefficient de contribution de la composante élastique
 Γ : Fonction Gamma (dans le calcul de λ_α)
 $\dot{\gamma}$: Tenseur des taux de cisaillement ($1/s$)
 $\dot{\gamma}_c$: Taux de cisaillement caractéristique ($1/s$)
 γ_s : Coefficient de sécurité
 Δp : Différence de pression entre les chambres (Pa)
 $\dot{\epsilon}$: Tenseur des taux de déformation ($1/s$)
 η : Viscosité apparente du fluide ($Pa \cdot s$)
 η_0 : Viscosité à taux de cisaillement nul ($Pa \cdot s$)
 η_∞ : Viscosité à taux de cisaillement infini ($Pa \cdot s$)
 κ : Temps de relaxation (modèle de C.Y) (s)
 λ : Temps de relaxation (modèles rhéologiques) (s)
 λ_α : Facteur dépendant de α pour le calcul de l'énergie
 λ_j : Facteur dépendant de α de l'amortisseur j
 μ : Viscosité dynamique du fluide ($Pa \cdot s$)
 ρ : Masse volumique du fluide (Kg/m^3)
 ρ_0 : Masse volumique du fluide au repos à la pression p_0 (Kg/m^3)
 ρ_{ref} : Masse volumique du fluide à la température T_{ref} (Kg/m^3)
 σ_a : Contrainte axiale (MPa)

σ_r : Contrainte radiale (*MPa*)
 σ_t : Contrainte circonférentielle (*MPa*)
 σ_{eq} : Contrainte équivalente de von Mises (*MPa*)
 σ_{Rd} : Contrainte admissible (*MPa*)
 τ : Tenseur des contraintes visqueuses (*Pa*)
 $\tau_p(x)$: Contrainte de cisaillement sur le piston (*Pa*)
 $\tau_{v1}(x), \tau_{v2}(x)$: Contraintes de cisaillement sur les tiges (*Pa*)
 θ_{dj} : Angle d'inclinaison de l'amortisseur *j* (*rad*)
 ξ : Taux d'amortissement
 ξ_0 : Taux d'amortissement inhérent de la structure
 ξ_d : Taux d'amortissement ajouté par les amortisseurs FVD
 ξ_{eff} : Taux d'amortissement effectif total
 Φ : Fonction de dissipation visqueuse ($\Phi \equiv \tau : \dot{\epsilon}$) (*W/m³*)
 ω : Pulsation de l'excitation (*rad/s*)
 ω_n : Pulsation propre non amortie (*rad/s*)
 ω_d : Pulsation amortie (*rad/s*)
 \emptyset : Phase (paramètre des conditions initiales)
 \emptyset_i : Composante modale du déplacement u_i
 \emptyset_{rj} : Composante modale du déplacement u_{rj}

INTRODUCTION GENERALE

Les structures de génie civil sont régulièrement soumises à des sollicitations dynamiques, parmi lesquelles les séismes constituent l'un des phénomènes les plus destructeurs et imprévisibles. Leur intensité, leur caractère brutal, ainsi que leur capacité à générer des efforts importants sur les ouvrages rendent leur maîtrise particulièrement complexe. Au fil des décennies, de nombreux événements sismiques majeurs ont mis en évidence la vulnérabilité structurelle de bâtiments, de ponts et d'ouvrages stratégiques à travers le monde, entraînant des pertes humaines considérables et des dommages matériels dévastateurs.

L'un des principaux défis actuels de l'ingénierie structurelle réside dans le développement de concepts innovants visant à mieux protéger les structures et leurs occupants contre les effets destructeurs des séismes. Parmi les approches classiques, le renforcement et la rigidification des structures sont souvent privilégiés pour leur permettre de résister aux charges sismiques [1]. Cependant, cette stratégie n'est pas toujours optimale en termes d'efficacité et peut engendrer dans le cas de structures de grande envergure des coûts supplémentaires importants. D'autres méthodes consistent à concevoir des éléments capables de dépasser leur domaine linéaire élastique, par la formation de rotules plastiques, favorisant ainsi la dissipation de l'énergie sismique par déformation irréversible [2]. Cette approche exploite la ductilité de matériaux, mais présente l'inconvénient de provoquer des dommages permanents, susceptibles de compromettre le fonctionnement de structures à usage stratégique ou public.

Dans ce cadre, les avancées technologiques en matière de modélisation numérique, de calcul haute performance et d'expérimentation en laboratoire ont permis le développement de solutions alternatives, plus performantes et durables. L'une des évolutions majeures des constructions parasismiques modernes réside dans l'introduction de dispositifs spéciaux d'amortissement — appelés systèmes de dissipation d'énergie — visant à absorber une partie significative de l'énergie sismique transmise à la structure. Ces dispositifs permettent d'augmenter artificiellement le taux d'amortissement critique ξ des structures (pouvant atteindre 20 à 30 %, contre 5 à 10 % valeur habituellement utilisée), ce qui se traduit par une réduction substantielle des déplacements, des vitesses, et des efforts internes, tout en préservant l'intégrité des éléments porteurs.

Parmi ces technologies, les amortisseurs à fluide visqueux (*Fluid Viscous Dampers – FVD*) se distinguent par leur efficacité, leur simplicité d'installation, et leur fonctionnement passif, ne nécessitant ni alimentation électrique ni système de contrôle actif. Ces dispositifs dissipent l'énergie vibratoire par écoulement d'un fluide visqueux à travers un orifice calibré, générant

ainsi, une force dépendante de la vitesse relative entre leurs extrémités. Leur comportement peut être linéaire ou non linéaire, en fonction de divers paramètres internes liés à leur conception. Un fonctionnement non linéaire, où la force d'amortissement n'évolue pas proportionnellement à la vitesse, est particulièrement adapté aux sollicitations sismiques. En effet, il permet de maximiser la capacité dissipative du dispositif pour des vitesses élevées, tout en limitant la force d'amortissement transmise à la structure. Cette configuration améliore ainsi les performances globales du système et réduit les risques de défaillance.

Malgré leur adoption croissante à l'échelle internationale et l'abondance des travaux portant sur les bénéfices des amortisseurs à fluide visqueux non linéaires pour améliorer la réponse sismique des structures, la compréhension fine de leur comportement interne demeure aujourd'hui incomplète. La complexité des phénomènes physiques mis en jeu et caractère industriel et commercial de ces dispositifs, limite considérablement l'accès à une connaissance détaillée des paramètres internes de conception qui influencent directement la relation force-vitesse.

C'est dans ce contexte que s'inscrit le présent travail de thèse. Il s'attache à mieux comprendre, modéliser et optimiser le comportement non linéaire des amortisseurs à fluide visqueux, en adoptant une approche intégrée combinant simulation numérique, analyse paramétrique, et modélisation analytique. L'objectif est de proposer des outils de conception fiables permettant de guider le dimensionnement de tels dispositifs, en tenant compte à la fois de leur performance dissipative et de leur faisabilité mécanique.

1. Motivations et objectifs de la thèse

Le nord de l'Algérie, situé au niveau de la ceinture sismique Afrique–Eurasie, qui libère environ 15 % de l'énergie sismique mondiale chaque année [3], est classé parmi les zones à forte sismicité. Au cours des six dernières décennies, plusieurs événements sismiques majeurs ont causé d'importants dégâts humains et matériels. Parmi les plus marquants figure le séisme dévastateur d'El-Asnam en 1980, qui a profondément marqué la mémoire collective, ainsi que celui du 21 mai 2003 ayant frappé la région de Boumerdès et ses environs, faisant 2278 victimes.

Les amortisseurs à fluide visqueux, déjà utilisés à l'échelle internationale, pourraient constituer une solution efficace pour renforcer la résilience du parc bâti en Algérie face aux risques sismiques. Toutefois, leur fabrication locale reste limitée en raison d'une maîtrise

encore insuffisante des phénomènes physiques qui régissent leur fonctionnement, tels que la géométrie interne ou le comportement rhéologique du fluide. Le développement d'outils de modélisation adaptés et de critères clairs de conception s'avère donc indispensable pour permettre leur intégration et leur fabrication à l'échelle nationale.

Dans cette optique, la présente thèse vise à répondre aux questions suivantes :

- Comment modéliser avec précision le comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux, en intégrant leur comportement non linéaire ?
- Quels sont les paramètres influents sur les performances dissipatives de ces dispositifs et comment peuvent-ils être optimisés ?
- Peut-on développer une démarche de conception systématique et reproductible, intégrant les besoins dissipatifs d'une structure donnée jusqu'à la validation du dispositif en conditions thermo-mécaniques réalistes ?
- Comment les résultats issus de la modélisation peuvent-ils être exploités pour proposer des solutions adaptées au contexte algérien, en vue d'une éventuelle production ?

L'objectif général de cette recherche est donc de développer un cadre méthodologique rigoureux pour la conception et l'optimisation des amortisseurs à fluide visqueux destinés à la dissipation passive de l'énergie sismique. Ce cadre repose sur l'analyse couplée de phénomènes rhéologiques et mécaniques à travers des outils analytiques et numériques, validés par des résultats de la littérature et potentiellement transposables en pratique.

2. Organisation de la thèse

Le mémoire est structuré en cinq chapitres principaux, organisés de manière progressive, de la compréhension fondamentale du phénomène jusqu'à la conception pratique des dispositifs :

- **Chapitre 1** : Ce chapitre introduit les notions fondamentales de l'amortissement, les différentes approches de dissipation d'énergie, et présente les avantages des dispositifs passifs tels que les amortisseurs à fluide visqueux. Il expose également le rôle de ces dispositifs dans le contrôle des vibrations induites par les séismes.

- **Chapitre 2** : Ce chapitre propose une revue détaillée de la littérature portant sur les principes de fonctionnement des amortisseurs à fluide visqueux, les modèles analytiques existants, et les méthodes de conception. Les limites des travaux antérieurs y sont mises en évidence.

- **Chapitre 3** : Ce chapitre est consacré à l'analyse des phénomènes physiques régissant l'écoulement du fluide dans un FVD. Il présente les bases théoriques du comportement interne, et détaille la mise en œuvre d'un modèle numérique dans ANSYS Fluent. La configuration géométrique du dispositif est définie, et les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues en prenant en compte les conditions aux limites, les propriétés du fluide et le couplage fluide-structure.

- **Chapitre 4** : Basé sur les résultats d'une étude paramétrique par simulations numériques, ce chapitre explore l'influence des propriétés rhéologiques du fluide (viscosité, comportement rhéofluidifiant, compressibilité) ainsi que des paramètres géométriques internes (largeur d'orifice, rayon du cylindre, longueur du piston) sur la force de sortie, le coefficient d'amortissement, l'exposant de non-linéarité et la rigidité apparente du dispositif.

- **Chapitre 5** : Ce chapitre présente une démarche complète de conception des FVDs, articulée autour du dimensionnement à partir d'un besoin dissipation d'énergie. Un modèle analytique est développé pour estimer rapidement les performances du dispositif. La procédure inclut également une optimisation géométrique, une sélection du fluide appropriée, ainsi qu'une validation thermo-mécanique via des simulations couplées prenant en compte l'augmentation de la température du fluide et les contraintes mécaniques induites.

Enfin, une conclusion générale synthétise les principaux apports de la recherche et propose des perspectives pour de futurs travaux, notamment la validation expérimentale à l'échelle réelle. Ces prolongements visent à renforcer la robustesse de la démarche développée et à favoriser son application dans le cadre de sa fabrication.

Chapitre 1

*Bases théoriques de l'amortissement et
dissipation passive de l'énergie sismique
par amortisseurs à fluide visqueux*

1.1. INTRODUCTION

La conception sismique moderne des structures repose de plus en plus sur l'intégration de systèmes de dissipation d'énergie, afin de limiter les sollicitations internes et d'améliorer les performances globales des ouvrages soumis à des événements dynamiques extrêmes. Parmi les solutions passives, les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) se sont imposés comme des dispositifs efficaces et fiables, grâce à leur capacité à générer des forces dissipatives proportionnelles à la vitesse relative des éléments structurels. Leur comportement non linéaire, ainsi que leur faible impact sur la rigidité structurelle en font des composants particulièrement intéressants dans le domaine de la construction parasismique [4].

Ce chapitre présente les notions fondamentales liées à l'amortissement visqueux, en mettant d'abord en évidence l'importance de la dissipation d'énergie pour limiter la réponse dynamique des structures. À la suite de cela, les différents types de systèmes d'amortissement sont brièvement introduits et classés selon leur principe de fonctionnement. Une attention particulière est ensuite portée aux amortisseurs à fluide visqueux (FVD), en raison de leurs nombreux avantages, notamment leur efficacité énergétique, leur simplicité d'installation et leur grande durabilité. Sont également abordés les aspects mécaniques de ces dispositifs, leur comportement dynamique, ainsi que leur impact sur la réponse des structures. L'ensemble de ces éléments souligne l'intérêt croissant porté à ces systèmes et justifie la nécessité d'approfondir leur compréhension, notamment en ce qui concerne leur comportement interne et les paramètres influençant leurs performances.

1.2. BASE THEORIQUE ET EFFET DE L'AMORTISSEMENT VISQUEUX SUR LA REPOSE DYNAMIQUE DES STRUCTURES

L'analyse dynamique des structures joue un rôle essentiel dans la conception sismique et le dimensionnement des ouvrages soumis à des actions transitoires. Parmi les phénomènes influençant la réponse vibratoire des structures, l'amortissement occupe une place centrale. Il permet de réduire l'énergie transmise à la structure et d'atténuer les déplacements ainsi que les efforts internes. Dans le cadre de ce travail, l'accent se porte plus particulièrement sur l'amortissement visqueux, un modèle largement utilisé pour représenter la dissipation d'énergie. Cette partie présente ainsi les fondements théoriques de ce type d'amortissement et son influence sur le comportement dynamique des structures [5], [6].

1.2.1. Régime libre amortie

Les vibrations des structures soumises à des sollicitations dynamiques décroissent généralement dans le temps en raison de la présence d'un amortissement, inhérent aux matériaux, aux assemblages, ou encore à des dispositifs d'amortissement intégrés. Pour modéliser ce phénomène, on intègre fréquemment un amortisseur visqueux (Fig. 1.1), ce qui permet de formuler l'équation différentielle du mouvement dans le cas du régime libre amorti :

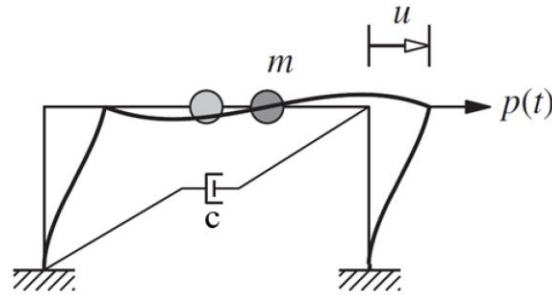


Figure 1.1. Modélisation d'un système amorti à 1DDL.

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = 0 \quad (1.1)$$

Où $m\ddot{u}$ représente la force d'inertie F_I , proportionnelle à la masse et à l'accélération du système. $c\dot{u}$ est la force d'amortissement visqueux F_D , proportionnelle au coefficient d'amortissement et à la vitesse. ku correspond à la force de rappel élastique F_S , proportionnelle à la rigidité et au déplacement.

L'équation 1.1 après division par la masse m s'écrit :

$$\ddot{u} + 2\xi\omega_n\dot{u} + \omega_n^2u = 0 \quad (1.2)$$

Où $\omega_n = \sqrt{k/m}$ la pulsation propre et ξ représente le coefficient d'amortissement, soit :

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (1.3)$$

La quantité $2m\omega_n$ est appelée l'amortissement critique c_{cr} . Elle dépend de la raideur k et de la masse m de la structure.

Lorsque $\xi < 1$ (système sous-amorti), le cas des structures de génie civil la solution de l'équation différentielle est donnée par :

$$u(t) = \rho e^{-\xi\omega_n t} \cos(\omega_d t + \phi) \quad (1.4)$$

Avec, ρ et ϕ sont des paramètres définis par les conditions initiales du déplacement et de la phase. ω_d est la pulsation amortie, donnée par :

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (1.5)$$

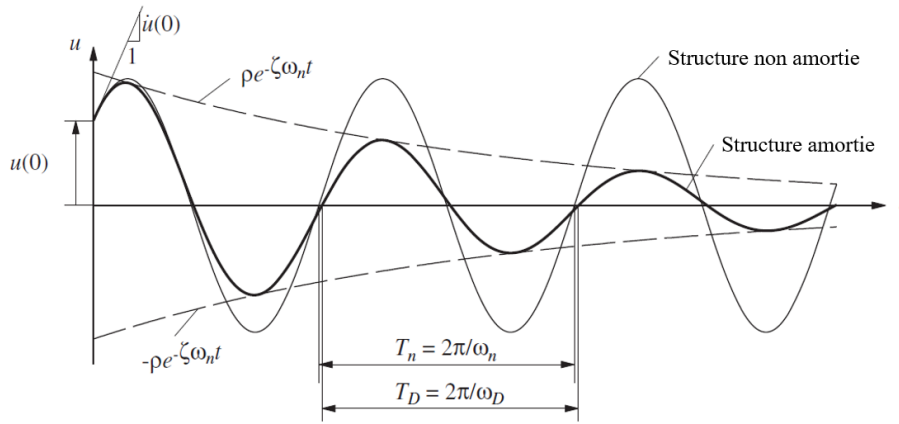


Figure 1.2. Effet de l'amortissement sur une oscillation libre.

L'équation (1.4) décrit un mouvement pseudo-périodique dont l'amplitude décroît progressivement grâce à l'amortissement, cette décroissance est modélisée par le terme $e^{-\xi \omega_n t}$ (Fig. 1.2). De plus, l'équation (1.5) montre que la pulsation amortie ω_d est légèrement inférieure à la pulsation propre ω_n du système non amorti, en raison de la dissipation d'énergie due à l'amortissement.

1.2.2. Régime forcé amortie

L'équation du mouvement d'une structure à 1DDL soumise à une force extérieure harmonique de la forme $p(t) = p_0 \sin \omega t$ avec un amortissement, s'écrit :

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p_0 \sin \omega t \quad (1.6)$$

La solution particulière de cette équation est de la forme:

$$u_p = C \sin \omega t + D \cos \omega t \quad (1.7)$$

Les constantes C et D sont définies par :

$$C = \frac{P_0}{k} \frac{1 - (\omega/\omega_0)^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\xi(\omega/\omega_n)]^2} \quad (1.8)$$

$$D = \frac{P_0}{k} \frac{2\xi(\bar{\omega}/\omega_0)}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\xi(\omega/\omega_n)]^2} \quad (1.9)$$

La solution complémentaire est de la forme :

$$u_c = e^{-\xi\omega_0 t}(A\cos\omega_d t + B\sin\omega_d t) \quad (1.10)$$

Les coefficients A et B sont déterminés à partir des conditions initiales de déplacement u_0 et de vitesse v_0 .

La solution totale de l'équation est composée de deux termes distincts : une composante transitoire, qui disparaît progressivement au fil du temps, et une composante permanente, qui représente la réponse stable du système sous excitation harmonique :

$$u = \underbrace{e^{-\xi\omega_0 t}(A\cos\omega_d t + B\sin\omega_d t)}_{\text{Transitoire}} + \underbrace{C\sin\omega t + D\cos\omega t}_{\text{Permanent}} \quad (1.11)$$

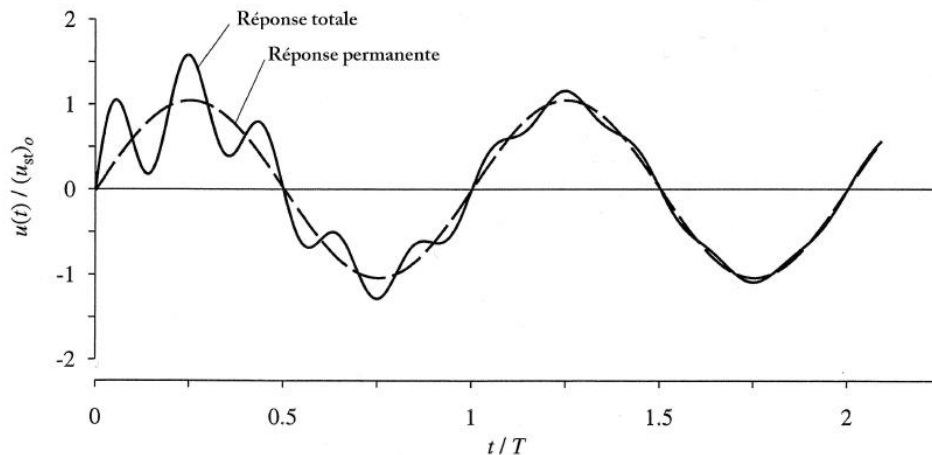


Figure 1.3. Réponse d'un système amorti à une force externe harmonique.

La Figure 1.3 illustre comment la réponse totale du système évolue vers la réponse permanente. L'amortissement entraîne l'atténuation progressive de la réponse transitoire, jusqu'à son annulation. On observe également que le pic de déplacement se produit avant que le régime permanent ne soit atteint.

L'importance de l'amortissement est remarquable dans la résonance, où la fréquence de la sollicitation s'approche ou devient égale la fréquence propre de la structure.

La solution de l'équation (1.6) représentant la partie permanente peut être écrite en termes de phase et par un facteur d'amplification du déplacement de la manière suivante :

$$u(t) = u_0 \sin(\omega t - \phi) = (u_{st})_0 R_d \sin(\omega t - \phi) \quad (1.12)$$

Où l'amplitude de la réponse est donnée par $u_0 = \sqrt{C^2 + D^2}$ et la phase par $\phi = \tan^{-1}(-D/C)$. $(u_{st})_0$ est le déplacement statique maximal correspond à la réponse du système sous une charge statique équivalente, définie par $(u_{st})_0 = p_0/k$.

En remplaçant C et D , on obtient le facteur de réponse en déformation R_d :

$$R_d = \frac{u_0}{(u_{st})_0} = \frac{1}{\sqrt{[1-(\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\xi(\omega/\omega_n)]^2}} \quad (1.13)$$

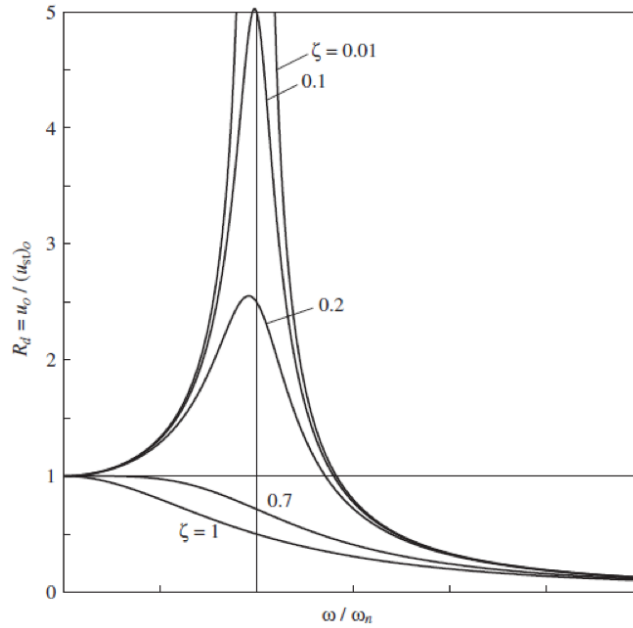


Figure 1.4. Facteur de réponse en déformation pour un système amorti soumis à une force harmonique.

La figure 1.4 illustre l'évolution du facteur de réponse en déformation R_d en fonction du rapport de fréquence ω/ω_n , pour différents niveaux d'amortissement ξ . On observe clairement que lorsque l'amortissement est faible, le système présente un pic de résonance très prononcé autour de $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$. Cela signifie que la réponse dynamique devient largement amplifiée par rapport au déplacement statique sous charge équivalente, ce qui peut entraîner des effets destructeurs dans les structures si aucun mécanisme de dissipation d'énergie n'est introduit. Ainsi, l'amortissement joue un rôle essentiel pour limiter les déplacements, atténuer la résonance et assurer la sécurité des structures soumises à des sollicitations dynamiques.

L'énergie dissipée par l'amortissement au cours d'un cycle complet dans le régime permanent de l'oscillation peut être calculée par :

$$E_d = \int F_D \cdot du = \int_0^{2\pi/\omega} (c \cdot \dot{u}) \dot{u} dt = \int_0^{2\pi/\omega} c \cdot \dot{u}^2 dt \quad (1.14)$$

La dérivée de l'équation (1.12) permet d'exprimer la vitesse dans le régime permanent comme suit :

$$\dot{u}(t) = \omega u_0 \cos(\omega t - \phi) \quad (1.15)$$

En remplaçant cette expression dans l'équation (1.14), on obtient une formulation analytique de l'énergie dissipée :

$$E_d = c \int_0^{2\pi/\omega} [\omega u_0 \cos(\omega t - \phi)]^2 dt = \pi c \omega u_0^2 \quad (1.16)$$

Une interprétation graphique de l'énergie dissipée par un amortisseur visqueux est présentée. La relation entre la force d'amortissement F_D et le déplacement u est établie à partir de l'expression précédente de $\dot{u}(t)$ (Eq. 1.15) :

$$F_D = c\dot{u}(t) = c\omega u_0 \cos(\omega t - \phi) = c\omega \sqrt{u_0^2 - u_0^2 \sin^2(\omega t - \phi)} = c\omega \sqrt{u_0^2 - u(t)^2} \quad (1.17)$$

En élevant les deux membres au carré, on obtient l'équation d'une ellipse dans le plan (u, F_D):

$$\left(\frac{u}{u_0}\right)^2 + \left(\frac{F_D}{c\omega u_0}\right)^2 = 1 \quad (1.18)$$

C'est l'équation de l'ellipse illustrée dans la Figure 1.5.a. On remarque que la courbe $F_D - u$ n'est pas une fonction à valeur unique, mais une boucle appelée boucle d'hystérésis. L'aire délimitée par l'ellipse est $\pi(u_0)(c\omega u_0) = \pi c \omega u_0^2$. Ainsi, ce dernier représente l'énergie dissipée par cycle de mouvement.

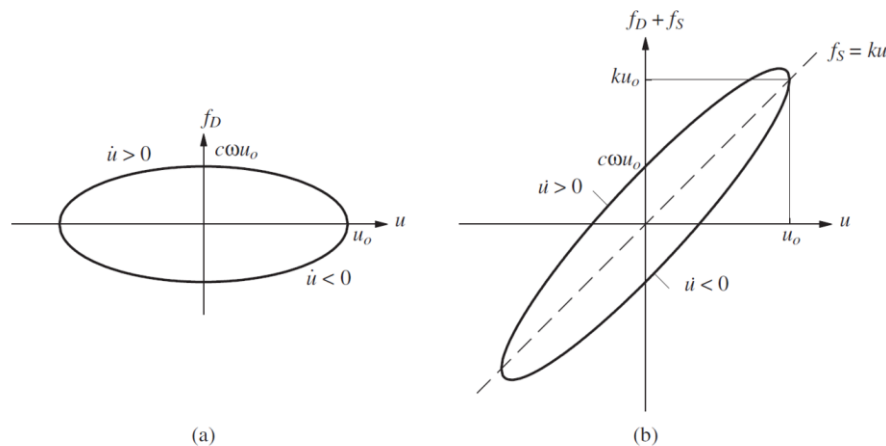


Figure 1.5. Boucles force-déplacement pour : (a) un amortisseur visqueux ; (b) un ressort et un amortisseur visqueux en parallèle.

Il est enfin intéressant d'examiner la force totale de rappel qui combine l'effet élastique et l'amortissement visqueux. Cette force est celle qui est mesurée expérimentalement :

$$F_S + F_D = ku + c\dot{u} = ku + c\omega\sqrt{u_0^2 - u(t)^2} \quad (1.19)$$

Une courbe de $F_S + F_D$ en fonction de u prend la forme elliptique inclinée, L'inclinaison de la courbe vient du terme linéaire ku qui décale la boucle symétriquement autour de cette droite. Autrement dit, le ressort impose une tendance linéaire à la réponse, tandis que l'amortisseur vient y ajouter un effet dissipatif variable au cours du cycle. C'est cette combinaison qui donne à la courbe son aspect incliné, comme on l'observe en Figure 1.5.b.

1.2.3. Influence de l'amortissement sur la réponse spectrale

Afin d'évaluer l'impact de l'amortissement sur la réponse sismique des structures, le RPA 2024 [1] propose une formulation du spectre élastique corrigée par un facteur dépendant du taux d'amortissement. La figure 1.6 illustre l'évolution des spectres d'accélération et de déplacement pour différents niveaux d'amortissement.

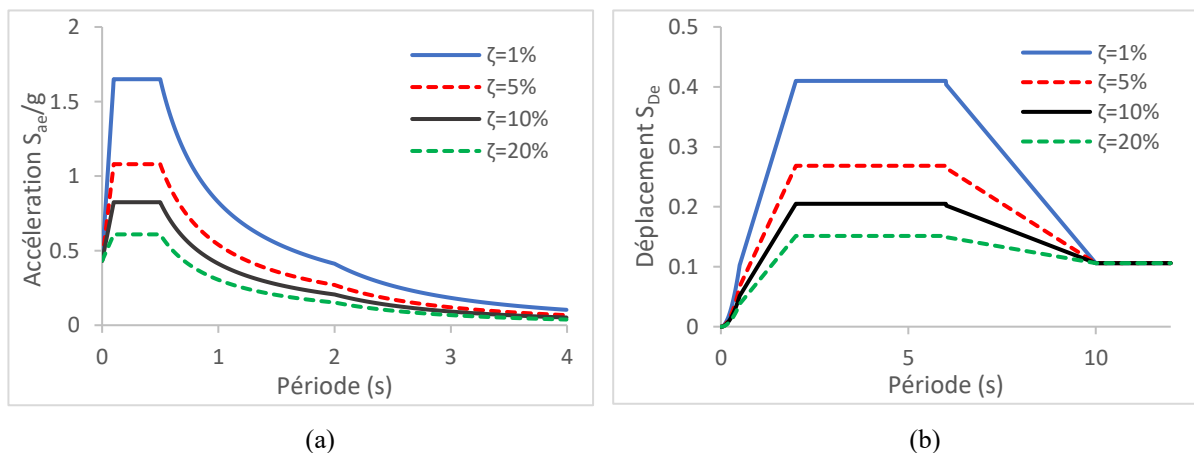


Figure 1.6. Réponse spectrale élastique en : (a) accélération ;(b) déplacement ; telle qu'indiquée dans le RPA 2024 [1].

On observe que l'augmentation du taux d'amortissement ξ induit une réduction significative de l'accélération spectrale. Pour un faible amortissement, la réponse spectrale est maximale, traduisant une forte vulnérabilité des structures à la sollicitation sismique. À l'inverse, un amortissement élevé permet de limiter considérablement les pics d'accélération, réduisant ainsi les forces dynamiques transmises à la structure. Cette tendance est également visible sur le

spectre de déplacement, où l'on constate que l'amortissement contribue également à réduire les déplacements maximaux.

Ce comportement confirme l'importance d'intégrer des dispositifs dissipatifs d'énergie dans la conception parasismique, car ils permettent d'atténuer efficacement la réponse dynamique aussi bien en accélération qu'en déplacement, améliorant ainsi la sécurité globale des structures.

1.3. PROTECTION DES STRUCTURES PAR SYSTEMES DE DISSIPATION D'ENERGIE SISMIMIQUE

Dans la partie précédente, l'effet de l'amortissement sur la réponse dynamique des structures a été mis en évidence. Il a été montré qu'un amortissement non nul permet d'atténuer les déplacements et de limiter l'amplification des sollicitations sous excitation vibratoire. Cependant, l'amortissement naturel des structures est généralement faible (de l'ordre de 5% à 10%), ce qui peut s'avérer insuffisant pour faire face à des événements sismiques de forte intensité.

Dans de nombreux codes parasismiques, la stratégie conventionnelle de protection des ouvrages contre les effets des tremblements de terre repose sur une combinaison de résistance par augmentation de la rigidité, comme le préconise par exemple le RPA 2024 [1], et de ductilité inhérente à la structure, permettant de dissiper l'énergie sismique au sein même de la structure, tout en acceptant un certain niveau de dommages, conformément à l'Eurocode 8 [2].

Bien que ces approches puissent renforcer la capacité globale de la structure à résister aux sollicitations sismiques, elles présentent plusieurs limites notables :

- L'augmentation de la rigidité entraîne une élévation des forces sismiques transmises, en raison de la diminution de la période propre de la structure.
- La ductilité, bien qu'efficace pour prévenir l'effondrement, engendre des dommages irréversibles, susceptibles de compromettre l'usage post-sismique de l'ouvrage.

Ces approches ne sont pas toujours efficaces, surtout dans un contexte où l'événement sismique présente une fréquence de retour relativement importante ou dans le cas de bâtiments d'importance stratégique devant rester fonctionnels en tout état de cause [7].

Plutôt que de renforcer ou de rigidifier la structure, une alternative plus récente et performante consiste à intégrer des systèmes de contrôle capables de modifier activement ou passivement la réponse de la structure face aux sollicitations dynamiques. Ces systèmes permettent de générer, en réponse aux mouvements sismiques, des forces de réaction adaptées qui limitent efficacement les déplacements et les efforts internes [8].

Les systèmes de contrôle développés pour atténuer la réponse des structures soumises à des sollicitations dynamiques (vents, séismes, vibrations industrielles, etc.) peuvent être regroupés en trois grandes catégories [9], [10] :

- **Le contrôle actif** : repose sur des dispositifs nécessitant une source d'énergie externe importante pour fonctionner. Il mobilise des capteurs, des actionneurs, et des unités de calcul pour générer en temps réel des forces de contrôle en réponse à l'état de la structure. Les mesures de l'excitation ou de la réponse sont utilisées pour adapter les actions à appliquer. Bien que ce système offre une grande flexibilité et des performances théoriquement élevées, il reste complexe, coûteux, et vulnérable aux défaillances techniques, notamment en cas de coupure de l'alimentation électrique lors d'un événement extrême tel qu'un séisme [11-13].
- **Le contrôle semi-actif** : constitue une alternative plus économique. Il fait appel à des dispositifs dont les propriétés mécaniques peuvent être modifiées en temps réel, à l'aide d'une faible source d'énergie (ex : batterie). Toutefois, ce système reste dépendant d'un réseau de détection et de commande, dont le bon fonctionnement est essentiel à son efficacité. De ce fait, il requiert un entretien rigoureux, sans quoi ses performances peuvent être fortement dégradées, en particulier dans des conditions extrêmes où la fiabilité est primordiale [14-17].
- **Le contrôle passif** : Bien que ses capacités puissent être inférieures à celles des systèmes actifs ou semi-actifs en termes d'adaptabilité en temps réel, il reste jusqu'à ce jour la solution la plus simple, la plus robuste et la plus largement utilisée en ingénierie parasismique [18]. Il consiste à intégrer dans la structure un dispositif dissipateur, ou isolateur, capable d'absorber l'énergie vibratoire sans recours à une alimentation électrique ni à un système de régulation active. Ce type de dispositif agit de manière entièrement mécanique, en atténuant les sollicitations par des mécanismes de viscosité, de friction [19-20], ou de déformation contrôlée (Dispositifs Hystérétiques) [21-22].

Grâce à sa fiabilité, à ses exigences limitées en maintenance (dans le cas de certains dispositifs) et à sa capacité à fonctionner efficacement même en conditions extrêmes, le contrôle passif constitue une solution de choix pour l'atténuation des charges sismiques, tant dans les structures neuves que dans les projets de renforcement.

Au regard des différentes stratégies disponibles, le contrôle passif a été imposé comme la solution la plus pertinente pour le contexte de cette étude [23]. Parmi les dispositifs passifs existants, les amortisseurs à fluide visqueux qui ont été retenus pour leur aptitude à dissiper efficacement l'énergie sismique. Les sections suivantes sont ainsi consacrées à l'étude de ces dispositifs, en présentant leur principe de fonctionnement, les avantages qu'ils offrent, ainsi que les paramètres influençant leur efficacité dans le cadre de la protection sismique des structures.

1.4. DISSIPATION PASSIVE DE L'ENERGIE SISMIQUE PAR AMORTISSEURS A FLUIDE VISQUEUX

Les amortisseurs à fluide visqueux (*Fluid viscous damper-FVD*) (Fig 1.7) sont devenus ces dernières années l'une des solutions de référence parmi les systèmes passifs de dissipation d'énergie utilisés en génie civil. Conçus pour absorber efficacement l'énergie générée par les mouvements sismiques, ces dispositifs ont suscité un intérêt croissant dans la communauté scientifique et auprès des professionnels de l'ingénierie parasismique, grâce à leur fort pouvoir dissipatif [24].



Figure 1.7. Amortisseur à fluide visqueux (FVD).

Les amortisseurs visqueux eux-mêmes sont une technologie ancienne, remontant à plus d'un siècle, avec une utilisation à grande échelle sur les canons militaires de gros calibre. Le

problème résidait dans la nécessité d'atténuer le recul du canon et de le repositionner rapidement mais en douceur pour un nouveau tir. Plusieurs concepts infructueux visant à arrêter le recul des canons ont été essayés, impliquant notamment l'utilisation de ressorts hélicoïdaux et de blocs de caoutchouc. Pendant ce temps, les inventeurs de l'époque exploraient le nouveau domaine des composants hydrauliques, et vers la fin des années 1860, des expériences étaient menées sur l'utilisation d'amortisseurs hydrauliques pour stopper le recul des canons. En 1897, Le premier amortisseur de recul hydraulique produit en série a été intégré au canon de campagne français de 75 mm, modèle M1897 [25]. Toutefois, leur invention est généralement attribuée à Ralph Peo de l'Université de Buffalo (N.Y.) en 1925 [26]. Ils ont continué à être utilisés dans le domaine militaire comme dissipateurs dans les rampes de lancement de missiles, avant d'être étendue aux secteurs automobiles [27-29], aéronautique [30] et aérospatial [31-33].

Leur intégration dans l'ingénierie structurelle remonte à la fin des années 1980 et au début des années 1990, notamment en tant qu'absorbeurs de chocs pour les aciéries et les plates-formes pétrolières [25]. Dans le domaine du génie civil, leur usage s'est étendu à la protection des bâtiments neufs [34-38] et au renforcement des structures existantes [39-43], ainsi qu'à la protection des ponts [44-47] face à des événements extrêmes, notamment les séismes et les vents forts.

Les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) présentent de nombreux avantages techniques et opérationnels qui justifient leur large adoption dans les stratégies de protection sismique des structures [48] :

- Ce sont des dispositifs relativement compacts, offrant une mise en œuvre simple.
- Ils nécessitent très peu de maintenance, se limitant à des vérifications périodiques, notamment pour contrôler l'étanchéité du fluide.
- Ils sont capables de dissiper efficacement l'énergie même à de faibles niveaux de déplacement, ce qui les rend adaptés aux sollicitations de type vent ou vibrations modérées.
- Ils permettent de réduire significativement la réponse dynamique d'une structure sans modifier de manière notable sa matrice de rigidité. Cela les distingue d'autres dispositifs hystérétiques.
- Contribution à un meilleur recentrage post-sismique, contrairement à certains dispositifs déformables (comme les amortisseurs métalliques ou les dispositifs à friction) qui peuvent laisser la structure dans un état déformé.

- Leur durabilité est élevée : ils restent opérationnels tout au long de la durée de vie de l'ouvrage, contrairement à d'autres systèmes qui nécessitent un remplacement après un événement sismique majeur (amortisseurs métalliques).
- Leurs performances sont relativement indépendantes des variations de température ou de fréquence, ce qui leur confère une stabilité d'utilisation supérieure à celle des dissipateurs viscoélastiques ou à friction.

1.4.1. Principe de fonctionnement des amortisseurs FVD

Les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) sont généralement constitués d'un cylindre creux en acier haute résistance, rempli d'un fluide à viscosité élevée. Ce fluide, souvent l'huile de silicone, est non toxique, résistant au feu, peu sensible aux variations de température et possède une longue durée de vie [49]. À l'intérieur du cylindre se trouve un piston composé d'une tige terminée par une tête en acier. Cette tête comporte des orifices (Fig. 1.8) permettant le passage du fluide entre deux cavités internes appelées « chambres ». La configuration des orifices et la conception mécanique peuvent être ajustées afin de produire différentes caractéristiques d'écoulement, avec des propriétés de force d'amortissement variées. Lorsqu'un effort externe est appliqué sur le piston, celui-ci se déplace, forçant le fluide à circuler d'une chambre à l'autre à travers les orifices, générant ainsi une différence de pression responsable de la force d'amortissement. La dissipation d'énergie s'effectue par conversion de l'énergie cinétique en chaleur, due aux frottements internes entre les particules du fluide lors de leur passage à travers les orifices. Ce mécanisme constitue le principe fondamental de fonctionnement des amortisseurs à fluide visqueux [50], [51].

La figure 1.8.a présente une première configuration d'amortisseur à fluide visqueux intégrant un accumulateur. Ce dispositif permet de compenser les variations de volume du fluide engendrées par l'entrée ou la sortie de la tige dans le cylindre, évitant ainsi les phénomènes de surpression ou de cavitation. L'accumulateur peut être réalisé sous la forme d'un piston ou d'une membrane en caoutchouc. Toutefois, la configuration la plus couramment utilisée consiste en une troisième chambre, équipée de vannes qui s'ouvrent ou se ferment en fonction de la pression du fluide, afin d'absorber ou de restituer l'excès de fluide (Fig 1.8a) [18], [74].

La figure 1.8b présente une configuration alternative dite « à tige traversante », où la tige du piston est symétrique et s'étend de part et d'autre du piston. Cette conception maintient un

volume de fluide constant dans les deux chambres, éliminant ainsi le besoin d'un accumulateur. En raison de sa simplicité et de sa fiabilité, la conception à tige traversante est aujourd'hui largement privilégiée dans les applications sismiques et industrielles [54-56].

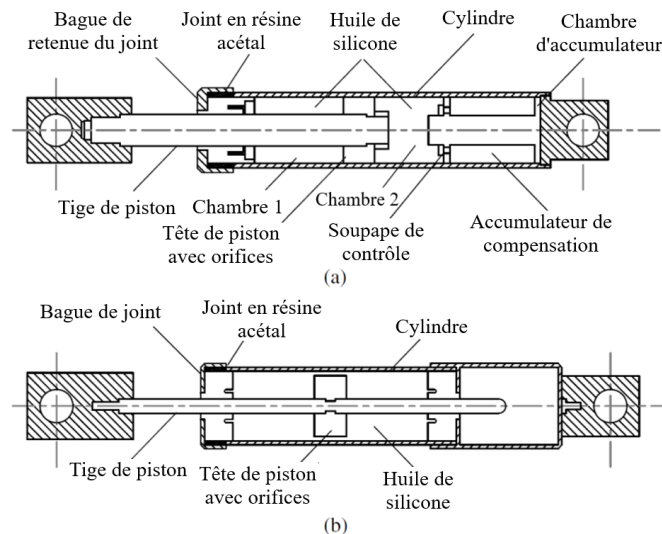


Figure 1.8. Coupe longitudinale sur un amortisseur à fluide visqueux (FVD) : (a) avec accumulateur ; (b) avec une tige traversante [55].

1.4.2. Type de montage des amortisseurs FVD


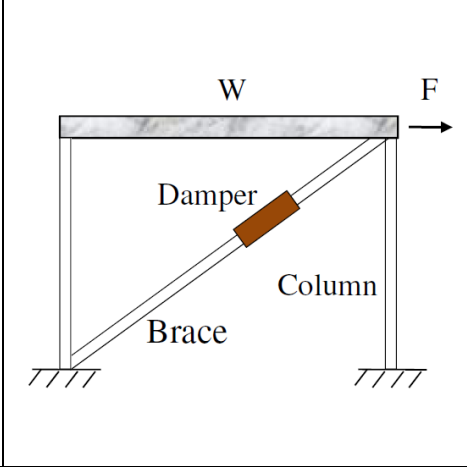

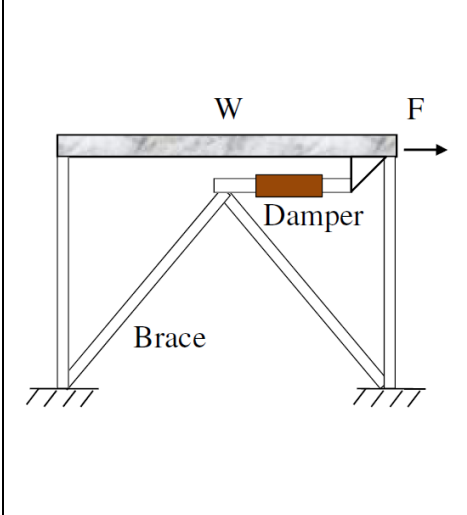

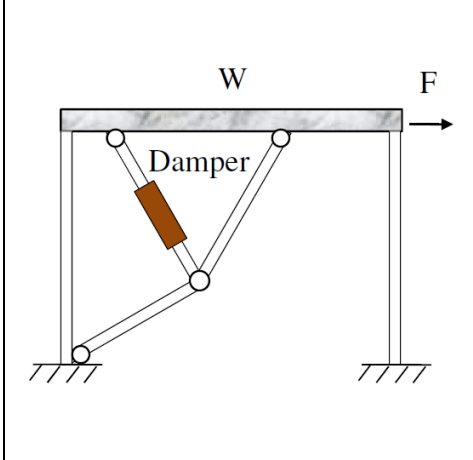
Il existe une grande variété de configurations d'installation pour les amortisseurs à fluide visqueux (FVD). Ces dispositifs sont généralement placés en superstructure, au niveau des portiques, afin de capter efficacement les déplacements inter-étages de la structure, et s'y opposent à la fois en traction et en compression, en générant une force d'amortissement [57]. Ce concept fonctionne efficacement dans les structures métalliques ou en béton armé, et il peut être appliqué aux structures de faible, moyenne ou grande hauteur [56]. Ces dispositifs peuvent être intégrés selon plusieurs types de montages, notamment en diagonale, en chevron, en bascule inférieure ou supérieure, ou encore en configuration en ciseaux [55], [58].


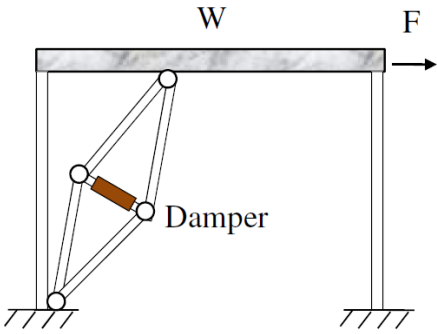

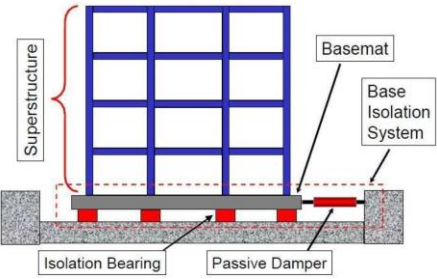
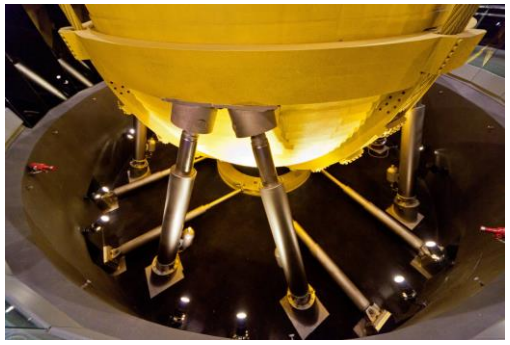
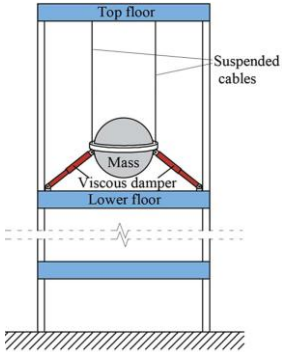
Par ailleurs, les FVD ne sont pas uniquement utilisés comme dispositifs autonomes. Ils peuvent être associés à d'autres systèmes de contrôle vibratoire pour former des solutions hybrides, visant à améliorer les performances globales de la structure. On les retrouve notamment combinés à des systèmes d'isolation à la base, où leur intégration permet de mieux contrôler les déplacements en infrastructure et d'accroître le taux d'amortissement effectif [59], [60]. De même, les FVD peuvent être couplés à des amortisseurs à masse accordée (*Tuned Mass Dampers, TMD*), afin d'atténuer les effets de résonance et d'optimiser la dissipation d'énergie, aussi bien en régime transitoire qu'en régime permanent [61-63].

Chapitre 1. Bases théoriques de l'amortissement et dissipation passive de l'énergie sismique par amortisseurs à fluide visqueux

Les différentes configurations et combinaisons d'utilisation des FVD sont illustrées dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1. Types de montage des amortisseurs FVD.

Diagonal		
Chevron		
Bascule		

Ciseaux		
FVD+Isolateur à la base		
FVD+TMD		

1.4.3. Propriétés des amortisseurs FVD

Une équation analytique bien connue est utilisée pour décrire la relation entre la force d'amortissement et la vitesse du piston, caractérisant le comportement de ce type d'amortisseurs :

$$F_d = C \cdot |V|^\alpha \text{sgn}(V) \quad (1.20)$$

Où F_d est la force d'amortissement suivant l'axe de l'amortisseur, C est le coefficient d'amortissement, V est la vitesse du piston, $\text{sgn}(V)$ est la fonction signe, α est l'exposant de non-linéarité.

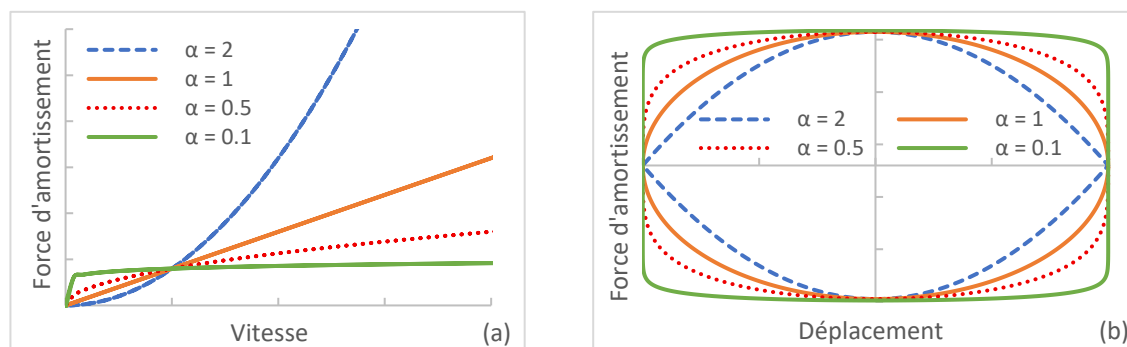


Figure 1.9. Loi constitutive d'un amortisseur à fluide visqueux pour différentes valeurs de α : (a) Relation force-vitesse ; (b) Relation force-déplacement idéalisée.

La figure 1.9.a illustre la relation force vitesse obtenue à partir de l'équation (1.20) sous une excitation sinusoïdale, pour différentes valeurs de l'exposant α . Pour des vitesses faibles à modérées correspondant aux sollicitations sismiques fréquentes, les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) présentant un comportement non linéaire ($\alpha < 1$) sont capables de générer une force d'amortissement relativement élevée. En revanche, à des vitesses élevées, typiques des séismes rares et intenses, la courbe de réponse tend à se stabiliser, avec une force d'amortissement qui n'augmente que très peu. Cet effet de saturation n'est pas observé dans le cas des amortisseurs linéaires ($\alpha = 1$), où la force croît proportionnellement à la vitesse. Ainsi, sous séisme sévère, un amortisseur linéaire peut engendrer une force d'amortissement excessive, risquant de compromettre l'intégrité de l'amortisseur et de laisser la structure sans protection. Ce phénomène est encore accentué dans le cas des amortisseurs non linéaires avec $\alpha > 1$, pour lesquels la force croît de manière exponentielle avec la vitesse. En conséquence, un FVD non linéaire avec $\alpha < 1$ constitue une solution plus sûre, car il garantit une force d'amortissement maximale contrôlée, quelle que soit la vitesse de sollicitation.

Comme déjà abordé, la capacité de dissipation d'énergie de ces dispositifs peut être évaluée à travers l'aire enfermée par les boucles d'hystérésis (Fig. 1.9.b). Les amortisseurs linéaires présentent généralement une forme d'hystérésis elliptique. En revanche, les FVD non linéaires avec $\alpha < 1$ génèrent des forces de sortie plus faibles à grande vitesse, ce qui donne lieu à des boucles plus larges tendant progressivement vers une forme rectangulaire. Pour les FVD non linéaires avec $\alpha > 1$, les boucles d'hystérésis adoptent une forme en losange, généralement plus petite que celle observée pour les FVD linéaires. Ainsi, la capacité de dissipation d'énergie des FVD non linéaires avec $\alpha < 1$ est supérieure à celle de leurs équivalents linéaires [52], [53], [57], [64], [65]. Comme le montre la figure 1.9.a, le degré de non-linéarité de l'amortisseur

dépend de la valeur de l'exposant α . Plus cette valeur est faible, plus le comportement non linéaire devient perceptible, ce qui permet d'accroître encore davantage la capacité de dissipation d'énergie du dispositif.

Symans et Constantinou (1998) [66] ont étudié l'efficacité de différents exposants dans les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) afin d'optimiser l'amortissement d'une structure à un DDL. Trois valeurs de l'exposant α ont été considérées : 0,5, 1,0 et 2,0. Les essais ont été réalisés en soumettant le système à un déplacement initial de 250 mm, suivi d'une vibration libre. Les trois amortisseurs étaient configurés pour produire la même force maximale à une vitesse donnée. Les résultats, illustrés dans la Figure 1.10, mettent en évidence des différences significatives en termes de capacité de dissipation d'énergie, en particulier pour les amortisseurs présentant un faible exposant α . Cette supériorité se traduit par une décroissance plus rapide de l'amplitude des oscillations au fil des cycles, traduisant une efficacité accrue en matière d'amortissement.

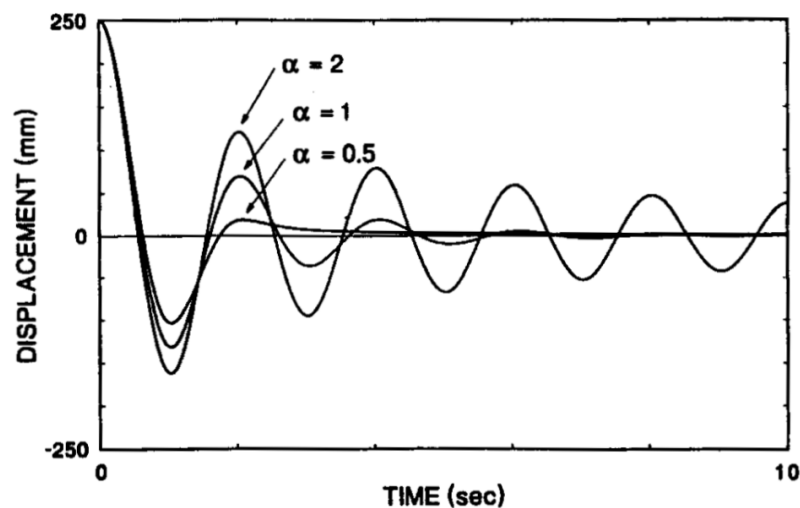


Figure 1.10. Réponse d'une structure à un DDL soumise à une oscillation libre amortie à l'aide de FVD présentant différents exposants de non-linéarité [66].

Ces observations confirment que les amortisseurs visqueux non linéaires avec $\alpha < 1$ présentent des avantages significatifs par rapport aux dispositifs linéaires. Grâce à leur comportement à grande vitesse, ils limitent naturellement les forces maximales transmises à la structure, réduisant ainsi le risque de dommages localisés au niveau de l'amortisseur ou des éléments porteurs. Par ailleurs, leur capacité à générer une grande énergie dissipative, leur permet de contrôler efficacement les mouvements induits par des séismes fréquents. Cette combinaison d'une dissipation énergétique élevée et d'une limitation des efforts extrêmes

confère aux FVD non linéaires un comportement à la fois performant, sécuritaire et adaptatif, en réponse à une large gamme d'intensités sismiques [92], [93].

L'énergie dissipée par un amortisseur non linéaire lors d'un cycle de mouvement harmonique a été déterminée par Lin et Chopra [67] comme étant :

$$E_d = \int F_d \cdot du = \int_0^{2\pi/\omega} (C \cdot \dot{u}^\alpha) \dot{u} dt = \int_0^{2\pi/\omega} C \cdot \dot{u}^{1+\alpha} dt \quad (1.21)$$

L'intégration de l'équation (1.21) donne :

$$E_d = \lambda_\alpha C \omega^\alpha u_0^{1+\alpha} \quad (1.22)$$

Avec :

$$\lambda_\alpha = 2^{2+\alpha} \frac{\Gamma^2(1+\alpha/2)}{\Gamma(2+\alpha)} \quad (1.23)$$

Où Γ est la fonction gamma. Les valeurs de la quantité λ_α peuvent être trouvées sous forme de tableau dans le FEMA 274 [68] sur la base des résultats de l'équation (1.23).

Dans le cas des dispositifs d'amortissement visqueux linéaires ($\alpha = 1, \lambda_\alpha = \pi$), l'équation (1.22) prend une forme simple telle que présentée dans l'équation (1.16):

$$E_d = \pi C \omega u_0^2 \quad (1.24)$$

Le comportement d'un amortisseur à fluide visqueux (FVD) ne se limite pas strictement à une réponse purement visqueuse. Des observations expérimentales ont révélé la présence d'un comportement viscoélastique, en particulier sous sollicitations dynamiques à haute fréquence. Ce comportement viscoélastique se manifeste par l'apparition de forces de raideur, traduisant la capacité du dispositif à emmagasiner temporairement de l'énergie [53], [66], [69], [70].

Constantinou et Sleimah (1997) [71] expliquent ce phénomène par le fonctionnement des vannes de l'accumulateur (Fig. 1.8.a). Ces vannes régulent l'entrée et la sortie du fluide pour limiter la rigidité induite par la compression du fluide sous la charge du piston. À basse fréquence, les vannes parviennent à suivre les variations de pression, permettant au dispositif de se comporter comme un amortisseur visqueux pur. Au-delà d'une fréquence seuil, les vannes ne réagissent plus assez rapidement, ce qui empêche la compensation du volume de fluide déplacé, conduisant à une montée en pression et donc à l'apparition d'une rigidité effective.

Cependant, des travaux menés par *Hou* (2008, 2009) [72], [73] ont montré que ce comportement viscoélastique peut également apparaître dans des FVD à tige traversante (Fig. 1.8.b). Cela suggère que cette rigidité à haute fréquence est intrinsèque au fluide utilisé, indépendamment de la conception de l'amortisseur. En effet, les fluides silicones couramment utilisés sont connus pour leur compressibilité sous haute pression (comparable à la pression développée à l'intérieur de l'amortisseur), ce qui pourrait expliquer cette raideur additionnelle.

Ce phénomène peut être perçu comme bénéfique dans certains cas. En effet, la raideur induite à haute fréquence contribue à atténuer l'effet des modes supérieurs dans la réponse dynamique des structures, offrant ainsi un double avantage : dissipation d'énergie et contrôle de la rigidité [75]. Toutefois, cet effet doit rester modéré, car une raideur excessive peut compromettre l'efficacité dissipative du système en réduisant la capacité du fluide à absorber l'énergie mécanique.

1.4.4. Performance des amortisseurs FVD comme dissipateurs de l'énergie sismique

L'ajout d'amortisseurs visqueux contribue à réduire la réponse de la structure face aux sollicitations externes. Les essais réalisés sur table vibrante [66], [74], menés sur des maquettes d'un étage et de trois étages (Fig. 1.11), ont mis en évidence une diminution du déplacement entre étages de 30 % à 70 %, ainsi qu'une réduction de l'effort de cisaillement comprise entre 40 % et 70 %. Pour la structure à un étage, les amortisseurs étaient installés au premier niveau et comprenaient soit deux, soit quatre unités d'amortissement (Fig. 1.11.a). Quant à la structure à trois étages, les amortisseurs étaient positionnés au premier étage pour les configurations à deux et quatre unités, puis répartis sur l'ensemble des étages dans le cas de six amortisseurs (Fig. 1.11b). Ces diminutions sont particulièrement significatives, car le déplacement différentiel induit par le mouvement peut générer des efforts internes importants, susceptibles d'endommager la structure. Par ailleurs, la réduction de l'amplitude des oscillations permet de limiter le nombre de cycles de mouvement, évitant ainsi la fatigue des matériaux et assurant la stabilité de l'ouvrage.

Un phénomène intéressant mis en évidence dans les tableaux 1.2 et 1.3 concerne l'efficacité de l'augmentation du nombre d'amortisseurs au premier étage de la maquette d'un ou trois étages. En effet, l'ajout de quatre amortisseurs, comparé à seulement deux, permet de doubler le taux d'amortissement total. Cette efficacité accrue s'explique par le rôle du plancher, qui agit

comme un diaphragme rigide, assurant une liaison efficace entre tous les amortisseurs d'un même niveau et permettant ainsi une dissipation collective de l'énergie du mouvement. En revanche, dans le cas d'une répartition de six amortisseurs sur trois niveaux, le taux d'amortissement n'augmente pas proportionnellement. Cette différence est due à une réduction du déplacement entre étages aux niveaux supérieurs, ce qui limite les efforts transmis aux amortisseurs et, par conséquent, la quantité d'énergie absorbée [74].

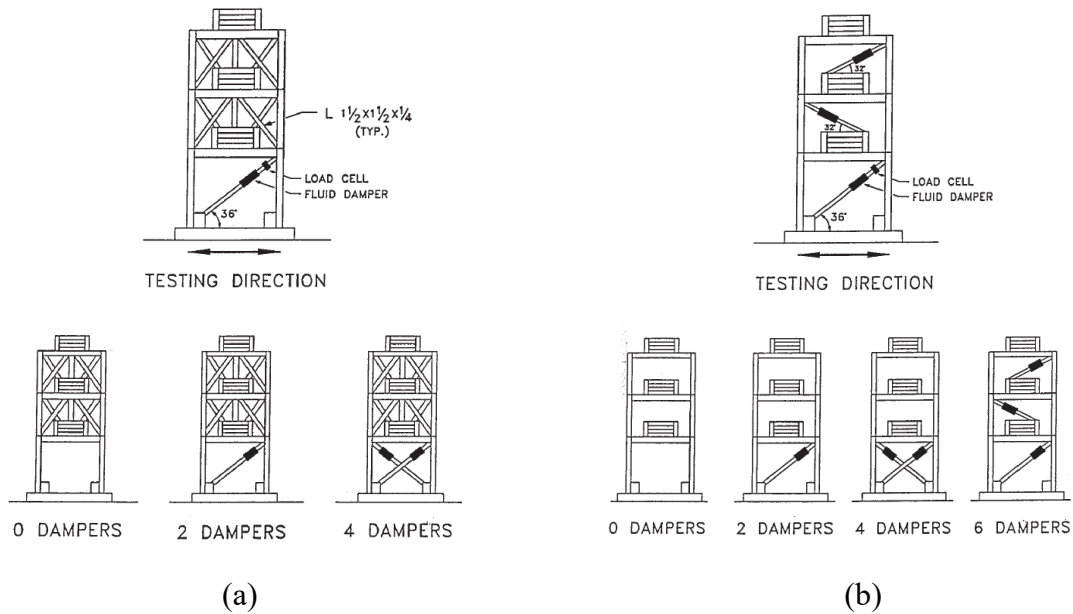


Figure 1.11. (a) Maquette d'un étage ; (b) Maquette de trois étages [74].

Tableau 1.2. Propriété du modèle d'un étage [74].

Sans contreventement				
	Sans amort. Sous vibration à petite amplitude	Sans amort. Sous simulation sismique	2 amort.	4 amort.
Fréquence (Hz)	2.00	1.94	2.04	2.10
Taux d'amort. (%)	0.55	2.2	28.4	57.7
Avec contreventement				
Fréquence (Hz)	3.13	2.99	3.27	3.35
Taux d'amort. (%)	2.0	2.9	19.3	37.4

Tableau 1.3. Propriété du modèle de trois étages [74].

Mode	Sans amortisseurs			2 amortisseurs			4 amortisseurs			6 amortisseurs		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Fréq. (Hz)	2.00	6.60	12.2	2.03	6.88	12.34	2.11	7.52	12.16	2.03	7.64	16.99
Taux d'amort. (%)	1.7	0.8	0.3	9.9	14.7	5.0	17.7	31.9	11.3	19.4	44.7	38.0

Parallèlement, l'ajout d'amortisseurs a un impact limité sur la fréquence propre de la structure, montrant que contribution de la rigidité reste modérée. En revanche, son influence sur les modes supérieurs est plus marquée. Une explication possible réside dans le fait que ces fréquences étaient initialement supérieures à 4 Hz, seuil en dessous duquel les amortisseurs ne génèrent aucune rigidité. Au-delà de cette valeur, les amortisseurs développent une rigidité significative, ce qui devient favorable pour le contrôle des modes supérieurs. [66].

1.4.4.1. Bilan énergétique

Une approche pour atténuer les effets dangereux des séismes repose sur l'analyse de la distribution de l'énergie au sein d'une structure. Lors d'un séisme, l'énergie transmise par l'accélération du sol est convertie en énergie cinétique et en énergie potentielle (énergie de déformation), qui doivent être soit absorbées, soit dissipées sous forme de chaleur. La capacité intrinsèque de dissipation d'énergie de la structure finira par extraire toute l'énergie sismique d'entrée. Cependant, lors de séismes de forte intensité, une grande partie de cette énergie est absorbée par un comportement hystérétique, c'est-à-dire par des dommages à la structure [76].

Plutôt que de compter sur ces dommages pour dissiper l'énergie sismique, il est possible d'ajouter un système de dissipation d'énergie supplémentaire à la structure telle qu'un FVD afin de réduire la demande de dissipation d'énergie supportée par la structure elle-même.

Lors de l'action externe, le mouvement de la structure est exprimé par l'équation (1.25) où m représente la masse de la structure, k correspond à sa rigidité, c_u désigne le coefficient d'amortissement constant lié à l'amortissement intrinsèque de la structure, n_a est le nombre d'amortisseurs, F_{dh} représente la composante horizontale de la force exercée par un amortisseur,

\ddot{u}_g est l'accélération du sol, tandis que \ddot{u} , \dot{u} et u correspondent respectivement à l'accélération, la vitesse et le déplacement de la masse :

$$m \ddot{u} + c_u \dot{u} + k u + n_a \cdot F_{dh} = -m \ddot{u}_g \quad (1.25)$$

L'équilibre énergétique du système est déterminé en multipliant l'équation par du , puis en intégrant sur l'intervalle de temps allant de 0 à t . Ainsi, nous obtenons [66], [76] :

$$E(t) = E_K(t) + E_S(t) + E_H(t) + E_D(t) \quad (1.26)$$

Où $E(t)$ représente l'énergie absolue transmise par le mouvement sismique, c'est-à-dire le travail effectué par la force totale de cisaillement à la base sur le déplacement du sol et prend ainsi en compte l'effet des forces d'inertie sur la structure.

$$E(t) = \int_0^t m \cdot [\ddot{u}(t) + \ddot{u}_g(t)] \cdot du_g(t) \quad (1.27)$$

$E_K(t)$ représente l'énergie cinétique, exprimée par l'équation suivante :

$$E_K(t) = \frac{1}{2} \cdot m \cdot [\dot{u}(t) + \dot{u}_g(t)]^2 \quad (1.28)$$

$E_S(t)$ désigne l'énergie de déformation élastique (réversible), donnée par l'équation suivante :

$$E_S(t) = \frac{1}{2} \cdot k \cdot [u(t)]^2 \quad (1.29)$$

$E_D(t)$ représente l'énergie totale dissipée par l'amortissement, donnée par $E_{d0}(structure) + E_d(amortisseurs)$ [48]. L'énergie, calculée en fonction du coefficient d'amortissement équivalent du système, est exprimée par :

$$E_D(t) = \int_0^t C_{eq} \cdot \dot{u}(t) \cdot du \quad (1.30)$$

$E_H(t)$ correspond à l'énergie hystérétique dissipée par la structure lors de déformations inélastiques (irréversibles). Elle est déterminée à partir des résultats des équations (1.26) à (1.30).

Dans les méthodes de conception classiques, le terme $E_{d,amortisseur}$ est nul. Dans ce contexte, la performance d'une structure soumise à un séisme de forte intensité repose uniquement sur l'énergie dissipée par son amortissement inhérent ($E_{d,structure}$), ainsi que sur

la formation de déformations inélastiques, ce qui entraîne une augmentation de l'énergie hystérétique (E_H). L'amélioration de la ductilité joue alors un rôle essentiel, facilitant la dissipation d'une partie de l'énergie sismique.

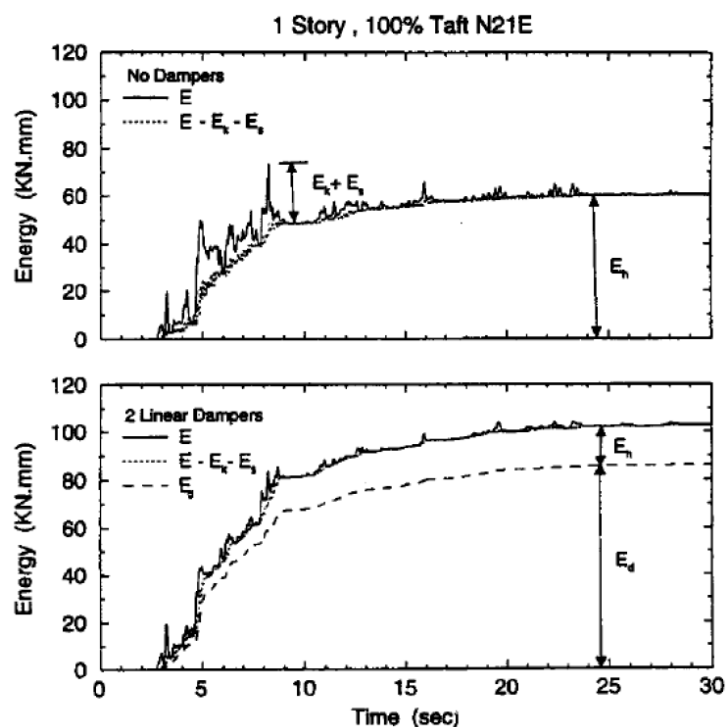


Figure 1.12. Energie en temps réel de la maquette d'un étage sous le séisme Taft [66].

Toutefois, l'intégration d'un système d'amortissement supplémentaire dans la structure permet d'accroître la dissipation d'énergie (E_D) dans l'équation (1.26). Cela contribue à absorber une part plus importante de l'énergie d'entrée induite par le séisme, réduisant ainsi la quantité d'énergie hystérétique (E_H) (Fig. 1.12). En conséquence, la demande en ductilité est limitée, ce qui diminue les dommages potentiels subis à la structure [71].

1.4.4.2. Estimation du taux d'amortissement dans un système à plusieurs degrés de liberté

Plusieurs études analytiques ont jeté les bases de l'estimation du taux d'amortissement pour une structure équipée d'amortisseurs FVD [71], [74], [77-79]. Ces travaux ont notamment contribué à l'élaboration des guides d'ingénierie parasismique aux États-Unis, tels que ceux publiés par la FEMA [68], [80], [81]. La méthode développée repose sur l'hypothèse que la fréquence et la forme modale de la structure équipée d'amortisseurs sont supposées identiques à celles de la structure sans amortisseurs.

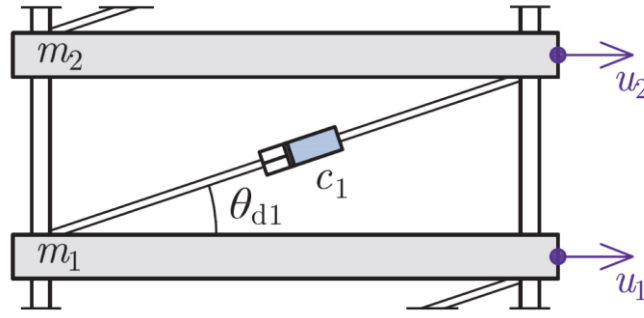


Figure 1.13. Système à plusieurs degrés de liberté.

Pour un système à plusieurs degrés de liberté (Fig. 1.13), le taux d'amortissement total effectif du système ξ_{eff} , comprenant la structure renforcée par des amortisseurs à fluide visqueux (FVD), est défini comme suit :

$$\xi_{eff} = \xi_0 + \xi_d \quad (1.31)$$

Où ξ_0 est le taux d'amortissement inhérent du système sans amortisseurs, et ξ_d est le taux d'amortissement des FVDs incorporés dans le système. ξ_d est donné par :

$$\xi_d = \frac{\sum_j E_{dj}}{4\pi E_S} \quad (1.32)$$

E_{dj} est l'énergie dissipée par l'amortisseur j et E_S est l'énergie de déformation maximale du système. Les énergies E_{dj} et E_S sont évaluées en fonction des déplacements réels de l'amortisseur et du système. De plus, la sommation \sum s'étend à l'ensemble des dispositifs j .

En tenant compte de l'orientation de l'amortisseur, la composante horizontale de l'énergie dissipée par le système doit être introduite. L'équation (1.22) se modifie alors pour devenir :

$$E_{dj} = C_j \cdot \lambda_j \cdot \omega^{\alpha_j} \cdot f_{mj}^{1+\alpha_j} \cdot (u_{rj})^{1+\alpha_j} \quad (1.33)$$

Avec, C_j est le coefficient d'amortissement de l'amortisseur j . f_{mj} est le facteur de magnification qui prend en considération le type de montage et l'orientation de l'amortisseur. Il est défini comme le rapport entre le déplacement axial de l'amortisseur et le déplacement horizontal de l'étage. Dans le cas d'un montage diagonal : $f_m = \cos(\theta_{dj})$ où θ_{dj} est l'angle de l'amortisseur j avec l'horizontale. u_{rj} est le déplacement relatif entre les points d'ancrage de l'amortisseur j .

Dans le cas des dispositifs d'amortissement visqueux linéaires ($\alpha = 1, \lambda_j = \pi$), l'équation (1.33) prendra forme :

$$E_{dj} = C_j \cdot \omega^2 \cdot f_{mj}^2 \cdot (u_{rj})^2 \quad (1.34)$$

L'énergie de déformation maximale peut être plus facilement évaluée comme l'énergie cinétique maximale. En considérant de nouveau un mouvement harmonique avec une pulsation ω , l'énergie E_S est donnée par :

$$E_S = \frac{1}{2} \omega^2 \sum_i m_i \cdot u_i^2 \quad (1.35)$$

Où la sommation s'étend à toutes les étages i .

En remplaçant dans l'équation (1.32), on obtient l'expression de la contribution des amortisseurs à l'amortissement effectif, en considérant que ces derniers possèdent des paramètres C_j , α_j et f_{mj} identiques :

$$\xi_d = \frac{\sum_j C_j \lambda_j \cdot f_{mj}^{1+\alpha_j} \cdot (u_{rj})^{1+\alpha_j}}{2 \cdot \pi \cdot \omega^{2-\alpha_j} \sum_i m_i \cdot u_i^2} \quad (1.36)$$

Dans une tentative de déterminer la contribution à l'amortissement dans le premier mode de vibration, puisque ce dernier domine la réponse dynamique globale, nous supposons que :

$$u_{rj} = A \cdot \phi_{rj} \quad (1.37)$$

Où ϕ_{rj} représente le déplacement modal correspondant au déplacement u_{rj} (ϕ_{rj} est adimensionnel) associé au premier mode de déformation, et A l'amplitude du déplacement maximal. Finalement en remplaçant les équations (1.36), (1.37) dans (1.31), on obtient le taux d'amortissement de la structure avec FVD :

$$\xi_{eff} = \xi_0 + \frac{\sum_j C_j \lambda_j \cdot f_{mj}^{1+\alpha_j} \cdot (\phi_{rj})^{1+\alpha_j}}{2 \cdot \pi \cdot A^{1-\alpha_j} \cdot \omega^{2-\alpha_j} \cdot \sum_i m_i \cdot \phi_i^2} \quad (1.38)$$

Dans le cas des amortisseurs linéaires, l'équation (1.38) se simplifie en :

$$\xi_{eff} = \xi_0 + \frac{\sum_j C_j \cdot f_{mj}^2 \cdot (\phi_{rj})^2}{2 \cdot \omega \cdot \sum_i m_i \cdot \phi_i^2} \quad (1.39)$$

Étant donné que la réponse sismique est principalement dominée par le premier mode, l'équation (1.38) peut être utilisée pour estimer le taux d'amortissement global de la structure. Cette formulation constitue d'ailleurs l'approche la plus couramment adoptée dans les codes de conception sismique pour évaluer le taux d'amortissement d'une structure équipée de dispositifs FVD. Toutefois, son application aux modes supérieurs serait incorrecte, en raison de l'ambiguïté liée à la quantité A , qui ne peut pas être interprétée comme l'amplitude de la contribution modale aux déplacements pour ces modes [71].

Hwang et al. (2008) [82] ont proposé une amélioration de cette équation (Eq. 1.38) en intégrant explicitement les composantes de déplacement dans les deux directions horizontale et verticale à travers l'introduction de facteurs de magnification dépendant du type de configuration du dispositif. Cette modification est motivée par le fait que, les extrémités des amortisseurs ne se déplacent pas uniquement à l'horizontale, mais également à la verticale. De plus, dans les structures de moyenne à grande hauteur, la flexion des poutres induit des déformations verticales non négligeables au niveau des points d'ancrage des amortisseurs. Ignorer cette composante peut alors conduire à une sous-estimation de la déformation réelle du dispositif.

Une étude complémentaire a été menée par *Xu et al.* (2020) [83], qui proposent une méthode simplifiée pour estimer le taux d'amortissement additionnel sans recours à la réponse dynamique complète de la structure. En tenant compte explicitement de l'effet de la fréquence d'excitation, leur approche introduit un facteur de correction basé sur la période moyenne spectrale. Cette méthode permet une évaluation rapide et raisonnablement précise de l'efficacité dissipative des FVD.

1.4.4.3. Effet du type de montage

L'efficacité d'un amortisseur à fluide visqueux ne dépend pas uniquement de ses propriétés intrinsèques (Coefficient d'amortissement, exposant de non-linéarité), mais aussi de son mode d'intégration dans la structure. En effet, l'orientation et la configuration du montage influencent directement la composante efficace de la force d'amortissement dans la direction du mouvement structurel. Il est donc essentiel d'évaluer l'impact de ces différentes configurations afin d'optimiser la performance sismique de la structure tout en assurant une utilisation efficiente des dispositifs amortisseurs [58] [82] [84-86].

Tableau 1.4 Valeurs de f_h et f_v pour différents types de montage [84-86].

Diagonal		$f_m = \cos\theta$	$\theta = 37^\circ$ $f_m = 0.799$
Chevron		$f_m = 1$	$f_m = 1.00$
Bascule supérieure		$f_m = \frac{\sin\theta_2}{\cos(\theta_1 + \theta_2)}$	$\theta_1 = 31.9^\circ, \theta_2 = 43.2^\circ$ $f_m = 2.662$
Bascule inférieure		$f_m = \frac{\sin\theta_2}{\cos(\theta_1 + \theta_2)} + \sin\theta_1$	$\theta_1 = 31.9^\circ, \theta_2 = 43.2^\circ$ $f_m = 3.191$
Ciseaux		$f_m = \frac{\cos(\Psi)}{\tan(\theta_3)}$	$\theta_3 = 9^\circ, \Psi = 70^\circ$ $f_m = 2.159$

L'influence de différentes configurations de montage d'amortisseurs à fluide visqueux sur leur efficacité en dissipation d'énergie a été étudiée à travers plusieurs scénarios. Pour le même portique, diverses dispositions ont été comparées en calculant le facteur de magnification f_m , défini comme le rapport entre le déplacement interne de l'amortisseur et le déplacement horizontal global de la structure. Le tableau 1.4 présente les expressions analytiques de ce facteur ainsi que les valeurs typiques obtenues pour chaque configuration.

Les résultats montrent que les montages traditionnels, tels que les systèmes diagonaux ($f_m = 0.799$) ou en chevron ($f_m = 1.00$), offrent une efficacité limitée car le déplacement de l'amortisseur est égal ou inférieur à celui de la structure. En revanche, les configurations géométriquement amplificatrices, telles que les systèmes à bascule (*toggle*) et à ciseaux (*scissor-jack*), permettent d'atteindre des facteurs nettement supérieurs, respectivement $f_m = 2.662$, $f_m = 3.191$ $f_m = 2.159$. Cette amplification du déplacement interne permet une sollicitation plus importante de l'amortisseur, et donc une dissipation d'énergie accrue, sans nécessairement augmenter la force de sortie ou la taille du dispositif [85], [86].

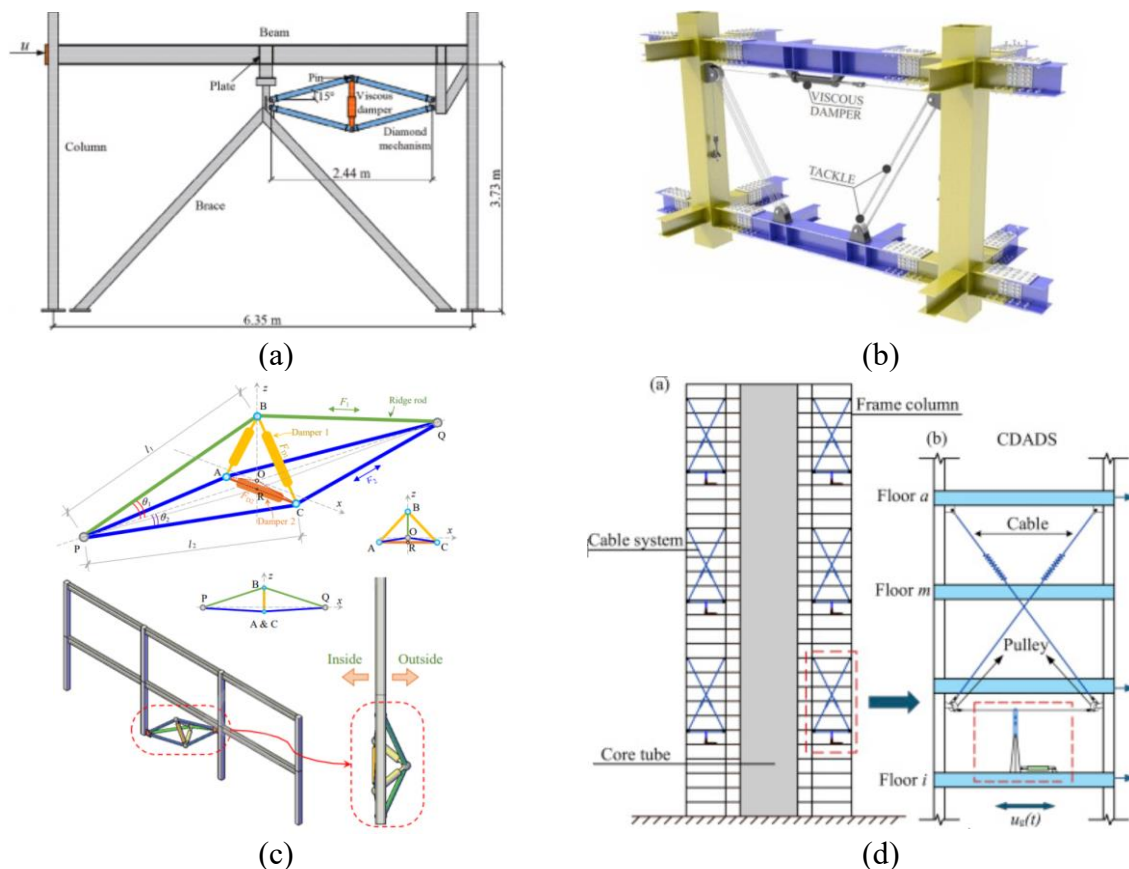


Figure 1.14 Type de montage des FVD dans la littérature : (a) Liu et al (2023) [87] ; (b) Rouhani et al (2024) [88] ; (c) Cui et al (2025) [89] ; (d) He et al (2025) [90].

Dans le même contexte, plusieurs configurations de montage ont été développées dans le but d'amplifier le déplacement axial de l'amortisseur, et ainsi d'accroître la quantité d'énergie dissipée. Ces systèmes s'appuient sur des mécanismes géométriques spécifiques ou sur des effets de levier, permettant de dépasser les limites des montages conventionnels [87-91]. La figure 1.14 propose une synthèse de quelques configurations innovantes récemment introduites. Ces agencements constituent des solutions efficaces pour améliorer les performances dissipatives tout en limitant la taille ou la capacité requise de l'amortisseur.

1.5. CONCLUSION

Ce chapitre a présenté les fondements théoriques relatifs à l'amortissement et son rôle dans la réponse dynamique des structures, en mettant en évidence l'importance de la dissipation d'énergie pour limiter les effets destructeurs des sollicitations sismiques. Les systèmes d'amortissement passif, en particulier les amortisseurs à fluide visqueux (FVD), ont été identifiés comme des solutions efficaces, fiables et largement adoptées pour renforcer la résilience des structures face aux séismes. Après avoir détaillé leur principe de fonctionnement, leur comportement non linéaire, ainsi que leur intégration dans diverses configurations structurales, il a été montré que ces dispositifs permettent d'améliorer significativement la sécurité et la performance des ouvrages.

Parmi les types de comportement examinés, les FVD non linéaires présentant un faible exposant ($\alpha < 1$) se distinguent par leur capacité à assurer une forte dissipation d'énergie, tout en évitant la transmission de forces excessives à la structure. Ce comportement adaptatif, capable de répondre efficacement à une large gamme de vitesses de sollicitation. Ces considérations motivent l'adoption des FVD, et plus spécifiquement de leur version non linéaire à faible exposant, comme objet principal d'étude dans ce travail de recherche, dont les chapitres suivants s'attacheront à approfondir la modélisation et l'analyse.

Chapitre 2

*Etat de l'art sur le comportement interne
des amortisseurs à fluide visqueux*

2.1. INTRODUCTION

Dans la continuité du cadre théorique établi au chapitre précédent, ce chapitre s'attache à étudier en profondeur les mécanismes internes qui gouvernent le comportement des amortisseurs à fluide visqueux (FVD). Il s'appuie sur une revue analytique des principaux modèles rhéologiques utilisés pour représenter la réponse viscoélastique de ces dispositifs, notamment les modèles de Maxwell et de Kelvin–Voigt, ainsi que leurs généralisations intégrant des exposants ou des dérivées fractionnaires. L'analyse montre comment ces modèles traduisent les effets combinés de dissipation et de restitution élastique.

Dans un second temps, l'analyse se concentre sur les effets thermiques liés à la dissipation visqueuse. Plusieurs travaux montrent que l'élévation de température induite au sein du fluide modifie ses propriétés, et par conséquent, la performance globale du dispositif.

Enfin, une attention particulière est portée à la présentation des recherches récentes traitant du comportement interne des FVD, en lien avec la géométrie du système et les propriétés rhéologiques du fluide. Cette partie met en évidence l'importance de l'interaction fluide–géométrie dans l'apparition du comportement non linéaire, y compris dans des configurations simples telles que les orifices annulaires. Les limites identifiées dans les travaux existants justifient la nécessité de développer une approche intégrée permettant de mieux maîtriser les mécanismes internes régissant les performances des FVD, ce qui constitue l'un des objectifs majeurs de cette thèse.

2.2. MODELES ANALYTIQUES DES AMORTISSEURS À FLUIDE VISQUEUX

Afin de modéliser le comportement complexe des amortisseurs à fluide visqueux, caractérisé par une réponse à la fois dissipative et élastique, plusieurs modèles analytiques ont été proposés. Parmi les plus répandus figurent les modèles rhéologiques de Maxwell et Kelvin–Voigt, initialement développés pour représenter le comportement viscoélastique des matériaux comme les élastomères. En raison des similarités entre ces matériaux et la réponse macroscopique des FVD, ces modèles ont été étendus aux dispositifs d'amortissement, permettant de représenter les mécanismes de dissipation d'énergie et, dans certains cas, la restitution élastique. Ils constituent aujourd'hui une base pour le développement de formulations plus élaborées adaptées au génie parasismique [100].

2.2.1. Modèle de Maxwell

Le modèle de Maxwell associe un ressort (élément élastique) et un amortisseur (élément visqueux) disposés en série, ce qui permet de représenter à la fois la dissipation d'énergie et la restitution élastique, offrant ainsi une description plus réaliste du comportement viscoélastique d'un amortisseur par rapport au modèle purement visqueux déjà introduit par (Eq. 1.20) [94].

Le modèle visqueux pur (Fig. 2.1.a) peut être interprété comme un cas particulier du modèle de Maxwell (Fig. 2.1.b), dans lequel la raideur du ressort tend vers l'infini. Dans cette configuration, la déformation élastique devient négligeable, et seul l'effet dissipatif est pris en compte. Ce modèle idéal traduit donc un comportement purement visqueux, dans lequel la restitution d'énergie est absente.

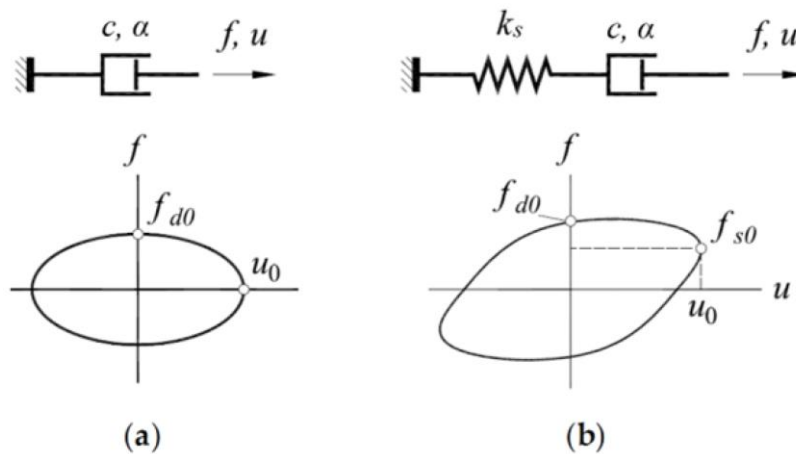


Figure 2.1. Modèle analytique de l'amortisseur FVD : (a) modèle visqueux pur ; (b) modèle de Maxwell.

Le modèle de Maxwell a été largement adopté dans la littérature en raison de sa capacité à capturer avec précision le comportement viscoélastique observé expérimentalement. Sa formulation flexible permet également de représenter divers comportements non linéaires, ce qui en fait une base courante pour le développement de modèles analytiques plus avancés [95-96].

D'un point de vue mécanique, ce modèle doit satisfaire les conditions cinématiques suivantes [97] :

$$u = u_s + u_d \quad (2.1)$$

$$\dot{u} = \dot{u}_s + \dot{u}_d \quad (2.2)$$

Ainsi que la condition des forces suivante :

$$F_d = k_s u_s = c \dot{u}_d \quad (2.3)$$

Dans l'équation (2.3), F_d représente la force (axiale) exercée par l'amortisseur, u désigne la déformation totale de l'amortisseur, tandis que u_s et u_d désignent respectivement les déformations des éléments élastique (ressort) et visqueux (amortisseur). En outre, \dot{u} , \dot{u}_s et \dot{u}_d représentent les vitesses de déformation associées à u , u_s et u_d [113].

En substituant dans l'équation de vitesse totale (Eq. 2.2):

$$\dot{u} = \dot{u}_s + \dot{u}_d = \frac{\dot{F}_d}{k_s} + \frac{F_d}{c} \quad (2.4)$$

En isolant F_d , on obtient une équation différentielle :

$$F_d + \frac{c}{k_s} \frac{dF_d}{dt} = c \frac{du}{dt} \rightarrow F_d + \lambda \dot{F}_d = c \cdot \dot{u} \quad (2.5)$$

Cette équation est la formulation linéaire du modèle de Maxwell [71], [74].

Le comportement de l'amortissement est pris en compte par le terme $c \cdot \dot{u}$, tandis que le comportement en rigidité est considéré par le terme $\lambda \frac{dF_d}{dt}$.

Le temps de relaxation de l'amortisseur λ exprimé en secondes (s) est défini comme $\lambda = \frac{c}{k_s}$ où k_s représente la rigidité de stockage. Dans le cas d'un comportement purement élastique, ce temps tend vers l'infini, tandis qu'il devient nul pour un amortisseur purement visqueux. En revanche, pour un comportement viscoélastique, le temps de relaxation est non nul et possède une valeur finie. Lorsque l'amortisseur fonctionne à de faibles fréquences, la variation de la force de sortie par rapport au temps est faible, c'est-à-dire que $\frac{dF_d}{dt}$ est négligeable. Dans de telles conditions, le terme de relaxation λ peut être négligé [98].

Dans le cadre de l'analyse sismique, le comportement des modèles est généralement caractérisé sous excitation harmonique forcée, en supposant que, sous excitation sismique à large spectre fréquentiel, la structure vibre principalement selon sa période fondamentale. Pour une excitation harmonique forcée de fréquence circulaire ω et d'amplitude u_0 , la solution en régime permanent de l'équation (2.5) est [95] :

$$F_d = \beta_s k_s u_0 \sin(\omega t) + \beta_d c \dot{u}_0 \cos(\omega t) \quad (2.6)$$

$$\beta_s = \frac{\omega^2 \lambda^2}{1 + \omega^2 \lambda^2} \quad (2.7)$$

$$\beta_d = \frac{1}{1 + \omega^2 \lambda^2} \quad (2.8)$$

β_s et β_d dépendent de la fréquence d'excitation et du temps de relaxation, et représentent respectivement la contribution relative de la composante élastique (ressort) et de la composante visqueuse (amortisseur) dans le comportement global du modèle de Maxwell. Leur somme est toujours égale à 1, ce qui signifie que la force totale est répartie de manière normalisée entre les effets élastiques et visqueux, en fonction des conditions d'excitation.

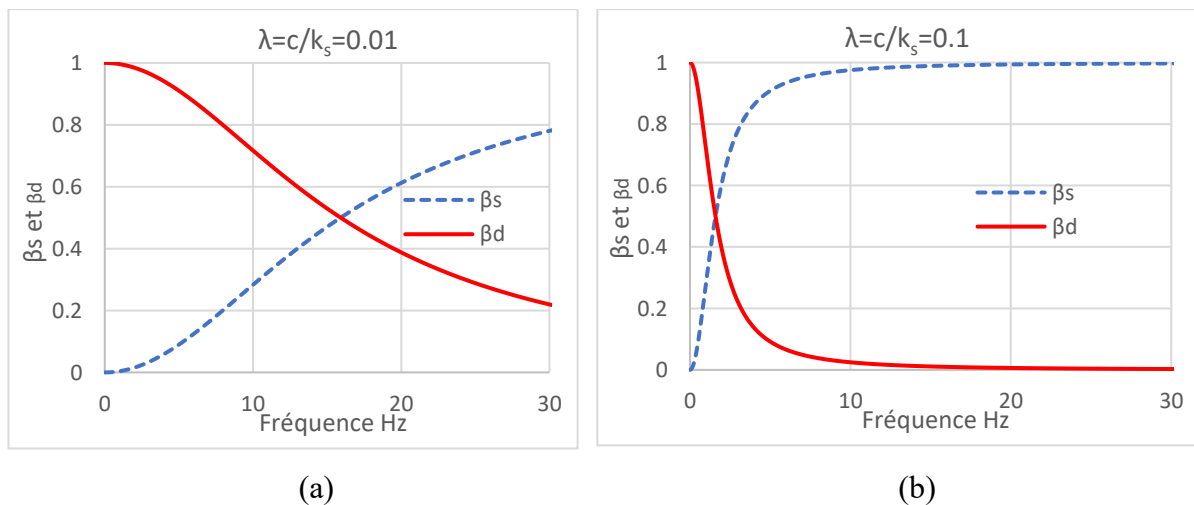


Figure 2.2. Coefficients β_s et β_d dans l'équation (2.31) en fonction de la fréquence d'excitation : (a) $\lambda = 0,01s$; (b) $\lambda = 0,1s$.

La figure 2.2 présente l'évolution des coefficients β_s et β_d en fonction de la fréquence d'excitation harmonique, pour deux valeurs distinctes du temps de relaxation λ . On observe que, pour des fréquences faibles, la réponse est dominée par l'effet visqueux : β_d tend vers 1 tandis que β_s devient négligeable, traduisant un comportement d'amortisseur pur à fort pouvoir dissipatif. À l'inverse, lorsque la fréquence augmente, la composante élastique devient prédominante, avec β_s tendant vers 1 et β_d tendant vers 0, ce qui correspond à un comportement de ressort pur, capable de stocker de l'énergie mais avec une capacité de dissipation réduite. Entre ces deux régimes extrêmes, le système présente une réponse viscoélastique intermédiaire, résultant d'un couplage entre les effets d'élasticité et de viscosité.

Par ailleurs, l'analyse met en évidence l'influence significative du temps de relaxation λ sur la transition entre ces régimes. Pour une valeur de λ plus faible (Fig. 2.2.a), la transition entre comportement visqueux et élastique intervient à des fréquences plus élevées, ce qui signifie que l'amortisseur conserve un caractère dissipatif sur une plus large plage fréquentielle. En revanche, lorsque λ augmente (Fig. 2.2.b), la transition vers un comportement élastique se produit à des fréquences plus faibles, réduisant ainsi l'efficacité dissipative de l'amortisseur aux hautes fréquences. Ce phénomène est particulièrement pertinent dans le cas des structures à plusieurs degrés de liberté, où les performances de l'amortisseur peuvent différer selon le mode propre considéré : le mode fondamental (faible fréquence) bénéficie généralement d'une dissipation efficace, tandis que les modes supérieurs (fréquences plus élevées) tendent à être dominés par des réponses rigide élastique, donc moins dissipatives. Ainsi, le temps de relaxation constitue un paramètre clé dans l'optimisation du comportement dynamique des dispositifs d'amortissement à fluide visqueux, dans la mesure où il contrôle directement la répartition entre la dissipation d'énergie (par la composante visqueuse) et la rigidité apparente (liée à la composante élastique). Un temps de relaxation bien calibré permet d'ajuster efficacement la réponse de l'amortisseur en fonction des fréquences dominantes de la structure, assurant ainsi un équilibre optimal entre capacité dissipative et contribution en raideur.

La figure 2.3 illustre les variations expérimentales et analytiques de la rigidité k (Fig. 2.3.a) et du coefficient d'amortissement c (Fig. 2.3.b) en fonction de la fréquence pour un amortisseur linéaire. On constate que le modèle de Maxwell, calibré avec les paramètres $c_0 = 17,7 \text{ N.s.mm}$ et $\lambda = 0,008 \text{ s}$, permet de capturer globalement les tendances expérimentales. La courbe théorique reproduit l'augmentation progressive de la rigidité avec la fréquence et anticipe raisonnablement la décroissance du coefficient d'amortissement. Toutefois, des écarts sont visibles, notamment à haute fréquence, ce qui suggère que le modèle reste une approximation simplifiée du comportement réel de l'amortisseur [71].

Ces résultats mettent en évidence une caractéristique importante du FVD testé : sa faible constante de relaxation λ . En effet, la rigidité de stockage ne commence à croître de manière significative qu'à partir de 4 Hz, ce qui confirme que le dispositif reste essentiellement visqueux à basse fréquence. De la même manière, la diminution notable du coefficient d'amortissement ne s'observe qu'au-delà de cette même fréquence. Ainsi, dans la plage de fréquences sismiques typiques (généralement inférieures à 4–5 Hz), le comportement du FVD reste proche de celui d'un amortisseur visqueux idéal, avec une rigidité négligeable et une capacité de dissipation

stable. Il convient également de noter que même si une certaine raideur dynamique apparaît à plus haute fréquence, celle-ci demeure modérée et peut contribuer favorablement à la rigidification des modes supérieurs de la structure [66].

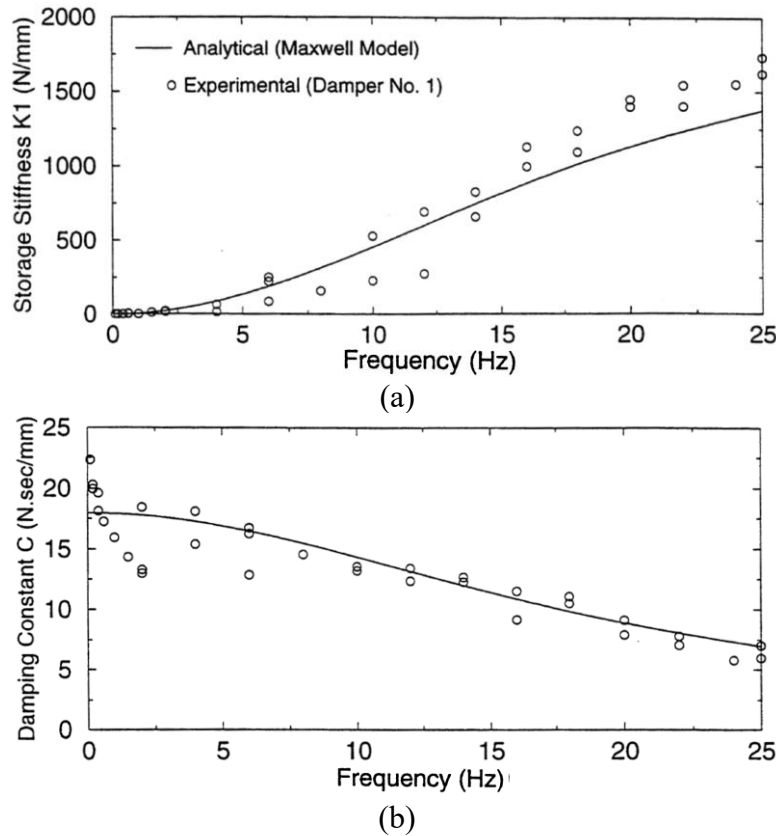


Figure 2.3. Variation de : (a) la rigidité ; (b) le coefficient d'amortissement en fonction de la fréquence selon le modèle de Maxwell [71].

Dans le cas des FVD à comportement non linéaire, l'équation (2.5) est généralisée en exposant fractionnaire [72], [97], [99] :

$$F_d + \lambda F_d^\beta = c \cdot \dot{u}^\alpha \quad (2.9)$$

Où α représente l'exposant de non-linéarité lié à la vitesse (Eq. 1.20), et β un exposant fractionnaire appliqué à la force. Cette formulation permet de capturer plus fidèlement le comportement non linéaire des amortisseurs. La validation expérimentale menée par *Greco et Marano* (2013) [97] sur un FVD de 750 kN a permis d'identifier les paramètres de ce modèle pour différents régimes de fonctionnement. Il a été observé que l'exposant fractionnaire appliqué à la force, noté β , prenait des valeurs proches de 1, typiquement comprises entre 1.0006 et 1.006 selon les tests effectués. Cela confirme que, bien que l'approche soit généralisée en introduisant une non-linéarité de type exponentiel fractionnaire, le comportement élastique

reste proche d'un modèle de Maxwell classique dans les cas étudiés. Toutefois, cette généralisation permet de mieux capturer les variations du comportement non linéaire de l'élément visqueux du modèle.

Par la suite, Des approches plus robustes ont été proposées. Ces modèles, reposant sur l'utilisation des dérivées d'ordre fractionnaire pour modéliser le comportement viscoélastique des FVD [101-106]. Certains utilisent des paramètres complexes [107], ce qui augmente la difficulté de mise en œuvre dans l'analyse temporelle des structures. Toutefois, des modèles plus récents à paramètres réels ont été proposés, facilitant leur utilisation pratique. Le principal avantage de ce modèle réside dans sa capacité à reproduire fidèlement la réponse du matériau avec un nombre réduit de paramètres, grâce à une seule équation différentielle fractionnaire, ce qui simplifie l'analyse [101] [108] [109].

Une formulation typique de ce type de modèle peut s'écrire sous la forme :

$$F_d + \lambda D^r [F_d] = c D^q [u] \quad (2.10)$$

Où D^r et D^q désignent respectivement des dérivées fractionnaires d'ordre r et q , appliquées à la force $F_d(t)$ et au déplacement $u(t)$. Ces opérateurs permettent de capturer le comportement mémoire des matériaux viscoélastiques avec une plus grande précision que les dérivées entières.

Dans cette équation :

- q modélise le comportement viscoélastique du déplacement. Sa valeur détermine la proportion entre comportement élastique ($q = 0$) et visqueux pur ($q = 1$). Une valeur intermédiaire ($q < 1$) reflète un comportement viscoélastique complexe, comme observé dans les fluides réels.
- r Représente un effet mémoire sur la réponse en force du système. Il est généralement aussi compris entre 0 et 1.

En pratique, les valeurs de r et q sont limitées à l'intervalle $0 < r, q \leq 1$, ce qui garantit un comportement physique réaliste et stable. Ce modèle permet ainsi de reproduire une large gamme de comportements intermédiaires avec un nombre réduit de paramètres.

Plusieurs recherches ont été consacrées à la détermination des paramètres du modèle fractionnaire à partir de données expérimentales. L'un des problèmes liés aux modèles

fractionnaires concerne l'estimation des paramètres à partir des données expérimentales. Ce processus constitue un problème inverse souvent surdéterminé et mal conditionné, notamment en raison du bruit dans les mesures [110-116]. Pour cela, des méthodes de régularisation ont été proposées afin d'améliorer la stabilité de l'identification, [111].

2.2.2. Modèle de Kelvin-Voigt

Le modèle de Kelvin-Voigt (Fig. 2.4), tout comme celui de Maxwell, est une approche pour la modélisation des comportements viscoélastiques. Contrairement au modèle de Maxwell, où un ressort et un amortisseur sont connectés en série, le modèle de Kelvin-Voigt repose sur une connexion en parallèle des deux composants, permettant une réponse simultanée des forces visqueuses et élastiques [117-119].

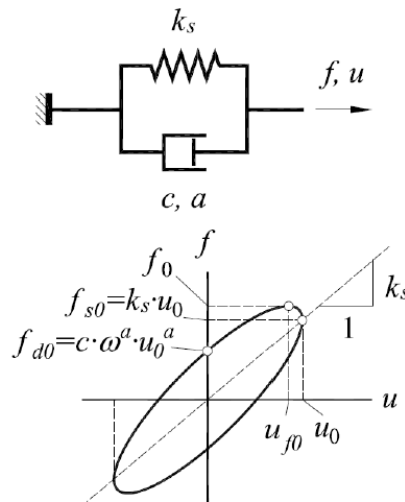


Figure 2.4. Modèle de Kelvin-Voigt.

La force exercée par l'amortisseur, selon le modèle de Kelvin-Voigt, peut être exprimée par la relation suivante [94] :

$$F_d = k_s u + c \cdot \dot{u} \quad (2.11)$$

Où F_d est la force d'amortissement du modèle, u et \dot{u} représentent le déplacement et la vitesse du système, k_s est la rigidité de l'élément ressort, c est le coefficient d'amortissement de l'élément visqueux.

Ce modèle classique (Eq. 2.11) peut être généralisé en introduisant des exposants non linéaires dans les deux composants (élastique et visqueux). Ainsi, les forces résistantes sont modélisées à l'aide de lois exponentielles fractionnaires [97], [119] :

$$F_d = k_s u^\beta + c \cdot \dot{u}^\alpha \quad (2.12)$$

Par conséquent, les paramètres du comportement non linéaire de l'amortisseur sont k_s , c , α et β . Ces paramètres doivent être déterminés à partir d'essais expérimentaux afin de garantir une modélisation précise du comportement du système.

Comme pour le cas de modèle de Maxwell, le modèle de Kelvin-Voigt a été également généralisé en dérivée fractionnaire, visant à mieux représenter le comportement viscoélastique. Il repose sur l'introduction d'une dérivée d'ordre fractionnaire dans le terme visqueux, permettant de capturer avec plus de précision les effets viscoélastiques sur une large gamme de fréquences [118], [120-123].

L'équation du mouvement de ce modèle s'écrit sous la forme :

$$F_d = k_s u + k \cdot \tau^\alpha D^\alpha [u] \quad (2.13)$$

Avec D^α est la dérivée fractionnaire d'ordre α où $0 < \alpha \leq 1$, $\tau^\alpha = \frac{c}{k}$ est un paramètre de relaxation. Cette formulation modélise le comportement viscoélastique en combinant une réponse élastique instantanée et un effet de mémoire dépendant du passé de la déformation.

Un autre développement intéressant des modèles de Maxwell et de Kelvin-Voigt a été proposé dans le cadre des amortisseurs à fluide visqueux par *Singh et Chang* (2009) [124], à travers deux configurations mécaniques généralisées : le modèle en échelle de Maxwell (Fig. 2.5.a) et le modèle en chaîne de Kelvin-Voigt (Fig. 2.5.b). Ces approches reposent sur l'assemblage d'un grand nombre d'éléments ressort-amortisseur afin de reproduire avec précision les propriétés viscoélastiques observées expérimentalement. Le modèle en chaîne de Kelvin-Voigt consiste à relier en série des sous-éléments de type Kelvin-Voigt (ressort et amortisseur en parallèle), tandis que le modèle en échelle de Maxwell regroupe en parallèle des éléments de type Maxwell (ressort et amortisseur en série). Les résultats obtenus montrent que ces modèles mécaniques généralisés sont tout aussi efficaces que les modèles à dérivées fractionnaires plus sophistiqués. Les équations du mouvement qui leur sont associées peuvent être formulées sous forme auto-adjointe, ce qui présente des avantages analytiques importants, notamment en raison de la symétrie des opérateurs impliqués. Cette propriété permet une résolution plus facile des équations à l'aide des méthodes numériques classiques d'intégration dans le domaine temporel que celles fondées sur les dérivées fractionnaires.

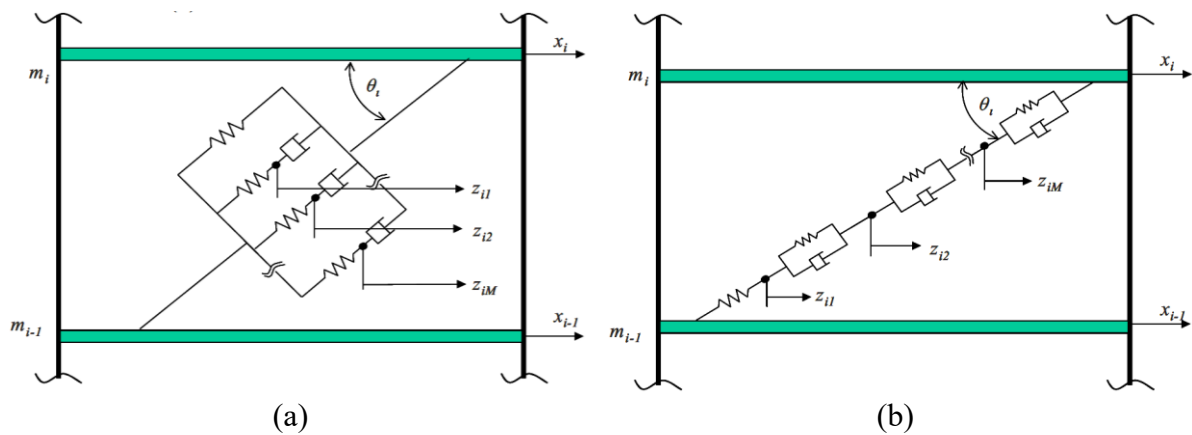


Figure 2.5. (a) Modèle en échelle de Maxwell ; (b) le modèle en chaîne de Kelvin–Voigt [124].

Après avoir exposé les différentes formulations existantes dans la littérature des modèles de Maxwell et Kelvin–Voigt, il est nécessaire d'évaluer leur pertinence à travers une comparaison objective fondée sur des données expérimentales. Bien que chacun de ces modèles offre des avantages spécifiques selon les contextes d'application, plusieurs études ont montré que le modèle de Maxwell, dans ses variantes avancées, présente une meilleure capacité à reproduire le comportement réel des amortisseurs à fluide visqueux (FVD). Sa formulation lui permet notamment de mieux représenter les effets de dissipation énergétique et de stockage propres à ces dispositifs, tout en assurant une stabilité accrue dans les simulations numériques.

Lors d'une étude comparative des deux modèles généralisés à exposants fractionnaires de Maxwell (Eq. 2.9) et de Kelvin–Voigt (Eq. 2.12), menée par *Greco et Marano* (2013) [97], les résultats ont clairement montré que le modèle généralisé de Maxwell s'ajuste très bien aux données expérimentales pour l'ensemble des conditions de test, tandis que le modèle de Kelvin–Voigt sous-estime systématiquement la force, en particulier à basse fréquence. Une analyse plus poussée, effectuée par les mêmes auteurs dans le cadre de simulations numériques d'un événement sismique réel, a confirmé la supériorité du modèle de Maxwell, qui s'est révélé non seulement plus précis dans la reproduction du comportement réel du FVD, mais aussi plus stable vis-à-vis des conditions expérimentales ayant servi à son étalonnage.

Cette tendance se confirme également pour les modèles à dérivée fractionnaire. *Lewandowski et Chorązyczewski* (2010) [152] ont proposé une étude comparative entre les modèles de Maxwell (Eq. 2.10) et de Kelvin–Voigt (Eq. 2.13), à partir d'essais harmoniques sur des dispositifs viscoélastiques. Ils ont montré que le modèle de Maxwell permet une restitution plus fidèle des pertes d'énergie, notamment à basse fréquence, par rapport au modèle

de Kelvin–Voigt. Ce dernier restitue correctement l'évolution de la raideur avec la fréquence, mais présente des écarts dans la prédiction du comportement dissipatif. Le modèle de Maxwell s'est également révélé plus robuste pour reproduire les boucles d'hystérésis et l'évolution de la force dans le temps, ce qui en fait un outil de choix pour les simulations dynamiques prolongées.

2.3. EFFET DE LA VARIATION THERMIQUE SUR LE COMPORTEMENT DES AMORTISSEURS A FLUIDE VISQUEUX

Sous l'effet de sollicitations dynamiques prolongées, telles que les charges sismiques ou les excitations dues au vent, les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) peuvent connaître une élévation significative de leur température interne. Cette hausse thermique résulte principalement de la dissipation de l'énergie mécanique sous forme de chaleur lors de l'écoulement du fluide visqueux à travers les orifices internes. De nombreuses études ont montré que cette augmentation de température pouvait entraîner une baisse de l'efficacité de l'amortissement [8] [53] [125-128]. Par ailleurs, les essais effectués sur ces dispositifs ont montré que leur comportement ne présente pas de fortes variations dans une gamme de température de -40 °C à 70 °C [128].

Makris et al. (1997) [129] [130] ont montré que l'élévation de la température interne entraîne une diminution de la viscosité du fluide, ce qui se traduit par une réduction progressive de la force d'amortissement. Afin de limiter cet échauffement, les auteurs ont proposé d'augmenter le diamètre transversal de l'amortisseur, ce qui permet un meilleur contact avec l'air ambiant, favorisant ainsi une répartition plus homogène de la chaleur et facilitant sa dissipation vers l'environnement extérieur. Cette configuration contribue à réduire la température maximale atteinte à l'intérieur de l'amortisseur.

Black et Makris (2007) [131] ont mené une étude expérimentale et analytique sur différents types d'amortisseurs soumis à des sollicitations sismiques et de vent. Leurs résultats montrent que l'échauffement interne reste négligeable sous des charges de courte durée, mais devient significatif en cas de sollicitations sismiques prolongées, notamment lorsque le chargement est continu, sans temps de pause.

Des observations similaires ont été rapportées plus récemment par *Hassan et al.* (2023) [132], à travers des essais en grandeur réelle sur deux amortisseurs à fluide visqueux, accompagnés d'un suivi thermique par caméra infrarouge. Leur étude met en évidence que, sous des

chargements dynamiques de longue durée, un échauffement excessif peut se produire, entraînant non seulement une perte de performance, mais également une surpression interne liée à la dilatation thermique du fluide, ce qui peut compromettre l'étanchéité du système.

Dans ce contexte, plusieurs recherches récentes ont été consacrées à la modélisation de ces effets thermiques, en particulier au travers de modèles analytiques et numériques visant à décrire l'interaction entre la température, la pression et la force d'amortissement [133-135]. Ces travaux apportent un éclairage essentiel sur le comportement réel des FVD soumis à des sollicitations prolongées et sur les implications de ces phénomènes dans la conception de ces dispositifs.

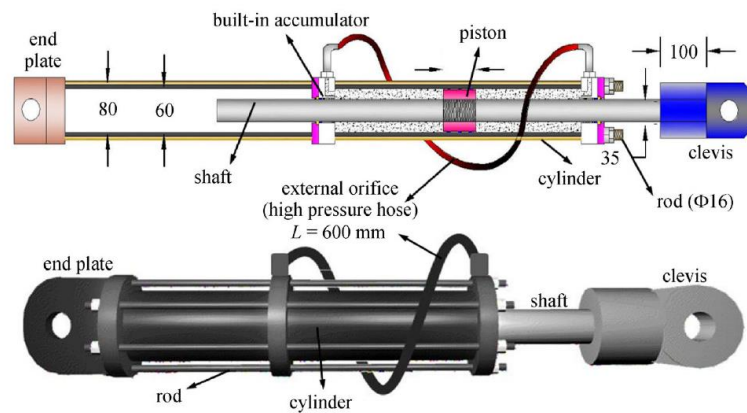


Figure 2.6. Amortisseur à fluide visqueux à orifice externe [136].

Face aux problématiques thermiques identifiées dans les configurations classiques, des solutions alternatives ont été développées pour améliorer la gestion de la température interne. Parmi celles-ci, *Esfandiyari et al. (2020)* [136] et *Fahiminia et al. (2020)* [137] ont proposé une configuration innovante dite à orifice externe, ou *bypass viscous damper* (Fig. 2.6). Dans ce système, le fluide ne circule plus à travers les orifices internes du piston, mais via un tuyau haute pression externe reliant les deux chambres du cylindre. Cette architecture permet de déplacer les principales zones de dissipation à l'extérieur du corps de l'amortisseur, ce qui limite la concentration de chaleur à l'intérieur. Cette conception favorise une répartition plus homogène de la chaleur et permet de réduire significativement les élévations localisées de température, contribuant ainsi à une meilleure stabilité thermique du dispositif lors de sollicitations prolongées.

2.4. ETAT DE L'ART SUR LE COMPORTEMENT INTERNE DES AMORTISSEURS FVD

Une abondante littérature est disponible concernant le comportement des amortisseurs à fluide visqueux non linéaire, ainsi que les bénéfices que ces dispositifs peuvent apporter pour améliorer la réponse sismique des structures par rapport à ceux linéaire. Toutefois, en raison de la complexité des phénomènes physiques mis en jeu et du caractère industriel et commercial de ces dispositifs, peu d'études se sont penchées sur les aspects internes de conception influençant directement le rapport entre la force et la vitesse. De nombreux auteurs expliquent la présence d'exposants de vitesse inférieurs à l'unité ($\alpha < 1$) par la complexité géométrique du dispositif, notamment liée au nombre et à la configuration des orifices dans le piston. Ces particularités modifient les conditions d'écoulement du fluide, influençant ainsi le comportement global de l'amortisseur [18] [53] [69] [71] [138] [139].

Canstantinou et al (1992) [74] affirme que dans le cas des orifices de forme cylindrique, la différence de pression est proportionnelle au carré de la vitesse du piston. De tels orifices sont appelés orifices à « loi carrée » ou orifices « bernoulliens ». Ces orifices produisent des forces d'amortissement proportionnelles au carré de la vitesse ($\alpha = 2$), ce qui donne un comportement inacceptable en amortissement des structures. Afin d'atténuer ce problème, des configurations géométriques spécifiques sont adoptées afin de modifier les caractéristiques d'écoulement du fluide. Ce type d'orifice est connu sous le nom d'un orifice à écoulement contrôlé « *Fluidic Control Orifice* ». Il génère des forces d'amortissement proportionnelles à $|V|^\alpha$, avec α généralement compris entre 0,5 et 1.2. Une valeur de $\alpha = 0,5$ est particulièrement efficace dans les cas de sollicitations très dynamiques, comme lors d'un séisme.

Taylor Devices [140] a publié quelques illustrations détaillées de ce type d'orifice. La figure 2.7.a montre un schéma d'un amortisseur hydraulique adaptatif combinant plusieurs orifices via un système logique interne. Ce système inclut un élément adaptatif permettant de moduler la réponse en fonction des conditions de charge, afin de maintenir une efficacité constante. La figure 2.7.b présente le détail interne d'un des types de ces éléments adaptatifs, qui peut être monté sur le piston. Ce dernier est constitué d'un circuit multi-étagé intégrant des soupapes de décharge à deux niveaux (« *Pressure Relief, First Stage* » et « *Second Stage* »), ainsi qu'un circuit de régulation intermédiaire (« *Midrange Snubbing Circuit* »). Ce système permet une régulation fine de la pression à différentes plages de vitesse du fluide, assurant ainsi une réponse

non linéaire maîtrisée. L'élément « *Low Velocity V² Bleed* » est conçu pour atténuer l'effet quadratique à faible vitesse, tandis que les soupapes de décharge permettent de limiter la pression lors de sollicitations extrêmes, garantissant un comportement d'amortissement de haute performance.

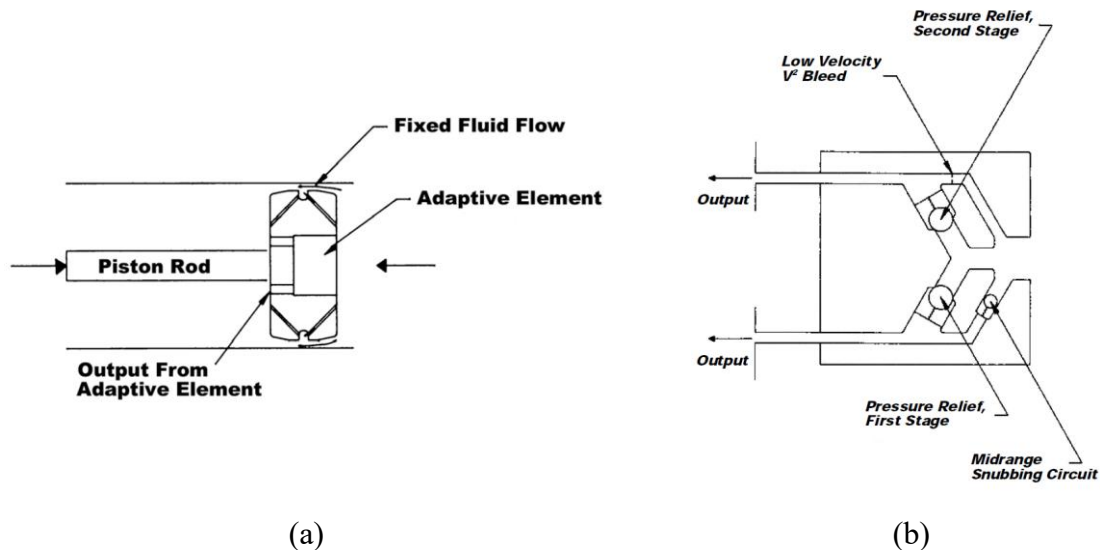


Figure 2.7. Amortisseur à fluide visqueux avec orifice à écoulement contrôlé : (a) Détail interne du piston ; (b) Détail de l'élément adaptatif [140].

Li et Zhang (2012) [138] ont proposé une nouvelle conception d'amortisseur à fluide visqueux non linéaire, destinée à répondre aux besoins pratiques en ingénierie parasismique. Le dispositif est composé d'un piston percé d'un orifice traversant et équipé de deux soupapes à ressorts (Fig. 2.8), s'ouvrant de manière séquentielle sous l'effet de la pression du fluide. Cette configuration permet de générer une courbe de force-vitesse non linéaire constituée de trois segments droits, chacun correspondant à un stade d'ouverture des soupapes. Le premier débit est assuré par l'orifice traversant, activé dès les faibles sollicitations. À mesure que la force augmente, les soupapes coniques s'ouvrent progressivement, modifiant la géométrie de passage du fluide et donc la résistance hydraulique. Une modélisation théorique a été développée, puis validée par des essais expérimentaux, montrant que la réponse du dispositif peut être bien représentée par une loi tels que l'équation (1.20) avec un exposant $\alpha \approx 0,5$.

Dans la continuité de cette approche, Lak et al. (2023) [139] ont réétudié ce même principe en développant une modélisation numérique avancée. En utilisant la méthode CFD couplée à un solveur explicite sous *Abaqus*, ils ont simulé le comportement dynamique d'un amortisseur

intégrant des clapets à ressort similaires. Leur étude a confirmé que le système présente un comportement non linéaire avec un exposant $\alpha = 0,41$.

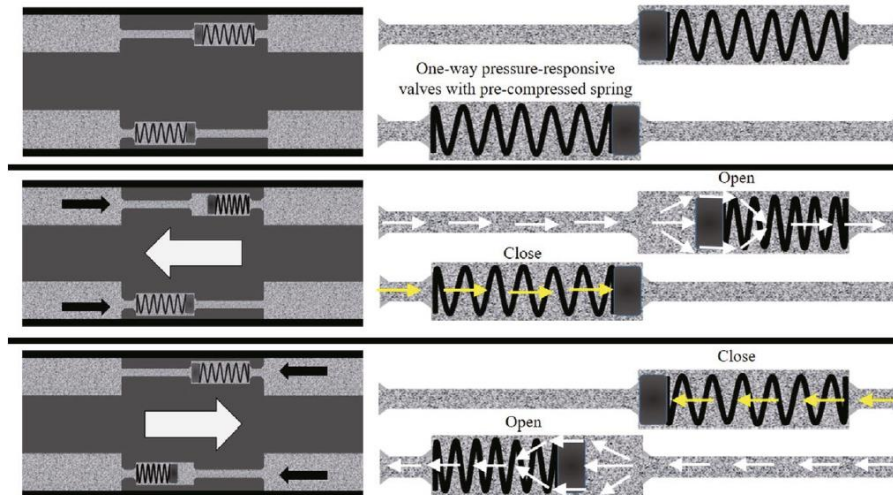


Figure 2.8 Piston équipé de clapets unidirectionnels sensibles à la pression [139].

Javadinasab Hormozabad et Zahrai (2018) [141] ont développé un amortisseur visqueux adaptatif (AVD) capable d'ajuster mécaniquement sa réponse (Fig. 2.9). Le dispositif repose sur un piston muni d'un orifice à section variable, ce qui permet d'adapter le coefficient d'amortissement en fonction de la vitesse relative. Le mécanisme adaptatif se compose d'un cône double solidaire de la tige de piston et d'un anneau relié au cône par huit ressorts. Lorsque la vitesse augmente, une force de traînée agit sur l'anneau, provoquant un rétrécissement de la section de passage, et donc une augmentation du coefficient d'amortissement. Le coefficient C_d varie dans une plage de C_d à $8.05C_d$, selon l'ouverture dynamique de l'orifice. Ce comportement adaptatif induit une non-linéarité dans la réponse de l'amortisseur, pouvant se traduire par un exposant α inférieur à l'unité.

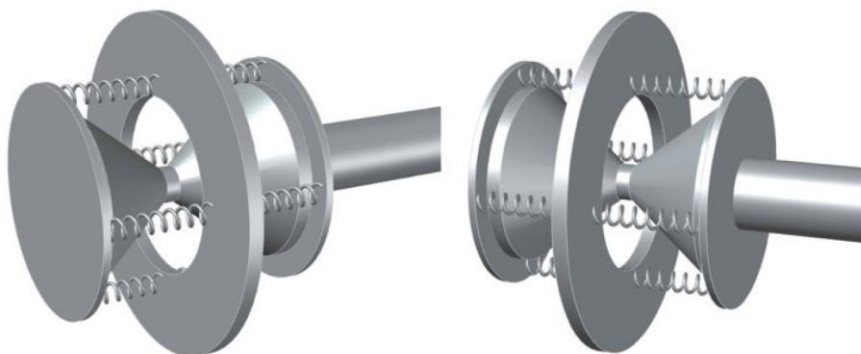


Figure 2.9 Piston d'un amortisseur visqueux adaptatif (AVD) [141].

Yang et al. (2024) [142] ont proposé un nouveau type d'amortisseur visqueux passif, dénommé Amortisseur à fluide visqueux à double étage parallèle asynchrone (*Asynchronized Parallel Double-Stage Viscous Fluid Damper APDVFD*) (Fig. 2.10). Ce dispositif repose sur une configuration comprenant deux pistons agissant de manière séquentielle selon le niveau de déformation. Le système est composé d'un cylindre primaire et d'un cylindre secondaire rempli de fluide visqueux, et d'un piston à double tête relié à une seule tige. Lorsque la déformation reste inférieure à une valeur seuil prédéfinie, seul le piston primaire contribue à l'amortissement. Lorsque cette valeur est dépassée, le piston secondaire entre progressivement en action dans une zone appelée segment d'amortissement, ce qui augmente la capacité dissipative globale.

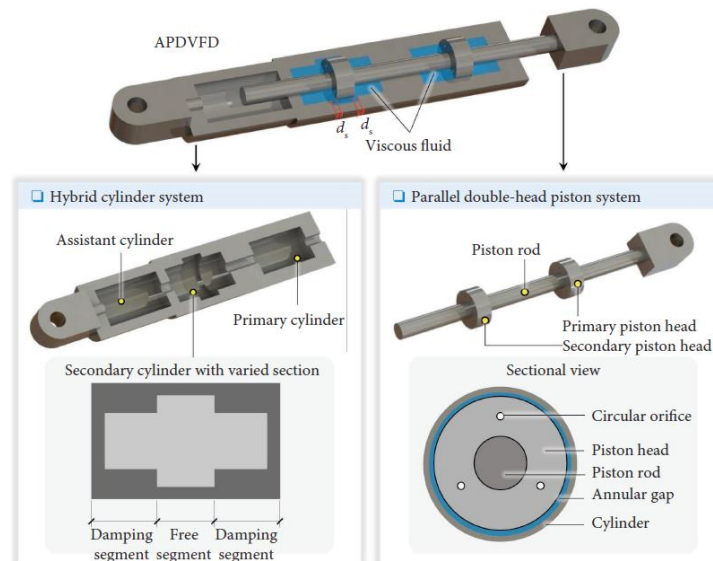


Figure 2.10 Amortisseur à fluide visqueux à double étage parallèle asynchrone (APDVFD) [142].

La revue de littérature présentée ci-dessus met en évidence que le comportement non linéaire des amortisseurs à fluide visqueux (FVD), caractérisé par un exposant α inférieur à 1, peut être atteint par le biais de conceptions internes sophistiquées. La majorité des dispositifs étudiés reposent sur des architectures complexes, telles que des soupapes multiples, des orifices adaptatifs ou des mécanismes à ouverture séquentielle, visant à moduler dynamiquement la résistance hydraulique en fonction de l'excitation. Ces systèmes, bien que performants, mais ils présentent généralement des contraintes notables en matière de fabrication et de maintenance, ce qui peut se traduire par un coût de production et d'exploitation élevé.

Bien que ces configurations permettent d'améliorer les performances dissipatives en assurant un faible exposant de non-linéarité, elles présentent des contraintes notables en matière de fabrication, de coût et de fiabilité en raison de leur complexité.

Il est toutefois intéressant de noter que certaines études portant sur les mécanismes internes des amortisseurs à fluide visqueux (FVD) montrent que ces dispositifs présentent un comportement non linéaire, même dans des configurations simples avec un orifice annulaire (correspondant à l'espace entre le piston et le diamètre intérieur du cylindre). Ainsi, certaines propriétés intrinsèques du fluide utilisé dans les amortisseurs à fluide visqueux peuvent, à elles seules, engendrer un comportement non linéaire, sans nécessiter de géométries complexes ni de configurations d'orifices sophistiquées. Cela montre que le comportement non linéaire des FVD ne résulte pas uniquement de leur conception mécanique, mais aussi, de manière non négligeable, des propriétés physiques du fluide lui-même.

Hou et al. (2007) [143] ont étudié l'influence du comportement rhéofluidifiant de l'huile de silicone sur la non-linéarité observée dans les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) dotés d'un orifice annulaire. Des essais expérimentaux réalisés avec ce type de fluide ont montré un comportement non linéaire caractérisé par un exposant $\alpha \approx 0,7$. À l'aide de simulations numériques, les auteurs ont démontré que cette non-linéarité est principalement due à la rhéofluidification du fluide sous cisaillement élevé. En effet, le taux de cisaillement atteint à l'intérieur de l'orifice est suffisamment élevé pour provoquer une déviation notable du comportement newtonien de l'huile de silicone, réduisant ainsi la force dissipative transmise. Ce phénomène est modélisé par l'équation de Carreau, qui relie la viscosité au taux de cisaillement. Les résultats montrent que la géométrie du dispositif, via un paramètre β tenant compte de la largeur de l'orifice et de la section du piston, influence fortement le comportement non-newtonien du fluide, et ainsi, le degré de non-linéarité du dispositif avec $\alpha < 1$.

Pour représenter de manière plus réaliste ce comportement, *Hou* (2011) [144] a proposé un modèle analytique visant à représenter avec plus de réalisme le comportement des amortisseurs à fluide visqueux. Ce modèle est fondé sur une approche viscoélastique de type Maxwell, enrichie par une fonction non linéaire de la vitesse permettant de capturer les effets rhéofluidifiants du fluide. Contrairement au modèle plus simple décrit par l'équation (2.9), qui exprime la force de l'amortisseur en fonction d'une loi de puissance classique, le modèle de

Hou introduit une dépendance supplémentaire de la viscosité apparente à la vitesse de cisaillement.

La forme générale de ce modèle est donnée par l'équation suivante :

$$F_T + \lambda \frac{dF_T}{dt} = \frac{C_0}{(1+f(V))^m} \cdot V \quad (2.14)$$

Où F_T est la force totale transmise par l'amortisseur m est un exposant contrôlant la réduction de la viscosité apparente avec la vitesse, $f(V)$ est une fonction positive de la vitesse du piston V donnée par $f(V) = (\mu V)^2$. Avec μ constitue un paramètre de calibration.

Cette formulation peut reproduire deux comportements différents :

- **À basse vitesse** : $f(V) \ll 1$, donc $\frac{C_0}{(1+f(V))^m} \approx C_0$, et le comportement est linéaire ($\alpha = 1$).
- **À haute vitesse** : $f(V) \gg 1$, Le dénominateur du membre de droite de l'équation peut être approximé par $(\mu V)^{2m}$, ce qui conduit à un comportement non linéaire avec un exposant de puissance sur la vitesse égale à $1 - 2m$.

Ainsi, l'équation (2.14) permet de capturer les caractéristiques essentielles observées dans les essais expérimentaux d'amortisseurs : à basse fréquence, la vitesse est faible et le comportement de l'amortisseur est proche du linéaire ($\alpha \approx 1$) ; à des fréquences plus élevées, la vitesse augmente, les effets de rhéofluidification du fluide deviennent significatifs, et le comportement de l'amortisseur devient alors non linéaire ($\alpha < 1$). Les paramètres du modèle (C_0, μ, m, λ) peuvent être déterminés à partir de données expérimentales, notamment issues d'essais cycliques à différentes fréquences.

Jiuhong et al. (2008) [145] proposent une méthode de conception analytique pour des amortisseurs à fluide visqueux (FVD) à orifice annulaire, intégrant une modélisation théorique du fluide ainsi que des validations expérimentales. Le modèle développé repose sur l'hypothèse d'un écoulement transitoire de fluide viscoélastique (gel de silicone) entre deux plaques parallèles, l'une mise en mouvement soudainement et l'autre restant fixe, analogie représentant le comportement du fluide dans l'espace annulaire du FVD sous choc. En couplant le modèle de Maxwell (Eq. 2.8), l'équation de conservation et de quantité de mouvement, les auteurs obtiennent une équation différentielle décrivant le champ de vitesse, résolue sous forme

approchée. À partir de cette modélisation, une expression explicite de la force d'amortissement est obtenue :

$$F_d = C.V^\alpha = K\mu\pi d l e^{-\vartheta h}.V^\alpha \quad (2.15)$$

Où d , l et h sont les dimensions géométriques de l'orifice, K et ϑ sont des paramètres spécifiques à la géométrie et au fluide utilisés, et sont généralement obtenues par ajustement aux essais. Une campagne d'essais de choc, réalisée à l'aide d'une masse tombante, permet de déterminer les paramètres du modèle pour l'amortisseur à orifice annulaire testé. Les résultats obtenus indiquent que l'exposant de non-linéarité α diminue avec l'augmentation de la viscosité du fluide. Par ailleurs, il apparaît que α dépend principalement des propriétés du fluide utilisé, et reste peu influencé par les dimensions géométriques du piston.

Frings et al. (2011) [146] développent une approche de modélisation multiphysique des amortisseurs à fluide visqueux (FVD), intégrant à la fois la dynamique des fluides, la compressibilité, les effets thermiques et les lois rhéologiques. Cette démarche vise à mieux comprendre l'influence des paramètres du fluide sur la relation force-vitesse des amortisseurs, en particulier dans un contexte où les détails internes des dispositifs commerciaux sont rarement accessibles. La modélisation repose sur la résolution couplée des équations de Navier-Stokes et de conservation de l'énergie. Le comportement rhéofluidifiant du fluide silicone est pris en compte à l'aide de l'équation de Yasuda-Carreau.

Des analyses paramétriques sont menées sur différentes géométries d'orifices (annulaire, cylindrique), afin d'observer leur influence sur l'exposant α . Les résultats montrent que :

- Les orifices annulaires (Fig. 2.11.a) induisent principalement un comportement visqueux avec $\alpha < 1$, lié au comportement rhéofluidifiant du fluide.
- Les orifices cylindriques (Fig. 2.11.b) peuvent produire $\alpha > 1$ en raison des effets inertiels dominants.

Enfin, un prototype d'amortisseur à échelle réelle (600 kN) a été conçu avec des pistons interchangeables pour valider les simulations. Les essais expérimentaux ont confirmé la pertinence de la modélisation multiphysique pour prédire le comportement dynamique du FVD.

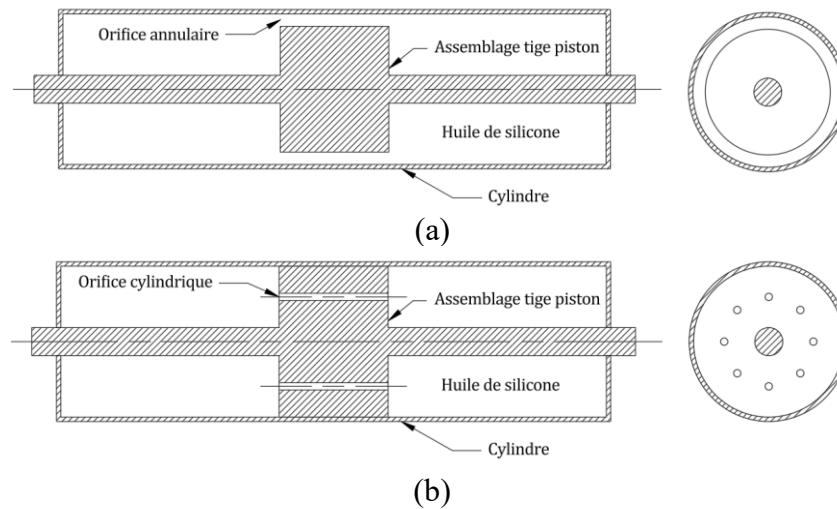


Figure 2.11 Amortisseur à fluide visqueux avec orifices à simple géométrie : (a) Orifice annulaire ; (b) Orifices cylindriques.

Yeh et al. (2014) [147] ont étudié un amortisseur à fluide visqueux (FVD) de géométrie simple, équipé d'un orifice annulaire et rempli d'un fluide épaississant sous cisaillement (STF). Ce fluide, composé de nanoparticules de silice en suspension, présente une viscosité qui augmente fortement lorsqu'un certain seuil de taux de cisaillement est atteint, avant de diminuer au-delà d'un second seuil. Cette propriété permet de générer un comportement non linéaire avec un exposant $\alpha < 1$. Cette approche montre que les caractéristiques rhéologiques du fluide peuvent à elles seules induire une non-linéarité significative, ouvrant la voie à des conceptions d'amortisseurs optimisées pour le génie parasismique.

Jiao et al. (2016) [148] proposent un modèle semi-analytique visant à prédire la réponse d'un FVD de géométrie simple, caractérisé par un orifice annulaire et rempli d'huile de silicone, soumis à une excitation sinusoïdale. Le modèle repose sur les équations de Navier-Stokes, enrichies d'une loi de comportement rhéologique basée sur le modèle de Carreau-Yasuda, permettant de représenter la diminution de la viscosité du fluide avec le taux de cisaillement. Le modèle est résolu numériquement par la méthode des différences finies, avec discrétisation temporelle et spatiale. Des essais expérimentaux sont menés à l'aide d'un dispositif vibrant sous excitation harmonique. Les boucles force-déplacement obtenues sont des courbes typiques d'un comportement non linéaire, avec un exposant de vitesse inférieur à 1. Les résultats numériques parviennent à capturer fidèlement cette réponse, mettant en évidence que l'origine du comportement non linéaire réside principalement dans la nature rhéologique du fluide, sans nécessiter de géométrie complexe ou de soupapes internes.

Zheng Lu *et al.* (2018) [149] développent un amortisseur combinant de l'huile silicone et du limon pour améliorer la dissipation d'énergie, notamment lors de faibles déplacements. L'ajout de particules solides permet d'introduire un comportement hybride, associant effets visqueux et pseudo-plastiques. Des essais cycliques sont menés sur deux prototypes d'amortisseurs à orifice annulaire, avec différents taux de limon (30 à 50 %). Les résultats montrent qu'à faible déplacement, la dissipation d'énergie est principalement due à la déformation du limon, traduisant un comportement dépendant du déplacement. En revanche, à plus grand déplacement, l'amortisseur présente un comportement visqueux non linéaire avec un exposant $\alpha = 0.57$.

Syrakos *et al.* (2018) [150] mènent une étude numérique approfondie sur le comportement d'un amortisseur à fluide visqueux contenant de l'huile silicone à haute viscosité, en intégrant les effets de rhéofluidification et de viscoélasticité. L'objectif est de dépasser les limites des modèles usuels de type $F = C.V^\alpha$ (Eq. 1.20) en s'appuyant sur des simulations bidimensionnelles (axisymétriques) issues des équations fondamentales de la dynamique des fluides.

Deux modèles constitutifs sont comparés :

- **Le modèle de Carreau-Yasuda (CY)**, qui prend en compte le comportement rhéofluidifiant.
- **Le modèle viscoélastique de Phan-Thien-Tanner (PTT)**, qui intègre à la fois le comportement rhéofluidifiant et élastique du fluide.

Les simulations montrent qu'à basse fréquence, les deux modèles (Carreau-Yasuda et PTT) produisent des résultats similaires, indiquant un comportement essentiellement visqueux du fluide. En revanche, à moyenne et haute fréquence, seul le modèle PTT permet de capturer la rigidité apparente de l'amortisseur, attribuée à la composante élastique du fluide. Par ailleurs, les deux modèles capturent la non-linéarité du comportement de l'amortisseur avec $\alpha < 1$.

Yu *et al.* (2020) [151] ont développé un modèle semi-analytique pour décrire le comportement dynamique d'un amortisseur visqueux à jeu annulaire avec une tige non traversante. Ce modèle prend simultanément en compte les écoulements induits par différence de pression (direction verticale) et par cisaillement (direction horizontale). Pour représenter le comportement non newtonien du fluide utilisé, les auteurs ont adopté le modèle de puissance,

qui permet de décrire la variation de la viscosité apparente en fonction du taux de cisaillement. Les coefficients d'amortissement associés ont été obtenus en calculant numériquement le débit du fluide à travers l'entrefer annulaire. Pour valider leur approche, les auteurs ont réalisé des simulations numériques CFD indépendantes. Les résultats montrent que les coefficients d'amortissement augmentent avec le diamètre et la longueur du piston, la viscosité dynamique et l'indice rhéologique du fluide, mais diminuent avec l'augmentation de l'épaisseur du jeu.

2.5. ANALYSE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE

L'analyse approfondie des travaux existants sur les amortisseurs à fluide visqueux (FVD) met en évidence deux grandes stratégies visant à induire un comportement non linéaire. La première repose sur des dispositifs mécaniques complexes, intégrant des orifices adaptatifs, des soupapes multiples ou des systèmes à ouverture séquentielle. La seconde, en revanche, privilégie des configurations géométriquement simples, en particulier des orifices annulaires, où la non-linéarité est essentiellement générée par le comportement rhéologique du fluide employé.

Si la première approche peut offrir un certain degré de contrôle non linéaire, elle présente néanmoins d'importantes limitations en termes de coût, de fiabilité et de complexité de fabrication. Ces contraintes rendent son application plus délicate, notamment dans un contexte de production industrielle à grande échelle. Cela explique l'intérêt croissant porté à la seconde approche, qui mise sur la simplicité des dispositifs et la capacité des fluides non newtoniens, notamment les huiles de silicone, à produire des effets dissipatifs non linéaires de manière intrinsèque.

Cependant, malgré les nombreux travaux mettant en évidence qu'un exposant de non-linéarité α inférieur à 1 peut être obtenu grâce au comportement rhéofluidifiant des huiles de silicone, plusieurs zones d'ombre persistent. En effet, la majorité des recherches se sont limitées à valider des modèles ou à analyser qualitativement ce phénomène, sans proposer de critères précis permettant d'orienter le choix des huiles de silicone en fonction des performances dissipatives souhaitées. Or, il existe une grande diversité d'huiles de silicone, dont les comportements rhéologiques diffèrent même lorsque leurs viscosités initiales sont similaires. Cette variabilité influence directement la capacité du fluide à générer un comportement dissipatif non linéaire, en particulier selon l'intensité du comportement rhéofluidifiant.

Par ailleurs, l'objectif n'est pas uniquement d'obtenir un exposant α aussi faible que possible, mais bien de pouvoir maîtriser cette valeur, en vue d'atteindre un comportement mécanique ciblé selon les exigences et les stratégies de conception structurelles. À ce jour, il n'existe que peu d'études permettant de relier clairement les propriétés rhéologiques du fluide à la valeur de l'exposant α obtenue dans un amortisseur donné. De plus, l'effet combiné de ces propriétés avec les paramètres géométriques du dispositif (largeur de l'orifice annulaire, diamètre du piston, etc.) reste peu exploré. Or, cette interaction est cruciale, car la géométrie influence les gradients de cisaillement dans le fluide, et donc l'intensité du phénomène de rhéofluidification, ce qui impacte non seulement l'exposant α , mais aussi la rigidité apparente de l'amortisseur.

C'est donc dans cette double perspective — comprendre l'effet couplé fluide-géométrie, et permettre une maîtrise fine du comportement dissipatif — que s'inscrit cette étude. Elle vise à fournir des outils et des indicateurs permettant de concevoir des FVD capables d'atteindre une valeur spécifique de α tout en assurant une rigidité adaptée aux sollicitations dynamiques.

2.6. OBJECTIFS ET DEMARCHE ADOPTÉE

Face à ces lacunes, la présente thèse vise à répondre aux besoins suivants :

Objectif 1 : Identifier, à travers une analyse paramétrique, les propriétés rhéologiques des huiles de silicone les plus aptes à induire un comportement non linéaire ciblé, tout en évaluant leur influence sur la rigidité apparente d'un amortisseur à fluide visqueux soumis à une excitation sinusoïdale.

Objectif 2 : Étudier l'influence des paramètres géométriques internes, sur la relation force-vitesse et la rigidité apparente d'un FVD, en couplant différentes propriétés rhéologiques du fluide. L'objectif est de comprendre l'interaction fluide-géométrie afin de déterminer les configurations les plus efficaces pour atteindre un comportement mécanique maîtrisé, avec un exposant α adapté aux exigences de performance.

Pour atteindre ces deux premiers objectifs, un modèle numérique basé sur la méthode des volumes finis sera développé afin de simuler l'écoulement interne dans un amortisseur à fluide visqueux muni d'un orifice annulaire. Ce modèle permettra d'analyser le comportement du fluide soumis à une excitation sinusoïdale, à différentes fréquences de chargement. Le comportement rhéofluidifiant des huiles de silicone sera modélisé à l'aide de l'équation

constitutive de Carreau–Yasuda, dont les paramètres ont été choisis pour reproduire fidèlement les différentes propriétés rhéologiques des fluides étudiés. Par ailleurs, le comportement élastique de l'amortisseur sera pris en compte en intégrant la compressibilité du fluide, un aspect rarement abordé dans la littérature. À cette fin, l'équation d'état de Murnaghan sera introduite, pour la première fois, dans le cadre de la modélisation du comportement des amortisseurs FVD.

Objectif 3 : À partir de l'étude paramétrique précédemment menée, un modèle analytique sera développé afin de reproduire la réponse d'un amortisseur à fluide visqueux en intégrant les effets couplés des propriétés rhéologiques du fluide et des paramètres géométriques du dispositif. Ce modèle devra permettre une prédiction suffisamment précise du comportement de l'amortisseur, tout en s'affranchissant de la complexité et du coût computationnel aux approches numériques. Il constituera ainsi un outil pertinent pour orienter une conception optimisée des FVD.

Objectif 4 : Développer un schéma de conception optimisé pour les amortisseurs à fluide visqueux à orifice annulaire. Ce schéma visera à déterminer les paramètres géométriques de l'amortisseur et à guider le choix du fluide en fonction des performances dissipatives fixées au préalable. Il s'appuiera sur le modèle analytique déjà élaboré pour effectuer une première conception, qui sera ensuite validée par des simulations numériques. Enfin, le modèle numérique initialement formulé dans des conditions isothermes sera étendu afin d'intégrer l'effet thermique induit par la dissipation visqueuse du fluide, et d'analyser son impact sur les performances globales du système. Ce processus constituera ainsi une démarche complète en vue d'une optimisation des performances et d'une efficacité durable des dispositifs FVD.

Les chapitres suivants de cette thèse sont organisés pour répondre aux objectifs de recherche définis précédemment. Ce travail vise à combler les lacunes identifiées dans la littérature en développant une compréhension approfondie des mécanismes internes des amortisseurs à fluide visqueux à orifice annulaire.

Au-delà de l'apport scientifique, les résultats obtenus dans le cadre de ces objectifs présentent également un fort potentiel d'application pour les industriels spécialisés dans la fabrication d'amortisseurs à fluide visqueux. Les outils développés constituent en effet une base méthodologique robuste pour concevoir et optimiser des FVD à simple orifice annulaire. En tenant compte à la fois des propriétés rhéologiques du fluide, des paramètres géométriques et

des effets thermiques, cette approche permet d'atteindre des performances dissipatives maîtrisées et adaptées à des exigences précises.

2.7. CONCLUSION

Ce chapitre a été consacré à une revue approfondie du comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux (FVD), thème central de ce travail. Les différents modèles analytiques développés dans la littérature pour représenter la réponse dynamique de ces dispositifs ont été présentés, en soulignant les apports des modèles classiques de Maxwell et de Kelvin–Voigt, ainsi que leurs extensions basées sur des exposants non entiers ou des dérivées fractionnaires.

Par la suite, la partie consacrée à l'état de l'art sur le comportement interne des FVD a mis en évidence que, malgré les avancées en matière de conception (soupapes, systèmes adaptatifs...), certains travaux montrent que des configurations simples, comme les orifices annulaires, peuvent également induire une non-linéarité due uniquement aux propriétés rhéologiques du fluide. Cela souligne l'importance d'analyser finement l'interaction entre la géométrie du dispositif et le comportement du fluide. Sur la base de ce constat, les objectifs de cette thèse ont été définis : développer une approche intégrée combinant étude paramétrique, formulation analytique et modélisation numérique incluant les effets thermiques, dans le but de mieux maîtriser les performances dissipatives des FVD, pour une intégration optimisée dans les structures soumises à des sollicitations dynamiques.

Chapitre 3

*Etude théorique et modélisation
numérique de l'écoulement à l'intérieur
des amortisseurs à fluide visqueux*

3.1. INTRODUCTION

La compréhension approfondie des phénomènes internes dans les amortisseurs à fluide visqueux est essentielle pour optimiser leur conception et améliorer leur efficacité. Contrairement aux approches phénoménologiques, ce chapitre adopte une démarche fondée sur la modélisation physique de l'écoulement du fluide, afin d'établir un lien direct entre les propriétés internes du dispositif (géométrie, fluide, température) et sa réponse mécanique globale.

Le fluide utilisé, généralement une huile de silicone, présente un comportement complexe, résultant de sa rhéofluidification sous cisaillement, de sa dépendance thermique et de sa compressibilité. Ces phénomènes agissent conjointement sur la dissipation d'énergie, modifient la force de sortie et peuvent altérer les performances de l'amortisseur au fil du temps. Leur interaction nécessite un cadre théorique et numérique capable de représenter de manière cohérente l'ensemble de ces effets couplés.

Ce chapitre propose ainsi une modélisation multi-physique de l'écoulement interne dans les amortisseurs à fluide visqueux. Après avoir défini le problème physique et les équations gouvernantes du mouvement et de l'énergie, une attention particulière est portée à la caractérisation du comportement rhéofluidifiant et compressible de l'huile de silicone. Un modèle numérique, développé sous ANSYS Fluent, est ensuite présenté pour simuler l'écoulement et prédire la force de sortie ainsi que l'évolution thermique du système. Ce modèle est finalement validé par comparaison avec des données expérimentales issues de la littérature, confirmant sa capacité à reproduire avec précision les effets non linéaires observés.

3.2. DEFINITION DU PROBLEME ET FORMULATION MATHEMATIQUE

3.2.1. Définition du problème

La figure 3.1 illustre le schéma général du problème étudié. Il s'agit d'un amortisseur à fluide visqueux dans lequel un piston est soumis à un déplacement sinusoïdal de vitesse $v_p(t)$. Ce mouvement alternatif induit l'écoulement du fluide entre deux chambres à travers un orifice annulaire, correspondant à l'espace entre le piston, de diamètre légèrement inférieur, et le cylindre. Le déplacement du piston génère des champs de vitesse $v(t)$ et de pression $p(t)$ variables dans le fluide. L'écoulement, soumis à des contraintes visqueuses, induit des efforts sur les faces du piston, responsables de la force de sortie F . La résistance à l'écoulement

provoque un frottement interne entre les couches de fluide, entraînant une élévation de la température locale $T(t)$.

L'ensemble est contenu dans une structure rigide, désignée sous le terme de « conteneur cylindrique en acier », supposée étanche, c'est-à-dire sans échange de fluide avec l'extérieur. Toutefois, en raison de la conductivité thermique de l'acier, le cylindre permet un transfert de chaleur vers l'air ambiant environnant.

La modélisation poursuit deux objectifs principaux : le premier est d'évaluer, à chaque instant, les champs de vitesse et de pression du fluide ainsi que la force de sortie en fonction de la vitesse du piston ; le second consiste à déterminer le champ de température dans l'amortisseur, aussi bien dans le fluide que dans les parois solides, afin d'analyser son influence sur les performances du dispositif.

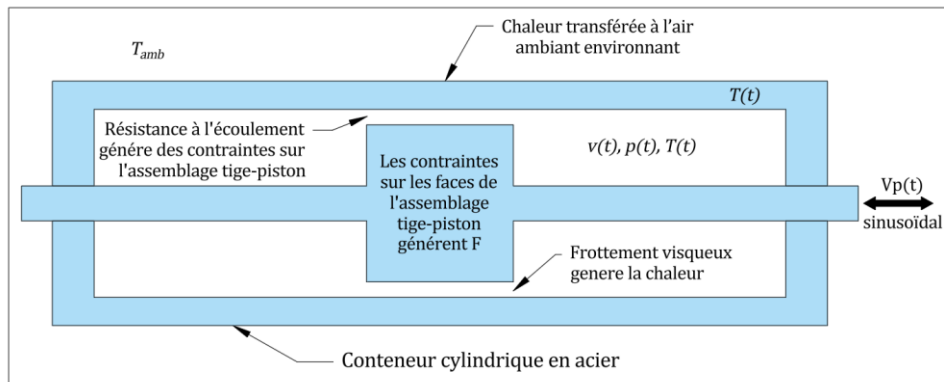


Figure 3.1. Représentation schématique du modèle étudié.

3.2.2. Dynamique des fluides

Le flux à l'intérieur de l'amortisseur est régi par les équations suivantes, qui expriment respectivement la conservation de la masse et la quantité de mouvement d'un écoulement supposé isotherme [153] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (3.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (3.2)$$

Où ρ est la masse volumique du fluide. v est la vitesse d'écoulement. Le terme $\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right)$ présente les forces inertielles par unité de volume. ∇p le gradient de pression hydraulique et τ est le tenseur des contraintes visqueuses agissant sur un élément de fluide.

Ces équations doivent être complétées par une équation constitutive qui présente la loi de comportement du fluide reliant le tenseur des contraintes visqueuses à la cinématique de l'écoulement :

$$\tau = 2\mu\dot{\varepsilon} + \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot v)I \quad (3.3)$$

Où μ est la viscosité dynamique du fluide, I est le tenseur identité. Le tenseur des taux de déformation peut être obtenu par :

$$\dot{\varepsilon} = \frac{1}{2}[\nabla v + (\nabla v)^T] = \frac{1}{2}\dot{\gamma} \quad (3.4)$$

Avec $(\nabla v)^T$ est la transposée de la matrice ∇v , $\dot{\gamma}$ est le taux de cisaillement du fluide.

Dans le cas où le fluide est supposé incompressible, sa masse volumique ρ reste constante dans le temps et l'espace. Par conséquent, l'équation de conservation de la masse devient:

$$\nabla \cdot v = 0 \quad (3.5)$$

Par ailleurs, l'équation constitutive liant le tenseur des contraintes visqueuses à la cinématique de l'écoulement (Eq. 3.3) se réduit elle aussi. En effet, le terme proportionnel à $\nabla \cdot v$ devient nul, ce qui conduit à la forme suivante :

$$\tau = 2\mu\dot{\varepsilon} = \mu\dot{\gamma} \quad (3.6)$$

Ainsi, sous l'hypothèse d'incompressibilité, le comportement visqueux du fluide dépend uniquement du tenseur des taux de déformation, lui-même défini par l'équation (3.4).

3.2.3. Transfert thermique

Le réchauffement du fluide joue également un rôle important dans les performances de l'amortisseur. Par exemple, les joints d'extrémité ont des limites de température de fonctionnement, et le cylindre en acier qui contient le fluide doit être conçu pour résister à la montée de pression due à l'expansion thermique du fluide. Plus important encore, la force de sortie de l'amortisseur est susceptible de diminuer progressivement à mesure que la viscosité du fluide diminue avec l'élévation de la température. Ainsi, dans une optique de conception, il devient pertinent d'estimer cette réduction de force en fonction de l'augmentation du nombre de cycles.

L'équation qui régit le champ de température dans le fluide ou le solide découle de la conservation de l'énergie [154] :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (v \cdot \nabla) T \right) = \nabla \cdot (k_t \nabla T) + \Phi \quad (3.7)$$

Où T est le champ de température, C_p est la capacité thermique massique du milieu, et k_t est la conductivité thermique.

Chacun des termes de cette équation possède une signification physique bien définie. Le terme $\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$ représente la variation temporelle locale de l'énergie thermique dans un volume de contrôle, et s'applique aussi bien aux milieux fluides qu'aux milieux solides. C'est un terme de stockage de chaleur. Le terme convectif $\rho C_p (v \cdot \nabla) T$ traduit quant à lui le transport de chaleur par convection, c'est-à-dire par le mouvement du fluide. Ce terme est nul dans les milieux solides, où la vitesse d'écoulement est inexistante. À droite de l'égalité, le terme $\nabla \cdot (k_t \nabla T)$ correspond à la conduction thermique, qui est le seul mode de transfert de chaleur actif dans le solide. Il intervient également dans le fluide, en complément de la convection. Enfin, le terme Φ , défini par $\Phi \equiv \tau : \dot{\epsilon}$, représente la dissipation visqueuse, c'est-à-dire la transformation d'énergie mécanique en chaleur due aux efforts de cisaillement dans le fluide. Ce terme est également nul dans les solides. Dans le cas particulier des amortisseurs à fluide visqueux, cette dissipation joue un rôle essentiel, car elle modélise l'échauffement du fluide provoqué par le mouvement alternatif du piston.

Ainsi, cette équation établit un bilan énergétique local prenant en compte les mécanismes d'accumulation, de transport, de diffusion et de génération de chaleur, tout en distinguant clairement les contributions actives dans le fluide (convection, dissipation visqueuse, conduction) et celles qui subsistent dans le solide (uniquement conduction).

Le transfert de chaleur vers l'air ambiant est modélisé à l'aide d'une condition aux limites de convection définie comme suite :

$$-k_{t,acier} \frac{\partial T}{\partial e} = h(T - T_{amb}) \quad (3.8)$$

Dans cette expression, $k_{t,acier}$ désigne la conductivité thermique du matériau solide (en l'occurrence, de l'acier), $\frac{\partial T}{\partial e}$ représente le gradient de température dans la direction normale à la paroi (notée e), h est le coefficient de transfert thermique par convection, et T_{amb} la

température de l'air ambiant. Cette condition exprime un équilibre énergétique au niveau de la surface : le flux de chaleur traversant la paroi (par conduction dans le matériau solide) est égal à celui échangé par convection avec l'environnement.

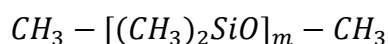
Lorsque le champ de vitesse est connu, après avoir résolu les équations de conservation de la masse (Eq. 3.1) et de la quantité de mouvement (Eq. 3.2), l'équation d'énergie (Eq. 3.7) peut être résolue de manière indépendante. Ce découplage est valide tant que les propriétés thermo-physiques du fluide restent constantes.

Cependant, cette formulation reste encore limitée lorsqu'il s'agit de modéliser des fluides complexes tels que les huiles de silicone, couramment utilisées dans les amortisseurs à fluide visqueux (FVD). Ces fluides présentent un comportement non newtonien marqué, caractérisé par une viscosité qui diminue avec l'augmentation du taux de cisaillement, un phénomène connu sous le nom de rhéofluidification. De plus, leur viscosité est également fortement influencée par la température : une élévation thermique tend à réduire la viscosité. Pour une modélisation plus représentative du comportement réel du fluide, il devient donc nécessaire d'adopter une loi de comportement tenant compte simultanément de ces deux dépendances, ce qui sera abordé dans la section suivante.

3.2.4. Propriétés du fluide

3.2.4.1. Comportement rhéofluidifiant

L'huile de silicone est un fluide synthétique appartenant à la famille des polymères, couramment utilisée comme fluide dans les amortisseurs en raison de sa non-toxicité, de sa résistance au feu, de sa faible sensibilité aux variations de température et de sa longue durée de vie. Il s'agit d'un fluide non newtonien dont la viscosité varie avec le taux de cisaillement. Sa structure chimique celle du *polydiméthylsiloxane* :



L'indice m indique le nombre d'unités structurales $[(CH_3)_2SiO]$ présentes dans la chaîne. Un plus grand m signifie plus d'unités et donc une structure moléculaire plus longue et plus enchevêtrée, ce qui se traduit par une masse moléculaire plus élevée de l'huile. En industrie polymère, on sait que la viscosité d'un polymère liquide dépend fortement de sa masse moléculaire. Une huile de silicone à viscosité plus élevée peut donc être obtenue par

allongement de la chaîne moléculaire du polydiméthylsiloxane. Lorsque le taux de cisaillement $\dot{\gamma}$ augmente, les chaînes moléculaires enchevêtrées s'étirent et s'alignent, ce qui réduit le frottement entre les molécules et diminue la viscosité du fluide. Ce phénomène, connu sous le nom de comportement rhéofluidifiant (*shear-thinning*), est totalement réversible : lorsque le cisaillement diminue ou cesse, les chaînes retrouvent leur état initial, et la viscosité du fluide revient à sa valeur de repos [143]. Ce phénomène est clairement illustré dans la Figure 3.2, où les symboles représentent des mesures expérimentales (essais de cisaillement stationnaire) de viscosité en fonction du taux de cisaillement, réalisées à une température de 25 °C, de différentes huiles de silicone présentant des viscosités à cisaillement nul variées (annexe A).

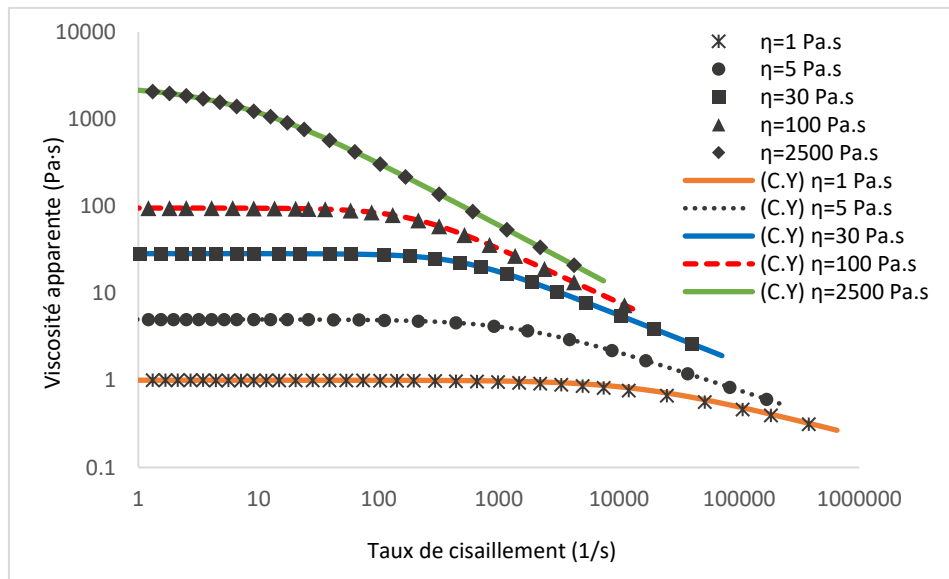


Figure 3.2. Relations viscosité-taux de cisaillement de l'huile de silicone présentant différentes viscosités initiales (Annexe A).

Les essais de cisaillement stationnaire sont généralement réalisés à l'aide de rhéomètres capillaires ou rotationnels sur un échantillon d'huile de silicone. Dans ces dispositifs, on impose un champ de vitesse de la forme $u = (u_1, u_2, u_3) = (\dot{\gamma}_{12}x_2, 0, 0)$ comme dans l'écoulement de Couette entre deux plaques parallèles. Dans ce cas, seule la composante $\dot{\gamma}_{12}$ du taux de cisaillement est non nulle. On mesure ensuite la contrainte τ_{12} , et la viscosité est définie par :

$$\eta(\dot{\gamma}_{12}) = \frac{\tau_{12}}{\dot{\gamma}_{12}} \quad (3.9)$$

Une manière courante de généraliser cette loi newtonienne à un comportement rhéofluidifiant est de permettre à η de dépendre de $\dot{\gamma}_{12}$, c'est-à-dire :

$$\tau = \eta(\dot{\gamma})\dot{\gamma} \quad (3.10)$$

Où $\dot{\gamma} = \sqrt{\left(\frac{1}{2}(\dot{\gamma}) : (\dot{\gamma})\right)}$ représente la norme du tenseur des taux de cisaillement et $\eta(\dot{\gamma})$ est une fonction ajustée aux données expérimentales [150]. Un modèle newtonien généralisé couramment utilisé pour décrire ce type de comportement est le modèle de Carreau–Yasuda [155] [156], défini par Cinque paramètres $(\eta_0, \eta_\infty, \kappa, n, a)$ selon la relation :

$$\frac{\eta - \eta_\infty}{\eta_0 - \eta_\infty} = [1 + (\kappa|\dot{\gamma}|^a)]^{n-1/a} \quad (3.11)$$

Où η_0 représente la viscosité apparente à taux de cisaillement nul (zone newtonienne), tandis que η_∞ correspond à la viscosité apparente à très fort cisaillement (considérée nulle dans ce cas). Le paramètre κ est associé au temps de relaxation du fluide et définit le début de la transition vers le comportement rhéofluidifiant (longueur du plateau newtonien). Le paramètre a contrôle la forme et l'étendue de cette zone de transition, et l'exposant n décrit l'intensité de la décroissance de la viscosité, caractéristique du comportement rhéofluidifiant. La figure 3.2 illustre l'ajustement du modèle de Carreau–Yasuda aux données expérimentales. On observe une très bonne concordance entre le modèle et les mesures, confirmant ainsi la capacité du modèle à prédire avec précision le comportement rhéofluidifiant du fluide à l'intérieur d'un amortisseur FVD.

Comme exprimé par l'équation (3.11), la viscosité dépend uniquement du champ de vitesse. Elle peut donc être intégrée dans les équations (3.1), (3.2) et (3.3) afin de résoudre la dynamique du fluide. Ce cas est qualifié d'écoulement isotherme, puisque la température est supposée constante et que des valeurs constantes de $(\eta_0, \eta_\infty, \kappa, n, a)$, correspondant à cette température supposée, sont utilisées.

Toutefois, dans la réalité, la température n'est pas parfaitement constante, et la viscosité de l'huile de silicone présente une certaine sensibilité thermique. Cela peut être intégré dans l'équation (3.11) en multipliant η_0 , et κ par un facteur de décalage $Z(T)$ dépendant de la température, défini comme $Z(T) = \exp(b/T - b/T_{ref})$ où b est un paramètre et T_{ref} est une température de référence à laquelle correspondent η_0 et κ . Ainsi, l'équation généralisée permettant de modéliser simultanément la réponse en cisaillement et en température adoptée dans cette étude est la suivante [157] :

$$\eta(\dot{\gamma}, T) = Z(T) \cdot \eta_0(T_{ref}) [1 + [Z(T)\kappa|\dot{\gamma}|^a]]^{n-1/a} \quad (3.12)$$

La Figure 3.3 présente la variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement et de la température, telle que définie par l'équation (3.12), pour des fluides ayant des viscosités initiales de 1, 5, 30 et 100 Pa·s, et pour différentes températures. Il est observé que l'introduction du facteur $Z(T)$ induit deux effets principaux.

Le premier effet est un décalage vertical des courbes en fonction de la température. Ce décalage résulte de la multiplication de la viscosité à cisaillement nul η_0 par le facteur $Z(T)$, ce qui traduit la diminution de la viscosité apparente avec l'élévation de la température. Le second effet concerne la modification de la forme des courbes : l'application de $Z(T)$ au paramètre κ permet d'ajuster la position et l'étendue du plateau newtonien, qui devient plus ou moins large en fonction de la température T .

Ce mécanisme rend compte du comportement décrit par *Swallow* (2002) [157], selon lequel l'influence de la température sur la viscosité diminue avec l'augmentation du taux de cisaillement. Ainsi, à fort cisaillement, les courbes tendent à se superposer, indépendamment de la température. Cet effet de superposition est d'autant plus prononcé pour le fluide présentant une viscosité initiale élevée de 100 Pa·s (Fig 3.3.d), dont le comportement rhéofluidifiant est nettement plus marqué que celui du fluide à 1 Pa·s (Fig 3.3.a).

Le paramètre thermique b a été déterminé en ajustant l'équation $\eta_0(T) = Z(T) \cdot \eta_0(T_{ref})$ aux valeurs expérimentales de η_0 mesurées à différentes températures (Annexe B). La Figure 3.4 illustre l'évolution de la viscosité à cisaillement nul η_0 en fonction de la température pour trois types de fluide. Le comportement de ces fluides vis-à-vis du taux de cisaillement et de la variation de température a été présenté dans les Figures 3.3.a, 3.3.c et 3.3.d, correspondant respectivement à des viscosités de référence de 1, 30 et 100 Pa·s à 25 °C.

L'ajustement simultané sur les trois jeux de données a permis de calibrer le paramètre thermique b , dont la valeur optimale, $b = 1759 K$, permet de reproduire fidèlement l'évolution de la viscosité avec la température. Cette cohérence suggère que la sensibilité thermique de la viscosité reste comparable pour des huiles de silicone présentant des viscosités initiales différentes.

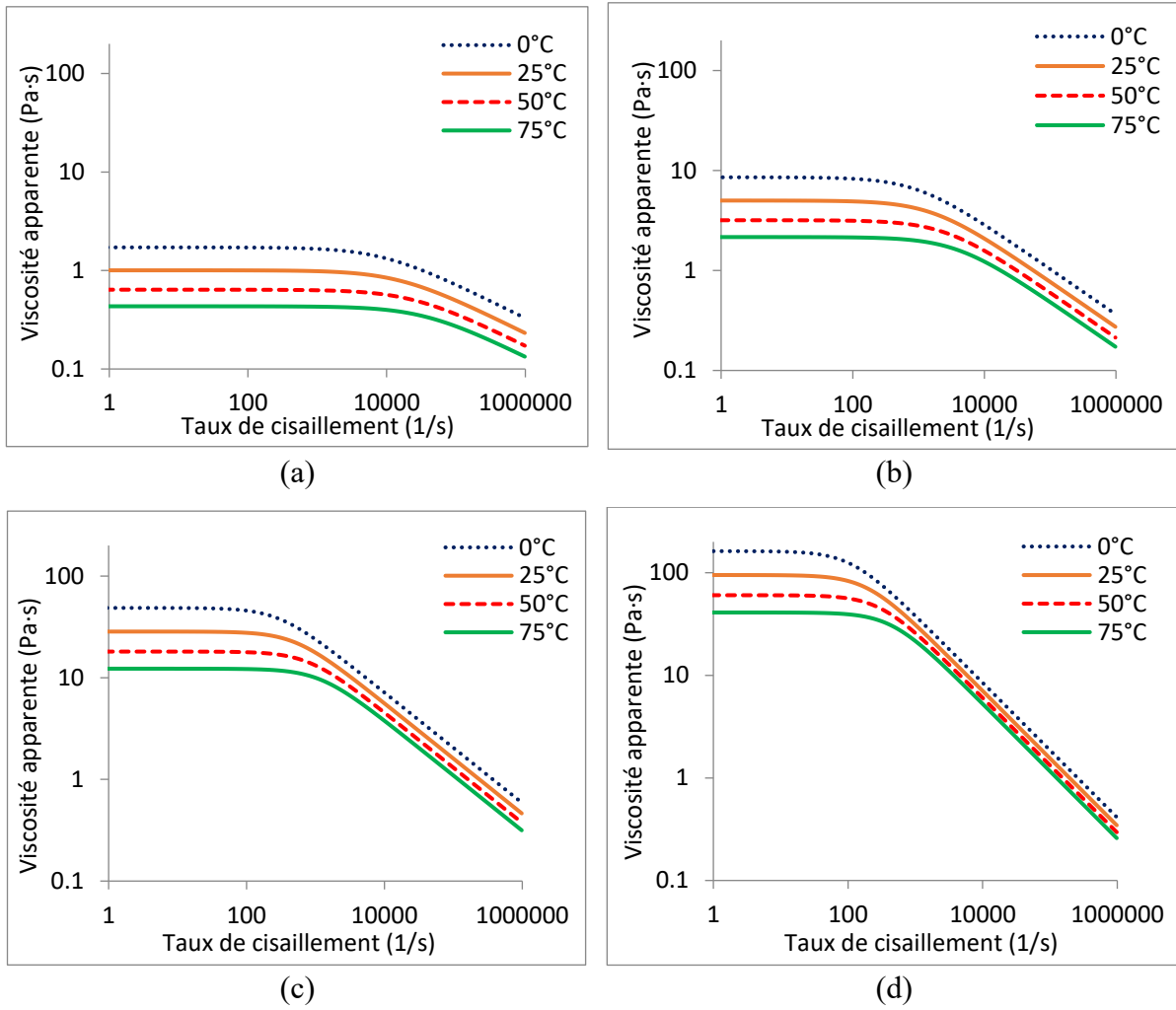


Figure 3.3. Variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement et de température :
 (a) $\eta_0 = 1 \text{ Pa.s}$; (b) $\eta_0 = 5 \text{ Pa.s}$; (c) $\eta_0 = 30 \text{ Pa.s}$; (d) $\eta_0 = 100 \text{ Pa.s}$.

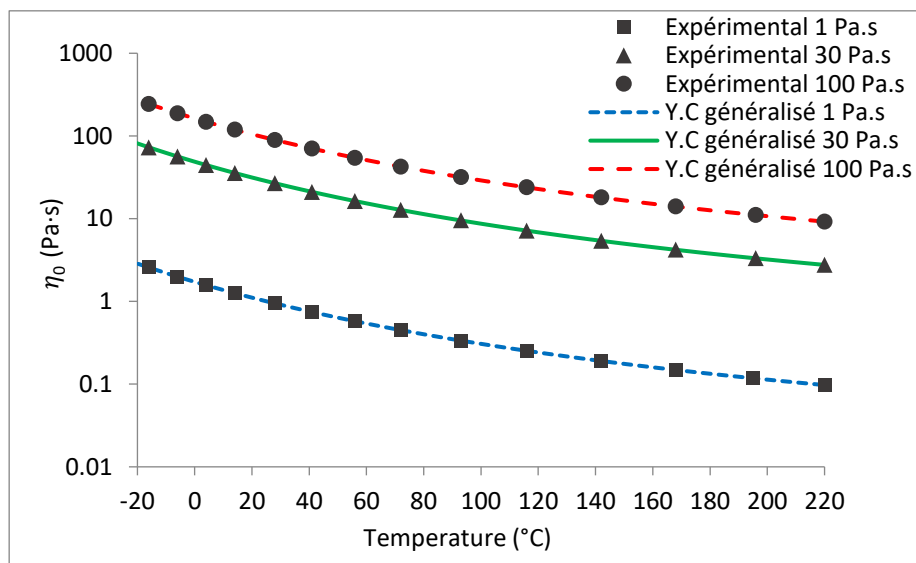


Figure 3.4. Ajustement du paramètre b à partir des données expérimentales (Annexe B).

3.2.4.2. Compressibilité sous haute pression

Comme discuté dans les chapitres précédents, l'huile de silicone ne présente pas uniquement un comportement visqueux, elle peut également manifester une certaine rigidité, susceptible de générer des forces de type élastique lors du fonctionnement de l'amortisseur. Les modèles rhéologiques de Maxwell et de Kelvin–Voigt, déjà introduits, sont classiquement utilisés pour représenter ce comportement viscoélastique, en tenant compte à la fois des effets visqueux et élastiques du fluide [158], [159]. Plus récemment, le modèle de Phan Thien et Tanner (PTT) a également été utilisé pour décrire cette dualité [150].

Dans ce travail, le comportement élastique est pris en compte en considérant la compressibilité caractéristique de l'huile de silicone. La pression à l'intérieur des chambres de l'amortisseur devient suffisamment élevée, causant la variation du volume de fluide et, par conséquent, sa masse volumique, qui change en fonction de la pression. Cette relation peut être exprimée par une équation d'état (EOS). Diverses formulations d'équations d'état sont proposées dans la littérature [160]. Cependant, pour cette étude, l'EOS de Murnaghan a été sélectionné. Cette EOS a été largement appliquée dans de multiples domaines, particulièrement dans les sciences de la terre [161], [162]. Toutefois, ce travail emploie l'EOS de Murnaghan pour la première fois dans le contexte de la compressibilité de l'huile de silicone au sein de l'amortisseur FVD. Cette équation est exprimée comme suit :

$$\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^m = \frac{K+m(p-p_0)}{K} \quad (3.13)$$

Où ρ_0 représente la masse volumique au repos à la pression p_0 , K est le module de compressibilité et m est l'exposant de la masse volumique. Une valeur de $m = 1$ implique une relation linéaire entre la masse volumique et la pression. Cependant, ce n'est pas le cas pour l'huile de silicone. Ce type d'équation d'état est isotherme, c'est-à-dire que la température est supposée constante.

La figure 3.5 illustre l'ajustement de l'équation 3.13 aux résultats expérimentaux obtenus à partir d'un échantillon d'huile de silicone sous pression (Annexe C). La figure montre que les prédictions de l'équation s'alignent étroitement avec les données expérimentales dans la plage de pression typiquement rencontrée à l'intérieur d'un amortisseur FVD en fonctionnement.

Toutefois, la masse volumique du fluide n'est pas uniquement influencée par la pression, mais également par la température. En effet, l'huile de silicone présente une expansion

thermique notable, se traduisant par une augmentation de volume avec l'élévation de la température. Ce phénomène entraîne une réduction de la masse volumique du fluide, indépendamment des effets de pression. Afin d'intégrer cet effet thermique dans la modélisation, la masse volumique au repos ρ_0 est exprimée comme une fonction de la température. Cette dépendance est modélisée par la relation suivante :

$$\rho_0 = \frac{\rho_{ref}}{1 + \beta(T - T_{ref})} \quad (3.14)$$

Où ρ_{ref} est la masse volumique à la température de référence T_{ref} , et β est le coefficient d'expansion thermique volumique du fluide, déterminé à partir des données expérimentales présentées dans l'annexe D. Il convient également de noter que, dans le cas d'un comportement isotherme, la température étant supposée constante, et donc $\rho_0 = \rho_{ref}$.

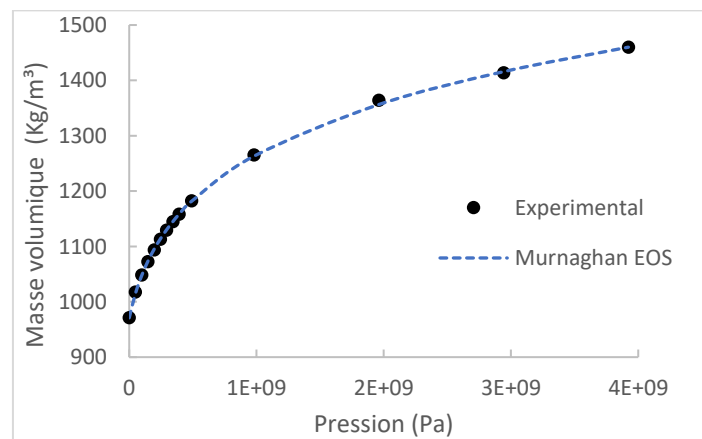


Figure 3.5. Validation de l'EOS de Murnaghan comparée au test expérimental (Annexe C).

3.2.4.3. Propriétés des fluides adoptées pour la modélisation

Plusieurs types de fluides ont été utilisés dans cette étude, chacun représentant un comportement physique particulier afin d'évaluer leur influence sur la réponse de l'amortisseur. L'appellation de chaque fluide repose sur un préfixe indiquant sa nature, suivi de la valeur de sa viscosité. On distingue ainsi :

- Des fluides reproduisant fidèlement le comportement réel d'une huile de silicone, en tenant compte à la fois de la rhéofluidification et de la compressibilité. Quatre fluides de ce type ont été considérés, avec des viscosités à faible cisaillement de 1, 5, 30 et 100 Pa·s. Ils sont également utilisés dans le cadre de l'analyse thermique. → Ces fluides sont désignés par le préfixe F : F-1, F-5, F-30, et F-100.

Les propriétés de ces fluides (paramètres des équations (3.7), (3.12), (3.13)) ont été calibrées de manière à reproduire le comportement expérimental, tel que présenté dans les annexes A, B, C et D.

- Des fluides rhéofluidifiants incompressibles, dérivés des fluides F-1, F-5 et F-30, possédant les mêmes viscosités à faible cisaillement, mais modifiés de façon à permettre l'analyse isolée des effets du comportement non newtonien, sans prise en compte de la compressibilité.

→ Ces fluides sont désignés par les préfixes RF-1, RF-5 et RF-30.

- Des fluides newtoniens incompressibles, définis par une viscosité constante et une masse volumique invariable. Ces fluides ont été introduits dans le but, d'une part, d'isoler les effets du comportement newtonien, et d'autre part, d'analyser l'impact d'une faible viscosité sur la réponse de l'amortisseur. Sept fluides de ce type ont été considérés, avec des viscosités de 100, 30, 5, 1, 0.1, 0.01 et 0.001 Pa·s.

→ Ces fluides sont désignés par le préfixe NF : NF-100, NF-30, NF-5, NF-1, NF-0.1, NF-0.01, et NF-0.001.

Cette approche comparative permet d'évaluer plus précisément le rôle de chaque paramètre dans la réponse globale de l'amortisseur, et de mieux comprendre les mécanismes internes qui gouvernent sa performance. Les propriétés détaillées de l'ensemble de ces fluides sont présentées dans le Tableau 3.1.

Tableau 3.1. Propriétés des fluides adoptées pour la modélisation.

Propriétés	F-1	F-5	F-30	F-100	RF-1	RF-5	RF-30	NF-1	NF-0.1	NF0.01	NF0.001
ρ_{ref} (Kg/m ³)	971	975	976	976	971	975	976	971	971	971	971
ρ_{acier} (Kg/m ³)	7854	7854	7854	7854	-	-	-	-	-	-	-
p_0 (Pa)	0	0	0	0	-	-	-	-	-	-	-
K (Pa)	8.99e8	8.99e8	8.99e8	8.99e8	-	-	-	-	-	-	-
m	9.084	9.084	9.084	9.084	-	-	-	-	-	-	-
κ (s)	6.63e-5	6.09e-4	1.98e-3	5.22e-3	6.63e-5	6.09e-4	1.98e-3	-	-	-	-
a	1.017	1.087	1.533	1.542	1.017	1.087	1.533	-	-	-	-
n	0.651	0.545	0.456	0.342	0.651	0.545	0.456	-	-	-	-
η_0 (Pa · s)	1	5	28.48	95.02	1	5	28.48	1	0.1	0.01	0.001
η_∞ (Pa · s)	0	0	0	0	0	0	0	-	-	-	-
b (K)	1759	1759	1759	1759	-	-	-	-	-	-	-
β (K ⁻¹)	9.5e-4	9.5e-4	9.5e-4	9.5e-4	-	-	-	-	-	-	-
T_{ref} (K)	293.15	293.15	293.15	293.15	-	-	-	-	-	-	-
$C_{p,fluide}$ (J/(kg · K))	2000	2000	2000	2000	-	-	-	-	-	-	-
$C_{p,acier}$ (J/(kg · K))	486	486	486	486	-	-	-	-	-	-	-
$k_{t,fluide}$ (W/(m · K))	4.4	4.4	4.4	4.4	-	-	-	-	-	-	-
$k_{t,acier}$ (W/(m · K))	50.9	50.9	50.9	50.9	-	-	-	-	-	-	-
h (W/(m ² · K))	15	15	15	15	-	-	-	-	-	-	-
T_{amb} (K)	293.15	293.15	293.15	293.15	-	-	-	-	-	-	-

3.2.5. Synthèse des équations

Pour plus de clarté, les équations précédentes sont résumées dans le tableau 3.2. Ce tableau présente les quatre types de formulations étudiées dans cette recherche ainsi que les hypothèses ayant conduit à chacune d'elles. En fonction de l'objectif visé, on distingue :

1. Écoulement isotherme newtonien incompressible : modèle de base avec viscosité constante, fluide incompressible et température uniforme.
2. Écoulement isotherme rhéofluidifiant incompressible : la viscosité varie avec le taux de cisaillement, mais le fluide reste incompressible et la température constante.
3. Écoulement isotherme rhéofluidifiant compressible : la compressibilité du fluide est introduite via une équation d'état, tout en conservant un régime isotherme et un comportement rhéofluidifiant.
4. Écoulement non isotherme rhéofluidifiant compressible : formulation la plus complète, tenant compte à la fois de la dépendance de la viscosité au taux de cisaillement et à la température, ainsi que de la compressibilité du fluide et des effets thermiques.

Tableau 3.2. Synthèse des équations régissant l'écoulement du fluide et les phénomènes thermiques à l'intérieur de l'amortisseur.

<p>Écoulement isotherme newtonien incompressible $\rho, T, \mu = cst$</p>	<p>$\nabla \cdot v = 0$</p> <p>$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau$</p> <p>$\tau = 2\mu \dot{\epsilon} = \mu \dot{\gamma}$</p>	<p>(Eq. 3.5)</p> <p>(Eq. 3.2)</p> <p>(Eq. 3.6)</p>
<p>Écoulement isotherme rhéofluidifiant incompressible $\rho, T = cst$ $\eta = f(\dot{\gamma})$</p>	<p>$\nabla \cdot v = 0$</p> <p>$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau$</p> <p>$\tau = 2\eta \dot{\epsilon} = \eta \dot{\gamma}$</p> <p>$\frac{\eta(\dot{\gamma}) - \eta_\infty}{\eta_0 - \eta_\infty} = [1 + (\kappa \dot{\gamma} ^a)]^{n-1/a}$</p>	<p>(Eq. 3.5)</p> <p>(Eq. 3.2)</p> <p>(Eq. 3.6)</p> <p>(Eq. 3.11)</p>
<p>Écoulement isotherme rhéofluidifiant compressible $T = cst$ $\rho = f(p)$ $\eta = f(\dot{\gamma})$</p>	<p>$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0$</p> <p>$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau$</p> <p>$\tau = \eta \dot{\gamma} + \frac{2}{3} \eta (\nabla \cdot v) I$</p> <p>$\frac{\eta(\dot{\gamma}) - \eta_\infty}{\eta_0 - \eta_\infty} = [1 + (\kappa \dot{\gamma} ^a)]^{n-1/a}$</p> <p>$\left(\frac{\rho}{\rho_{ref}} \right)^m = \frac{k + m(p - p_0)}{k}$</p>	<p>(Eq. 3.1)</p> <p>(Eq. 3.2)</p> <p>(Eq. 3.3)</p> <p>(Eq. 3.11)</p> <p>(Eq. 3.13)</p>
<p>Écoulement non- isotherme rhéofluidifiant compressible $\rho = f(p, T)$ $\eta = f(\dot{\gamma}, T)$</p>	<p>$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0$</p> <p>$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau$</p> <p>$\tau = \eta \dot{\gamma} + \frac{2}{3} \eta (\nabla \cdot v) I$</p> <p>$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + (v \cdot \nabla) T \right) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi$</p> <p>$\eta(\dot{\gamma}, T) = Z(T) \cdot \eta_0(T_{ref}) [1 + [Z(T)\kappa \dot{\gamma} ^a]]^{n-1/a}$</p> <p>$\left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^m = \frac{k + m(p - p_0)}{k}$</p> <p>$\rho_0 = \frac{\rho_{ref}}{1 + \beta(T - T_{ref})}$</p>	<p>(Eq. 3.1)</p> <p>(Eq. 3.2)</p> <p>(Eq. 3.3)</p> <p>(Eq. 3.7)</p> <p>(Eq. 3.12)</p> <p>(Eq. 3.13)</p> <p>(Eq. 3.14)</p>

3.3. MECANISME INTERNE DES AMORTISSEURS A FLUIDE VISQUEUX

3.3.1. Géométrie de l'amortisseur FVD à orifice annulaire

La figure 3.6 montre la géométrie de l'amortisseur avec un orifice annulaire. La conception comprend un cylindre creux avec un rayon interne R_c et une longueur L_c , abritant un piston cylindrique de rayon R_p et de longueur L_p . Lorsque le piston se déplace, le fluide est contraint de s'écouler à travers l'espace de largeur $h = R_c - R_p$. Le piston est attaché à une tige avec un rayon R_v , s'étendant des deux côtés du piston avec une longueur L_v .

Cette géométrie est décrite de manière optimale à l'aide d'un système de coordonnées cylindriques polaires (x, r, θ) .

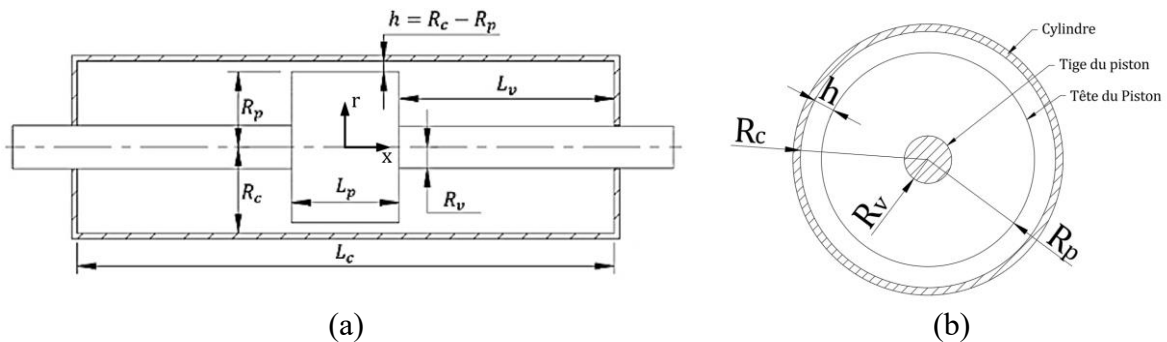


Figure 3.6. Géométrie de l'amortisseur FVD avec orifice annulaire : (a) Coupe longitudinale ; (b) Coupe transversale.

3.3.2. Analyse des efforts internes appliqués à l'assemblage tige-piston

L'assemblage tige-piston est soumis à deux types de forces lors de son mouvement à l'intérieur du cylindre, comme illustré à la figure 3.7. La première force (en rouge) est générée par la pression du fluide s'exerçant sur la face du piston. La seconde force (en bleu) est liée aux efforts de cisaillement, résultant de la viscosité du fluide, qui s'exercent le long des surfaces latérales du piston et des tiges.

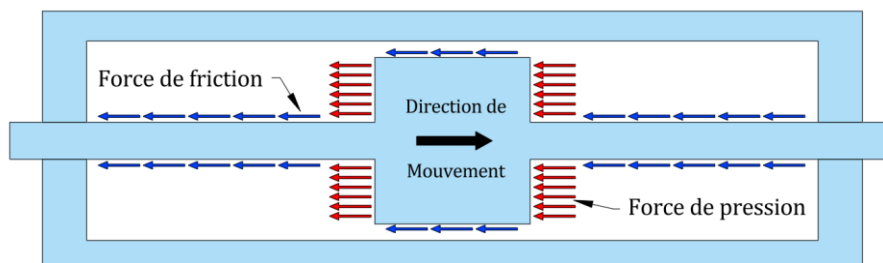


Figure 3.7. Forces appliquées à l'assemblage de la tige de piston.

La force de pression F_p , appliquée sur la face frontale du piston, s'exprime par l'intégrale suivante :

$$F_p = \iint P ds = 2\pi \int_{R_v}^{R_p} P(r) r dr \quad (3.15)$$

Avec $P(r)$ le champ de pression appliqué à la face normale du piston en fonction de son rayon r .

La force de friction F_{fp} exercée sur le piston peut être écrite comme suit :

$$F_{fp} = \iint \tau_p ds = 2\pi R_p \int_0^{L_p} \tau_p(x) dx \quad (3.16)$$

La force de friction F_{fv} exercée sur les deux tiges du piston est donnée par :

$$F_{fv} = F_{fv1} + F_{fv2} \quad (3.17)$$

Où F_{fv1} , F_{fv2} représentent les forces de friction exercées sur les tiges droite et gauche du piston, respectivement.

$$F_{fv1} = \iint \tau_{v1} ds = 2\pi R_v \int_0^{L_{v1}} \tau_{v1}(x) dx \quad (3.18)$$

$$F_{fv2} = \iint \tau_{v2} ds = 2\pi R_v \int_0^{L_{v2}} \tau_{v2}(x) dx \quad (3.19)$$

Avec $\tau_p(x)$, $\tau_{v1}(x)$ et $\tau_{v2}(x)$ sont les contraintes de cisaillement appliquées sur les surfaces latérales des tiges gauche et droite, respectivement, et L_{v1} , L_{v2} sont les longueurs exposées de ces tiges au fluide.

La force totale résultante est donc obtenue par l'équation suivante :

$$F_d = F_p + F_{fp} + F_{fv} \quad (3.20)$$

L'opération de l'amortisseur peut également engendrer des frottements entre la tige du piston et les joints situés aux extrémités du cylindre, donnant lieu à une force de friction additionnelle. *Li et al.* (2006) [159] ont évalué l'influence de cette force et ont montré que sa contribution est négligeable. Par conséquent, elle ne sera pas prise en compte dans le cadre de cette recherche.

3.3.3. Analyse du régime d'écoulement du fluide

La sélection du modèle de flux adopté dans cette étude dépend de l'importance des effets inertiels lorsque le fluide s'écoule. Si les forces inertielles dominent sur les forces visqueuses, des turbulences peuvent se développer, impactant significativement le comportement de l'amortisseur. Pour évaluer cette influence, il est essentiel de caractériser les rapports de forces en jeu, ce qui peut être fait à l'aide d'une approche analytique simplifiée.

Dans ce cadre, une compréhension approfondie peut être obtenue en résolvant analytiquement une version simplifiée de ce problème. Lorsque $h \ll R_p$, l'écoulement dans la région annulaire peut être assimilé à un écoulement entre deux plaques parallèles [164]. Deux cas limites peuvent alors être envisagés : dominance des effets visqueux ou dominance des effets inertiels.

En supposant un écoulement stationnaire, un fluide newtonien incompressible, en négligeant la vitesse du piston, en approximant la force de sortie par $S_p \cdot \Delta p$, et en négligeant l'accélération convective dans l'équation de quantité de mouvement (Eq. 3.2), le cas limite correspondant à la dominance visqueuse donne [73], [146] :

$$F_{vsq} = \frac{(R_p^2 - R_v^2)^2}{R_p h^3} 6\pi\mu L_p \cdot V \quad (3.21)$$

Ce qui donne une relation linéaire entre la force de sortie et la vitesse du piston. En faisant les mêmes hypothèses mais en négligeant cette fois la viscosité au lieu de l'accélération convective, une relation quadratique entre force et vitesse est obtenue [146] :

$$F_{inrt} = \frac{\rho\pi(R_p^2 - R_v^2)^2}{8R_p^2 h^2} \cdot V^2 \quad (3.22)$$

En s'appuyant sur une idée présentée par *Li et al.* (2006) [159], le quotient entre ces deux expressions permet d'indiquer comment différents paramètres influencent deux tendances dominantes du comportement des amortisseurs :

$$\frac{F_{inrt}}{F_{vsq}} = \frac{\rho(R_p^2 - R_v^2)h}{48\mu L_p R_p} \cdot V \quad (3.23)$$

Les équations (3.22) et (3.23) mettent en évidence deux comportements limites de la relation force–vitesse dans l'amortisseur, selon la nature dominante des forces mises en jeu.

Lorsque les forces visqueuses prédominent (Eq. 3.21), le fluide oppose une résistance proportionnelle à la vitesse du piston, ce qui se traduit par une relation linéaire entre la force dissipée et la vitesse ($\alpha = 1$). À l'inverse, lorsque les forces inertielles deviennent prépondérantes (Eq. 3.22), la résistance dépend du carré de la vitesse, ce qui induit un comportement non linéaire avec un exposant $\alpha = 2$.

Le rapport entre les deux expressions (Eq. 3.23) constitue un indicateur de transition entre ces deux régimes. Il montre clairement que la tendance vers un comportement quadratique est favorisée par une augmentation de la masse volumique du fluide ρ , de la vitesse du piston V , du rayon du piston R_p ou de la largeur de l'orifice h . À l'inverse, une augmentation de la viscosité μ ou de la longueur de l'orifice L_p favorise la dominance des effets visqueux, maintenant ainsi un comportement linéaire. Le quotient de l'équation (3.23) est, sans surprise, lié au nombre de Reynolds Re . Pour un écoulement entre deux surfaces parallèles, le nombre de Reynolds peut être exprimé comme $Re = \rho h V_f / \eta$, où V_f est la vitesse moyenne du fluide dans l'orifice lorsque le piston atteint sa vitesse maximale V_p .

V_f peut être calculée par l'équation de continuité comme suit :

$$V_p \times S_1 = V_f \times S_2 \rightarrow V_f = \frac{R_c^2 - R_p^2}{h^2 + 2R_p h} V_p \quad (3.24)$$

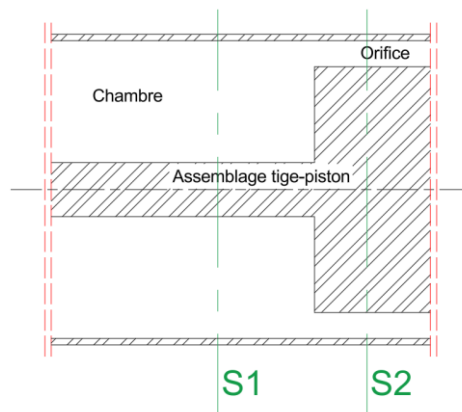


Figure 3.8. Sections transversales S1 et S2.

Avec S1 la section transversale de la zone fluide au niveau du cylindre et S2 la section transversale de la zone fluide au niveau de l'orifice (Fig. 3.8).

L'importance du comportement rhéofluidifiant dépend des taux de cisaillement expérimentés pendant le fonctionnement. Les taux de cisaillement les plus élevés se produisent dans la région

critique de l'espace entre le piston et le cylindre lorsque la vitesse du fluide atteint V_f . Un taux de cisaillement caractéristique peut être défini comme $\dot{\gamma}_c = V_f/(h/4)$.

Tableau 3.3. Conditions d'opération et nombre de Reynolds associé.

Fluide	F – 1			F – 5			F – 30		
$f(\text{Hz})$	1	2	4	1	2	4	1	2	4
$V_p \text{ (cm/s)}$	12.6	25.1	50.2	12.6	25.1	50.2	12.6	25.1	50.2
$V_f \text{ (cm/s)}$	458	912	1823	458	912	1823	458	912	1823
$\dot{\gamma}_c \text{ (s}^{-1}\text{)}$	18320	36480	72920	18320	36480	72920	18320	36480	72920
$\eta(\dot{\gamma}_c) \text{ (Pa} \cdot \text{s)}$	0.74	0.63	0.52	1.26	0.93	0.68	1.24	0.86	0.59
$\eta(\dot{\gamma}_c)/\eta_0$	0.74	0.63	0.52	0.25	0.19	0.14	0.044	0.030	0.021
Re	4.5	8.9	17.7	0.9	1.8	3.6	0.16	0.31	0.63
Re_c	6	14.1	34	3.5	9.6	26.1	3.6	10.4	30.2
Fluide	F – 100								
$f(\text{Hz})$	1			2			4		
$V_p \text{ (cm/s)}$	12.6			25.1			50.2		
$V_f \text{ (cm/s)}$	458			912			1823		
$\dot{\gamma}_c \text{ (s}^{-1}\text{)}$	18320			36480			72920		
$\eta(\dot{\gamma}_c) \text{ (Pa} \cdot \text{s)}$	4.73			3.00			1.90		
$\eta(\dot{\gamma}_c)/\eta_0$	0.050			0.032			0.012		
Re	0.1			0.1			0.2		
Re_c	1.0			3.0			9.4		
Fluide	NF – 0.1			NF – 0.01			NF – 0.001		
$f(\text{Hz})$	1	2	4	1	2	4	1	2	4
$V_p \text{ (cm/s)}$	12.6	25.1	50.2	12.6	25.1	50.2	12.6	25.1	50.2
$V_f \text{ (cm/s)}$	458	912	1823	458	912	1823	458	912	1823
Re	44.5	88.6	177	445	886	1770	4447	8856	17701

Le tableau 3.3 présente les conditions d'opération ainsi que les valeurs du taux de cisaillement caractéristique $\dot{\gamma}_c$ pour les différentes fréquences sélectionnées. Pour huiles de silicone (F-1, F-5, F-30, F-100), la viscosité correspondante à chaque $\dot{\gamma}_c$ est déterminés à l'aide de l'équation (3.11) ou de la Figure 3.2, puis comparée à la viscosité nominale η_0 . Le rapport $\eta(\dot{\gamma}_c)/\eta_0$ y est également reporté, mettant en évidence une diminution notable de la viscosité, même à faibles fréquences, ce qui souligne l'influence significative du comportement

rhéofluidifiant. Le tableau fournit en outre deux estimations du nombre de Reynolds : le nombre classique $Re = \rho h V_f / \eta$, qui ne tient pas compte de la variation de viscosité avec le taux de cisaillement et peut donc conduire à une surestimation des forces visqueuses, et le nombre corrigé $Re_c = \rho h V_f / \eta(\dot{\gamma}_c)$, basé sur la viscosité effective correspondant à $\dot{\gamma}_c$. Ce dernier permet une estimation plus réaliste du régime d'écoulement dans le cas de fluides non newtoniens. Pour les fluides newtoniens (NF-0.1, NF-0.01, NF-0.001), la viscosité est constante et indépendante du taux de cisaillement. Par conséquent, le nombre de Reynolds corrigé est identique au nombre classique. Les calculs ont été effectués en se basant sur la géométrie de l'amortisseur présentée dans le Tableau 3.4.

Tableau 3.4. Dimensions géométriques de l'amortisseur à fluide visqueux utilisé pour l'analyse du régime d'écoulement du fluide.

	R_v	R_p	R_c	h	L_v	L_p	L_c
Dimensions (mm)	37.5	119	120	1	225	150	600

Dans le cas des huiles de silicone (F-1, F-5, F-30 et F-100) Les résultats montrent que le nombre de Reynolds corrigé à travers l'orifice annulaire reste très faible $Re_c < 50$. Cela impliquerait, conformément à l'équation (3.21), un comportement linéaire si le fluide était newtonien. Or, ce n'est pas le cas pour ces huiles, dont le comportement est clairement rhéofluidifiant. Hou et al. (2007) [158] ont en effet montré que ce type de comportement a un impact significatif sur la réponse des amortisseurs remplis d'huile silicone, conduisant à une relation force–vitesse non linéaire caractérisée par un exposant $\alpha < 1$. Ce phénomène s'explique par la condition de non-glissement aux parois. À l'intérieur de l'orifice, le profil de vitesse adopte une forme proche d'une parabole. La vitesse maximale est atteinte au centre de l'espace annulaire ($y = h/2$) tandis que le fluide est au repos relatif près des parois, générant de forts gradients de vitesse. Le taux de cisaillement atteint ainsi des valeurs élevées, amenant le fluide dans le domaine non-newtonien, où il s'amincit (rhéofluidification). À mesure que le débit augmente, la viscosité diminue encore davantage. Par conséquent, la force augmente à un rythme inférieur à celui linéaire avec la vitesse du piston, traduisant un comportement non linéaire avec $\alpha < 1$.

À l'inverse, les fluides newtoniens à très faible viscosité (NF-0.1, NF-0.01 et NF-0.001) se distinguent par des nombres de Reynolds nettement plus élevés, en raison de leur faible résistance au cisaillement. Cette différence indique que les effets inertiels deviennent

significatifs, notamment à hautes fréquences, ce qui peut entraîner une déviation du comportement vers un régime non linéaire avec $\alpha > 1$, comme le prédit l'équation (3.22). Par conséquent, si le régime laminaire reste approprié pour les fluides visqueux et rhéofluidifiants, il peut ne plus être garanti pour les fluides newtoniens très peu visqueux, où l'écoulement peut évoluer vers un régime transitionnel, voire turbulent.

3.4. MODELISATION NUMERIQUE

3.4.1. Hypothèses, conditions aux limites et stratégie de résolution

Les équations présentées dans les sections précédentes ont été résolues à l'aide d'un modèle numérique de l'amortisseur développé sous ANSYS Fluent [163], un logiciel de la CFD (*Computational Fluid Dynamics*) basé sur la méthode des volumes finis. Ce modèle vise, d'une part, à déterminer les champs de vitesse et de pression à chaque pas de temps afin de calculer la force de sortie de l'amortisseur en fonction de la vitesse instantanée du piston, et d'autre part, à évaluer l'évolution du champ de température dans le domaine fluide ainsi que dans les parois solides. Cette analyse thermique permet notamment de prendre en compte l'échauffement du fluide dû à la dissipation visqueuse, ainsi que les échanges thermiques avec l'environnement.

L'écoulement est supposé axisymétrique, ce qui implique que la solution est indépendante de la coordonnée angulaire θ . Le problème peut ainsi être ramené à une configuration bidimensionnelle, réduisant considérablement le coût de calcul.

La figure 3.9 présente la configuration numérique adoptée dans cette étude. La figure 3.9.a illustre la géométrie axisymétrique du modèle, incluant les domaines solide (tige, piston, cylindre) et fluide, ainsi que la direction du mouvement sinusoïdal imposé au piston. La figure 3.9.b décrit les conditions aux limites appliquées au domaine fluide. Toutes les frontières du fluide sont modélisées comme des parois rigides soumises à la condition de non-glissement, ce qui implique une vitesse relative nulle entre le fluide et les parois. Toutefois, les parois du cylindre sont considérées comme fixes, tandis que les parois de la tige et du piston sont définies comme des parois mobiles, avec un déplacement sinusoïdal reproduisant le fonctionnement réel de l'amortisseur. La figure 3.9.c présente enfin les conditions aux limites thermiques. La paroi extérieure du cylindre est soumise à un échange thermique par convection avec l'air ambiant (Eq. 3.8). Les parois solides en contact avec le fluide sont thermiquement couplées, permettant un transfert de chaleur bidirectionnel entre le fluide et la structure. La tige est, quant à elle,

supposée adiabatique sur toute sa longueur. Une condition de symétrie est imposée le long de l'axe central pour respecter la configuration axisymétrique.

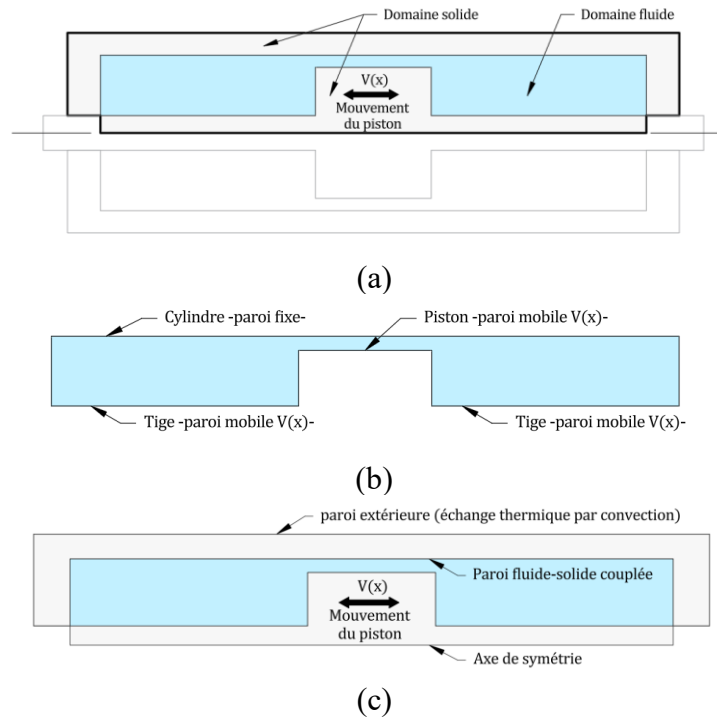


Figure 3.9. Géométrie du modèle axisymétrique et conditions aux limites : (a) Domaine fluide-solide global ; (b) Conditions aux limites mécaniques ; (c) Conditions aux limites thermiques.

L'assemblage tige-piston a été configuré pour effectuer un mouvement sinusoïdal U dans la direction axiale de l'amortisseur comme suit :

$$U = A \cdot \sin(\omega t) \quad (3.25)$$

Où A représente l'amplitude du déplacement, ω est la pulsation liée à la fréquence de mouvement par $\omega = 2\pi f$. La période d'oscillation est extraite par $T = 1 / f$. La vitesse du piston $\frac{dU}{dt}$ est donc :

$$V = A\omega \cos(\omega t) = V_p \cos(\omega t) \quad (3.26)$$

Où $V_p = A\omega$ est la vitesse maximale du piston.

Au début de la simulation ($t = 0$), le fluide est initialement supposé au repos. Lorsque le mouvement sinusoïdal du piston débute, le fluide ne réagit pas immédiatement de manière périodique, en raison de son comportement viscoélastique. Une phase transitoire s'ensuit, durant laquelle les effets d'ajustement du fluide s'estompent progressivement. Ce n'est

qu'après un certain temps que le régime devient périodique, c'est-à-dire que l'écoulement satisfait la condition $\phi(t) = \phi(t + T)$, où T est la période d'oscillation. L'analyse présentée dans cette étude porte exclusivement sur ce régime établi.

Tous les écoulements étudiés dans cette analyse sont considérés comme laminaires, à l'exception de ceux des fluides newtoniens (NF) à très faible viscosité (0.1 Pa·s ou moins). Dans ces cas, les valeurs élevées du nombre de Reynolds dépassent les seuils critiques typiquement associés à la transition vers un régime turbulent. En raison de leur faible résistance visqueuse, ces fluides développent des effets inertiels importants. Par conséquent, un modèle de turbulence de type $k - \omega$ avec sa forme SST (*Shear Stress Transport*) a été adopté afin de capturer de manière plus réaliste les phénomènes d'instabilité et de transition susceptibles d'apparaître dans ce régime d'écoulement.

L'algorithme SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) est utilisé pour le couplage pression-vitesse, tandis qu'un schéma de différenciation seconde ordre (*second-order upwind*) est utilisé pour les termes de la convection et diffusion.

Trois UDFs (*User Defined Functions*) ont été intégrées au modèle. Deux d'entre elles définissent les propriétés rhéologiques du fluide selon les équations (3.12) et (3.13), tandis que la troisième attribue le mouvement sinusoïdal à l'assemblage tige-piston.

3.4.2. Discrétisation temporelle et spatiale

Concernant la discrétisation temporelle, le modèle numérique a été configuré en mode transitoire, afin de capturer l'évolution dynamique du système soumise à un mouvement sinusoïdal. Ce choix s'impose naturellement, car le fonctionnement de l'amortisseur étudié repose sur des conditions aux limites variables dans le temps, nécessitant ainsi une simulation dépendante du temps. Le pas de temps utilisé dans les calculs est basé sur la période d'excitation. Pour garantir une précision suffisante dans la résolution des équations de conservation, un pas de temps égal à $T/10\,000$ (où T est la période de mouvement du piston) a été adopté. Cette discrétisation temporelle permet de bien représenter les variations rapides des champs de vitesse, de pression et de température. Par ailleurs, un seuil de convergence strict fixé à 10^{-6} a été imposé pour tous les résidus, assurant ainsi la fiabilité des résultats obtenus à chaque pas de temps.

Sur le plan spatial, le modèle axisymétrique a été discrétisé à l'aide de grilles structurées. Deux sous-domaines ont été distingués : le domaine fluide, illustré dans la Figure 3.10, et le domaine solide, représenté dans la Figure 3.11. Le domaine fluide a été subdivisé en trois sous-zones : les zones (1), correspondant aux chambres gauche et droite de l'amortisseur, et la zone (2), représentant l'orifice annulaire. Cette segmentation permet un contrôle plus précis du maillage dans les régions critiques. Un maillage structuré à raffinement progressif a été appliqué, avec une densification ciblée dans la zone (2) afin de capturer avec précision les forts gradients de vitesse caractéristiques de cette région.

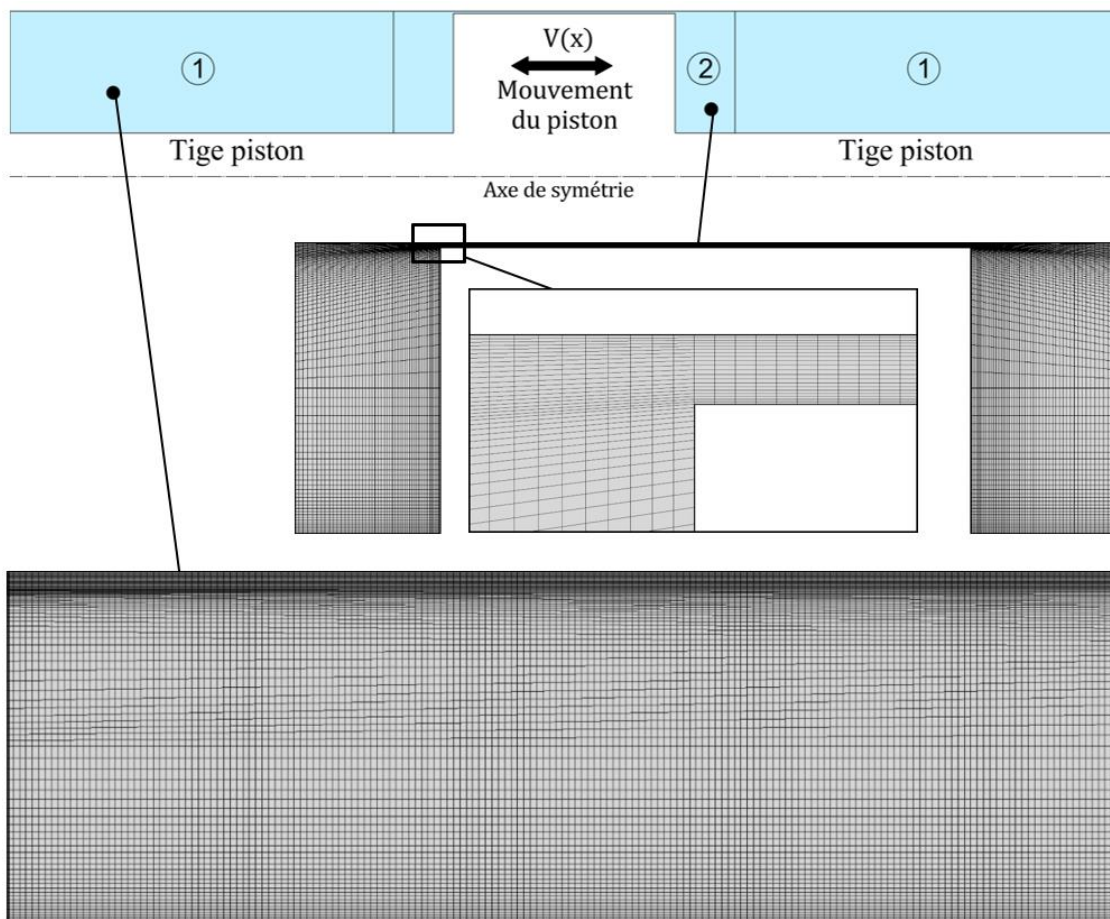


Figure 3.10. Maillage du domaine fluide. (1) : Zone de chambres ; (2) : Zone de l'orifice.

Le domaine solide a également été décomposé en plusieurs sous-zones, chacune correspondant à une composante structurelle de l'amortisseur. Les zones (A) et (B) représentent le cylindre, tandis que les zones (C) et (D) correspondent à l'assemblage tige-piston. Cette segmentation permet d'adapter plus efficacement le maillage aux zones d'intérêt thermique. Un maillage structuré a été appliqué, avec un raffinement particulier au niveau des interfaces fluide-solide, notamment dans les régions de contact thermique, afin d'assurer une résolution précise des gradients de température. De plus, la superposition des nœuds aux interfaces fluide-

solide a été soigneusement assurée pour garantir la continuité des transferts thermiques. Un raffinement supplémentaire a été apporté dans les zones (B) et (C), où se concentrent principalement la dissipation thermique induite par les frottements visqueux et l'élévation de la température. Le tableau 3.5 présente la répartition des éléments et nœuds pour chaque zone du modèle, telle que définie dans la géométrie étudiée (Fig. 3.10 et 3.11).

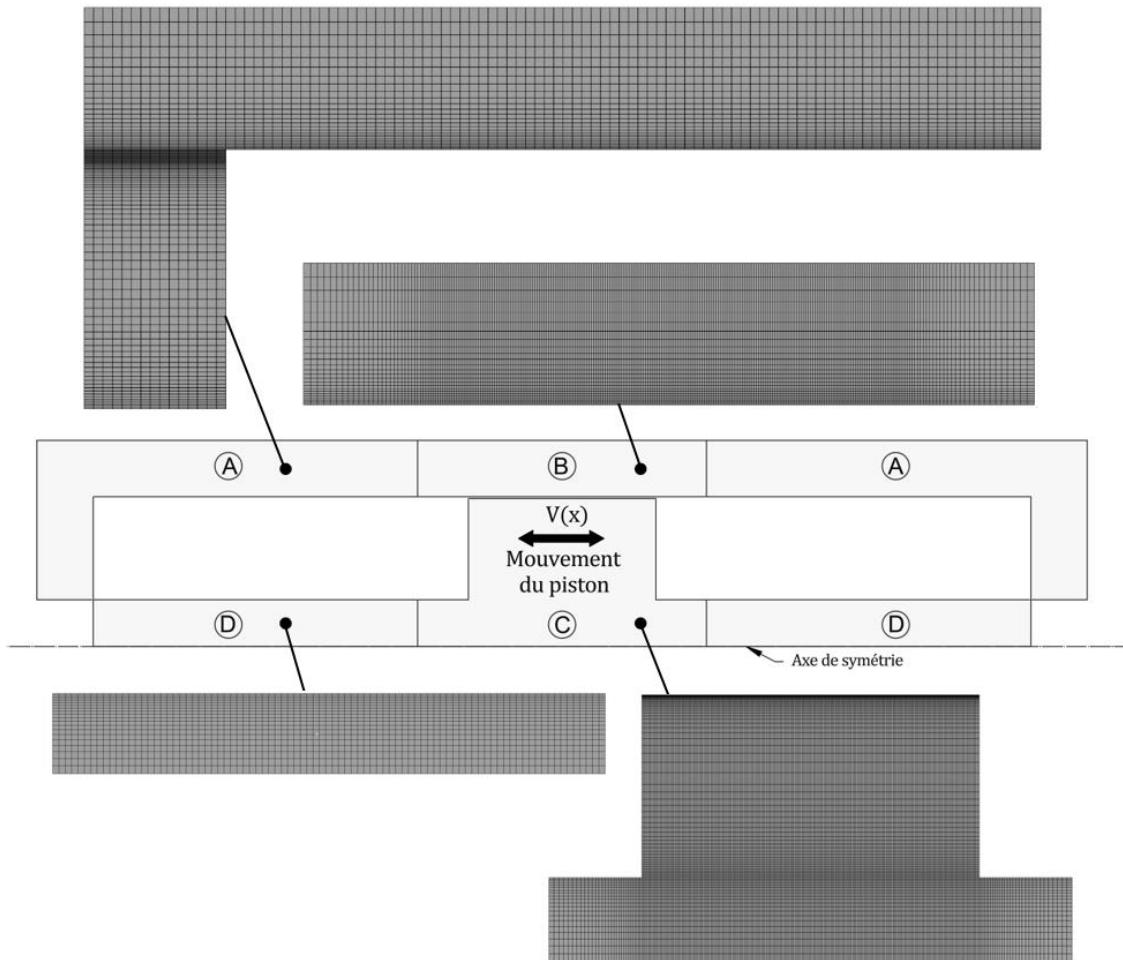


Figure 3.11. Maillage du domaine solide : (A-B) Cylindre ; (C-D) Assemblage tige-piston.

Tableau 3.5. Caractéristiques du maillage pour les domaines fluide et solide selon les zones définies.

Domaine	Zone	Eléments	Nœuds
Fluide	1	14705	14964
	2	15180	15765
Solide : cylindre	A	8640	8959
	B	13020	13485
Solide : Assemblage tige-piston	C	32560	33085
	D	4325	4524

À mesure que le piston se déplace, la géométrie du modèle évolue continuellement, ce qui requiert l'utilisation d'un maillage dynamique afin d'accompagner ces déformations sans altérer la qualité du maillage. Cette approche permet au maillage de suivre les mouvements de la paroi mobile tout en évitant les distorsions excessives des cellules. Parmi les différentes techniques de maillage dynamique, celle retenue dans cette étude est la méthode de superposition de couches, applicable exclusivement aux maillages structurés. Elle consiste à insérer ou à retirer des couches de cellules adjacentes à la paroi mobile, en fonction de la position relative de cette dernière. Plus précisément, lorsque la paroi franchit la hauteur d'une cellule adjacente, celle-ci est soit divisée, soit fusionnée avec la cellule voisine, de manière à conserver une topologie cohérente et une bonne résolution spatiale.

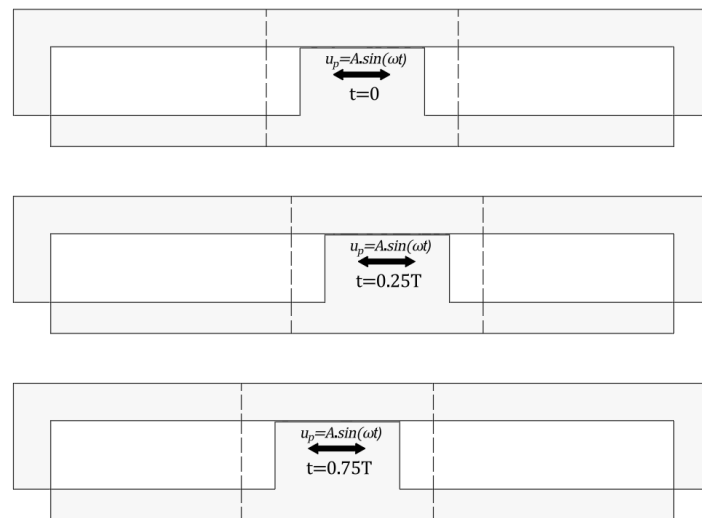


Figure 3.12. Mouvement du piston à différents instants de la simulation ($A = 20\text{mm}$).

Dans le cadre du modèle considéré, la zone de l'orifice (zone 2 du domaine fluide et zones B et C du domaine solide) est assimilée à un corps rigide solidaire du déplacement du piston, tandis que les autres parties demeurent fixes. Le recours au maillage dynamique permet ainsi d'éviter les chevauchements entre les zones mobiles et stationnaires, assurant la stabilité numérique et la précision des résultats de la simulation. La Figure 3.12 illustre l'évolution du déplacement du piston à différents instants au cours de la simulation.

Pour évaluer la précision du modèle, il est essentiel d'examiner l'influence de la résolution du maillage sur les résultats de simulation. À cette fin, des simulations ont été réalisées pour le fluide F-5 en utilisant trois résolutions de maillage, Grille 1 (raffinée), Grille 2 (moyenne) et Grille 3 (grossière), chacune à une fréquence d'excitation de 1 Hz. Les caractéristiques de ces

grilles, en termes de nombre d'éléments et de nœuds pour chaque zone du domaine fluide, sont synthétisées dans le Tableau 3.6.

Tableau 3.6. Caractéristiques de maillage pour chaque grille (domaine fluide).

	Zone	Eléments	Nœuds
Grille 1	1	58650	59166
	2	60680	61848
Grille 2	1	14705	14964
	2	15180	15765
Grille 3	1	1012	1080
	2	972	1122

Cette analyse comparative permet d'évaluer l'impact du raffinement du maillage sur la précision des résultats et facilite l'identification de la résolution optimale à adopter pour le modèle de l'amortisseur. La Figure 3.13 montre les relations force-vitesse et force-déplacement obtenues pour chaque configuration, tandis que le Tableau 3.7 compare les valeurs de la force de sortie et de l'exposant α associées aux différentes configurations.

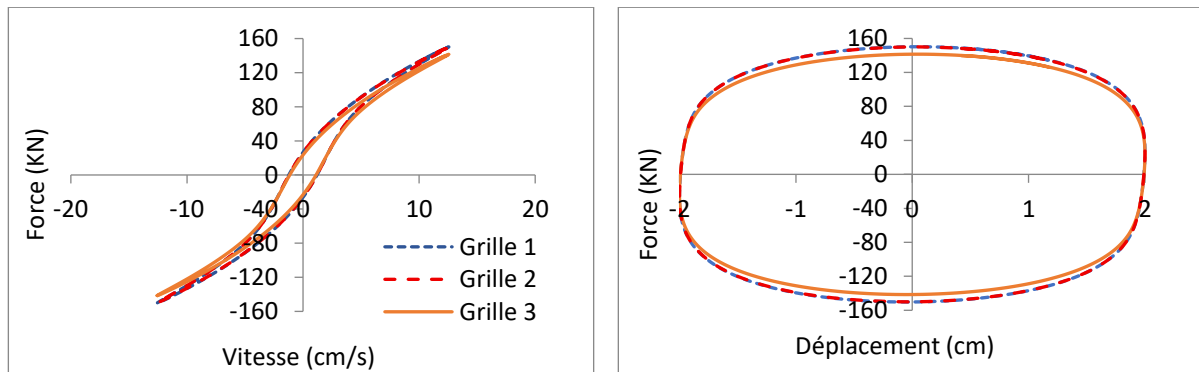


Figure 3.13. Relations force-vitesse et force-déplacement pour chaque variante de grille.

Tableau 3.7. Valeurs de F_{max} et α correspondantes pour chaque variante de maillage.

	F_{max} (KN)	α	F_{max} Différence (%)	α Différence (%)
Grille 1	152.73	0.67	0	0
Grille 2	152.46	0.67	0.18	0.01
Grille 3	141.48	0.65	7.37	2.99

Les résultats ont mis en évidence des différences notables entre les variantes de maillage en ce qui concerne la force de sortie estimée et l'exposant de non-linéarité. En particulier, la grille grossière (Grille 3) a conduit à une sous-estimation significative de ces deux grandeurs par rapport aux deux autres configurations. À l'inverse, les maillages moyen (Grille 2) et raffiné (Grille 1) ont donné des résultats très proches, indiquant que le raffinement supplémentaire n'apporte pas de gain notable en termes de précision. Cette convergence des résultats entre les grilles 1 et 2 suggère que le maillage moyen constitue un choix pertinent pour les simulations menées dans le cadre de cette étude. Ce maillage, qui est par ailleurs utilisé pour les illustrations de la Figure 3.10, offre un compromis satisfaisant entre efficacité numérique et précision, tout en assurant des prédictions fiables du comportement de l'amortisseur visqueux.

3.4.3. Validation des résultats du modèle

La validation du modèle numérique constitue une étape essentielle visant à évaluer sa capacité à reproduire fidèlement le comportement dynamique d'un amortisseur à fluide visqueux. Elle permet de vérifier la cohérence des hypothèses formulées, ainsi que la pertinence des équations physiques et des lois rhéologiques adoptées.

Dans cette étude, la validation repose sur la comparaison des résultats numériques avec deux ensembles de données expérimentales issues de la littérature. Les travaux de *Frings et al.* (2011) [146] et de *Jiao et al.* (2016) [148] ont été retenus en raison de la qualité des mesures fournies, de la diversité des conditions de sollicitation, ainsi que des différences notables dans les caractéristiques géométriques et rhéologiques des dispositifs testés. Le tableau 3.8 présente les dimensions géométriques des deux amortisseurs testés, tandis que les fluides utilisés présentent des viscosités initiales très contrastées : 1 Pa·s dans le cas de *Frings et al.*, contre 630 Pa·s pour l'étude de *Jiao et al.* Ces références permettent ainsi d'évaluer la robustesse du modèle sur un large éventail de fréquences, d'amplitudes de déplacement, de propriétés rhéologiques et de configurations géométriques.

Tableau 3.8. Dimensions géométriques (en mm) des amortisseurs FVD utilisées dans les essais expérimentaux de référence

	R_v	R_p	R_c	h	L_v	L_p	L_c
FVD Frings et al. [146]	37.5	119	120	1	225	150	600
FVD Jiao et al. [148]	4	10	17	7	60	10	130

Les courbes force-vitesse et force-déplacement, ainsi que les grandeurs caractéristiques associées (force maximale, exposant de non-linéarité α), sont utilisées comme critères d'évaluation de la précision du modèle.

3.4.3.1. Validation à partir des données expérimentales de *Frings et al.*

Dans l'étude menée par *Frings et al.* [146], des essais ont été réalisés sur un amortisseur soumis à des déplacements imposés à l'aide d'un actionneur agissant le long de son axe. Le déplacement appliqué et la force de sortie de l'amortisseur étaient enregistrés à l'aide d'un système d'acquisition de données. Durant les essais, la fréquence de sollicitation était maintenue constante, tandis que l'amplitude était progressivement augmentée jusqu'à atteindre une valeur cible. Une fois l'état stabilisé atteint, au moins cinq cycles complets étaient enregistrés pour chaque condition de test.

Dans le modèle numérique, le fluide considéré est de type F-1, en raison de sa capacité à reproduire approximativement le comportement rhéologique du fluide utilisé dans les essais expérimentaux, avec une viscosité initiale de $\eta_0 = 1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

La Figure 3.14 présente les courbes force-vitesse et force-déplacement obtenues dans deux conditions distinctes : un déplacement de 12,4 cm à une fréquence de 0,21 Hz (Test 1), et un déplacement de 2 cm à une fréquence de 1 Hz (Test 2). Les prédictions du modèle numérique y sont également superposées. Les valeurs maximales de force ainsi que les exposants de non-linéarité associés à chaque cas sont résumés dans le Tableau 3.9.

L'analyse du tableau 3.9 met en évidence une bonne correspondance globale entre les résultats numériques et expérimentaux, notamment pour les forces maximales. La différence relative reste inférieure à 4 %. En revanche, l'écart le plus significatif concerne l'exposant de non-linéarité α , dont la différence atteint 13.09 % pour le Test 1 et 12.7 % pour le Test 2. Cette sensibilité plus marquée peut être attribuée à la sensibilité de ce paramètre au comportement rhéofluidifiant du fluide. En effet, des huiles de silicone présentant une même viscosité initiale peuvent néanmoins afficher des variations dans leur réponse visqueuse en fonction du taux de cisaillement, ce qui peut expliquer les différences observées.

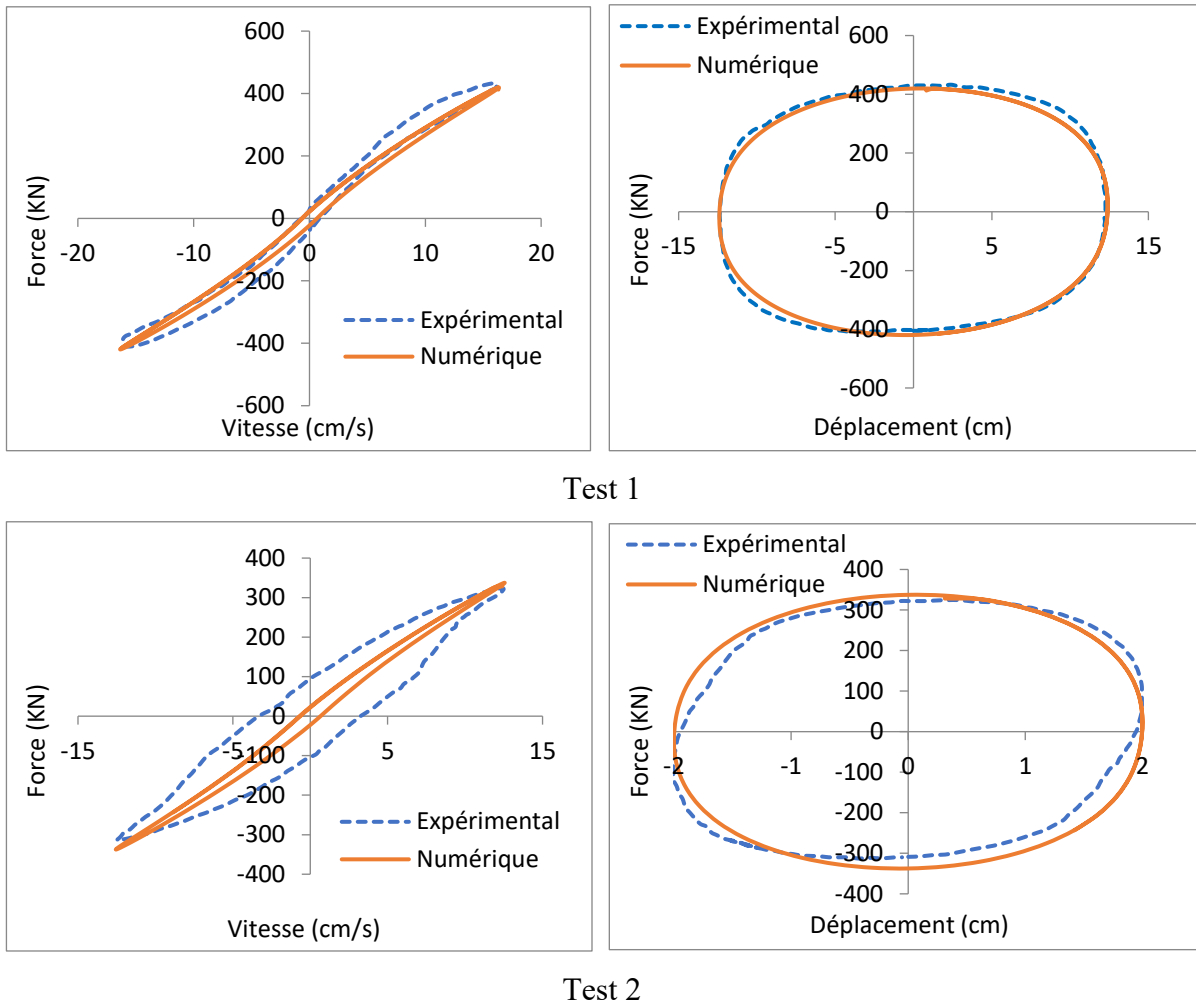


Figure 3.14. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par *Frings et al* [146].

Test 1: $A = 12.4 \text{ cm}$, $f = 0.21 \text{ Hz}$. Test 2: $A = 2 \text{ cm}$, $f = 1 \text{ Hz}$

Tableau 3.9. Valeurs de F_{max} et α correspondantes au Test 1 et Test 2

	Test 1		Test 2	
	F_{max} (KN)	α	F_{max} (KN)	α
Expérimental	424	0.73	326	0.75
Numérique	420	0.84	337	0.86
Différence (%)	0.94	13.09	3.37	12.7

3.4.3.2. Validation à partir des données expérimentales de *Jiao et al.*

L'étude menée par *Jiao et al.* [148] propose un modèle analytique destiné à prédire la réponse d'un amortisseur hydraulique rempli d'une huile de silicone. Afin de valider leur

approche, les auteurs ont conduit une campagne expérimentale au cours de laquelle l'amortisseur a été soumis à des excitations sinusoïdales de différentes fréquences et amplitudes.

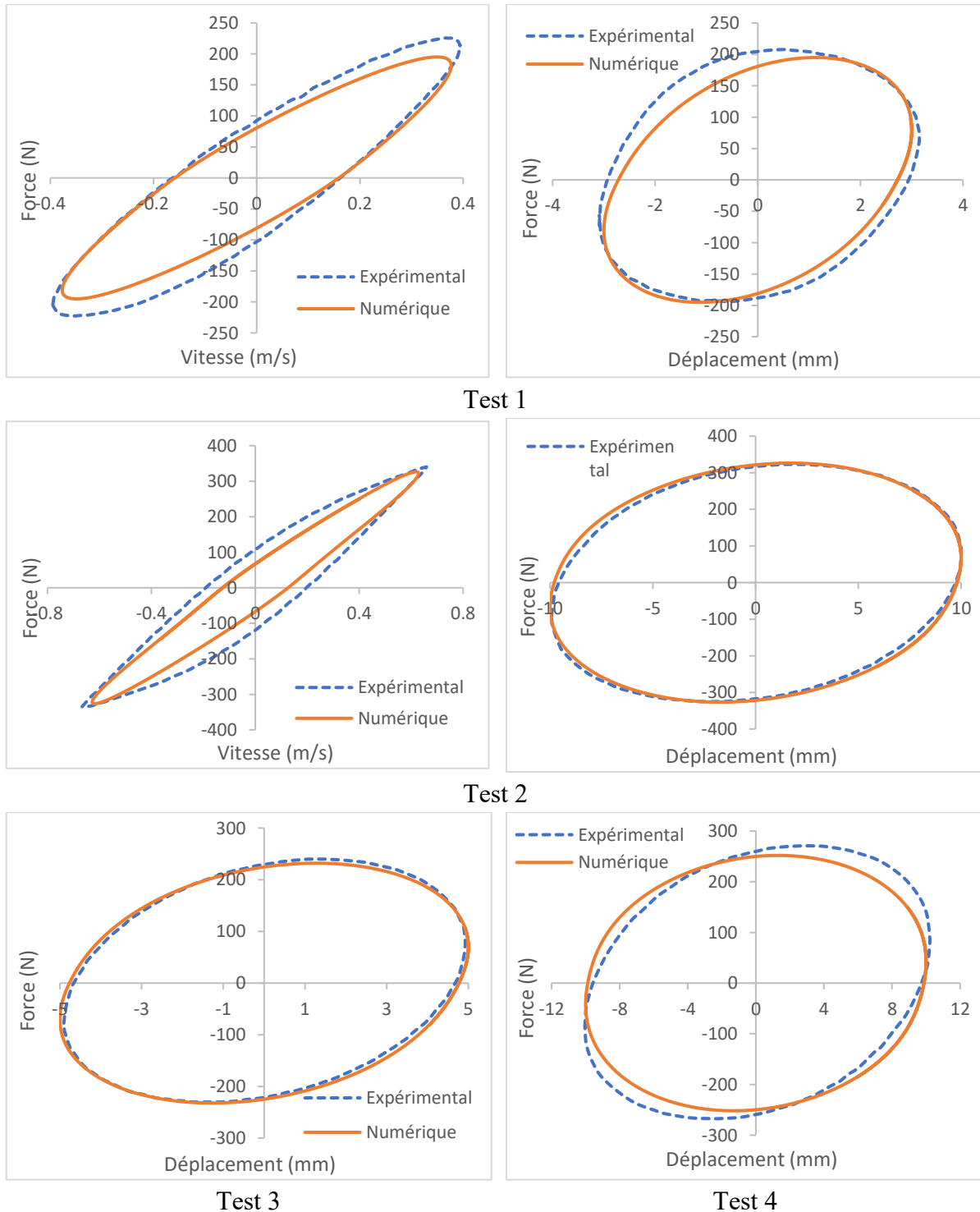


Figure 3.15. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par *Jiao et al* [148].

Test 1: $A = 3 \text{ mm}$, $f = 20 \text{ Hz}$. Test 2: $A = 10 \text{ mm}$, $f = 10 \text{ Hz}$

Test 3: $A = 5 \text{ mm}$, $f = 15 \text{ Hz}$. Test 4: $A = 10 \text{ mm}$, $f = 8 \text{ Hz}$

Tableau 3.10. Valeurs de F_{max} et α correspondantes aux tests 1, 2, 3 et 4.

	Test 1		Test 2		Test 3		Test 4	
	F_{max} (KN)	α	F_{max} (KN)	α	F_{max} (KN)	α	F_{max} (KN)	α
Expérimental	211	0.89	333	0.91	240	0.90	271	0.89
Numérique	195	0.85	327	0.86	232	0.86	252	0.83
Différence (%)	7.58	4.49	1.80	5.49	3.33	4.44	7.01	6.74

Les essais ont été réalisés sur une table vibrante, à l'aide d'un capteur de force placé entre l'amortisseur et le plateau mobile, ainsi que d'un accéléromètre fixé sur la structure, permettant d'estimer le déplacement par double intégration. Le fluide utilisé est une huile de silicone fortement visqueuse, caractérisée par une viscosité initiale de $\eta_0 = 630 \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Son comportement rhéofluidifiant est modélisé par l'équation de Carreau-Yasuda, avec les paramètres suivants : $\kappa = 0.05 \text{ s}$, $n = 0.54$ et $a = 2$.

La Figure 3.15 présente les courbes force-vitesse et force-déplacement obtenues expérimentalement et numériquement pour quatre configurations d'essai (Tests 1 à 4), couvrant différentes combinaisons de fréquences et d'amplitudes. Les résultats numériques sont superposés aux données expérimentales pour permettre une évaluation directe de la qualité de la prédiction. Le Tableau 3.10 regroupe les valeurs maximales de force ainsi que les exposants de non-linéarité α extraits des différentes configurations.

Une bonne concordance globale est observée, notamment pour les forces maximales, avec des écarts relatifs systématiquement inférieurs à 8 %. Les écarts sur l'exposant α varient entre 4.49 % et 7.01 %, ce qui traduit une performance satisfaisante du modèle. Ces résultats confirment la capacité du modèle numérique à reproduire de manière fiable le comportement dynamique de l'amortisseur dans un régime fortement visqueux et non linéaire, sous différentes conditions d'excitation.

3.5. CONCLUSION

Ce chapitre a présenté le développement d'un modèle numérique destiné à simuler le comportement hydrodynamique et thermique d'un amortisseur à fluide visqueux comportant un orifice annulaire, soumis à un mouvement alternatif. L'approche adoptée repose sur la résolution couplée des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie à l'aide du logiciel ANSYS Fluent, en intégrant les spécificités rhéologiques du fluide.

Le modèle exploite la géométrie axisymétrique de l'amortisseur, ce qui permet de réduire le coût de calcul tout en conservant une représentation fidèle du système. Un maillage structuré a été mis en place, avec un raffinement ciblé dans les zones critiques, notamment au niveau de l'orifice annulaire. La modélisation prend en compte le comportement non newtonien du fluide selon la loi de Carreau–Yasuda, enrichie d'un facteur correctif thermique, ainsi que la compressibilité du fluide, modélisée à l'aide de l'équation d'état de Murnaghan. L'échauffement visqueux interne et les échanges thermiques avec l'environnement ont également été intégrés, rendant le modèle représentatif des conditions de fonctionnement réelles.

Enfin, la comparaison avec deux campagnes expérimentales issues de la littérature a permis de confirmer la fiabilité du modèle développé. Les résultats numériques obtenus valident sa capacité à reproduire de manière cohérente le comportement global de l'amortisseur.

Chapitre 4

*Etude de l'effet des propriétés
rhéologiques et géométriques sur la
réponse dynamique des amortisseurs à
fluide visqueux*

4.1. INTRODUCTION

Dans le but de comprendre les mécanismes internes gouvernant le comportement des amortisseurs à fluide visqueux (FVD), ce chapitre s'appuie sur des simulations numériques détaillées permettant d'isoler l'effet de chaque paramètre physique et géométrique. L'analyse se concentre sur la dynamique interne de l'amortisseur, en mettant en évidence les interactions complexes entre les propriétés du fluide et la géométrie interne de l'orifice.

L'étude s'articule autour de deux axes principaux :

– Le premier axe est dédié à l'évaluation de l'influence des propriétés rhéologiques du fluide, en considérant à la fois des comportements newtoniens (à viscosité constante) et non newtoniens (rhéofluidifiants), tout en intégrant l'effet de la compressibilité. L'objectif est de quantifier leur impact sur la force de sortie, le coefficient d'amortissement, ainsi que sur l'exposant α , indicateur clé du comportement visqueux non linéaire. Cette analyse permet également d'étudier l'effet de la rigidité apparente induite par la compressibilité sur les performances dissipatives du système.

– Le second axe explore l'effet des paramètres géométriques du dispositif sur ses performances globales. L'étude vise à déterminer comment la variation de grandeurs telles que la largeur de l'orifice, le rayon du cylindre ou la longueur du piston influence la force de sortie, ainsi que les comportements non linéaire et élastique de l'amortisseur. L'objectif est d'identifier les configurations géométriques qui, en association avec un fluide donné, permettent de maximiser la dissipation d'énergie tout en maintenant un fonctionnement stable et mécaniquement réalisable.

Toutes les simulations ont été réalisées en conservant la géométrie de référence définie au tableau 3.4. De plus, une hypothèse isotherme a été adoptée afin de se focaliser uniquement sur l'effet des propriétés rhéologiques et géométriques, sans prise en compte des phénomènes thermiques.

4.2. ETUDE DE L'EFFET DES PROPRIETES RHEOLOGIQUES DU FLUIDE SUR LE COMPORTEMENT DES AMORTISSEURS FVD

4.2.1. Fluides à comportement newtonien : Effet de la viscosité

Dans cette partie, l'étude se concentre sur l'influence de la viscosité dans le cas d'un fluide à comportement newtonien. L'objectif principal est d'isoler et analyser l'effet direct de ce paramètre rhéologique sur la réponse de l'amortisseur à fluide visqueux (FVD). Une attention particulière est également portée aux effets inertiels qui peuvent se manifester lorsque des fluides à faible viscosité sont utilisés. En effet, une viscosité réduite peut accroître la contribution des forces d'inertie dans l'écoulement interne. Cette analyse vise à évaluer l'impact de ces phénomènes sur les performances dissipatives globales de l'amortisseur.

Pour cela, des simulations numériques ont été réalisées en considérant des fluides newtoniens de viscosités dynamiques variées, comprises entre 30 Pa·s et 0.001 Pa·s, sous une excitation sinusoïdale de fréquence 1 Hz. L'objectif est d'évaluer l'impact direct de la viscosité sur les performances dissipatives des amortisseurs. Les résultats sont présentés dans la figure 4.1 sous forme de courbes de forces normalisées par la force maximale, tracées en fonction de la vitesse et du déplacement. Étant donné les écarts importants entre les forces générées selon la viscosité du fluide, cette normalisation permet une comparaison cohérente des profils d'hystérésis entre les différentes configurations.

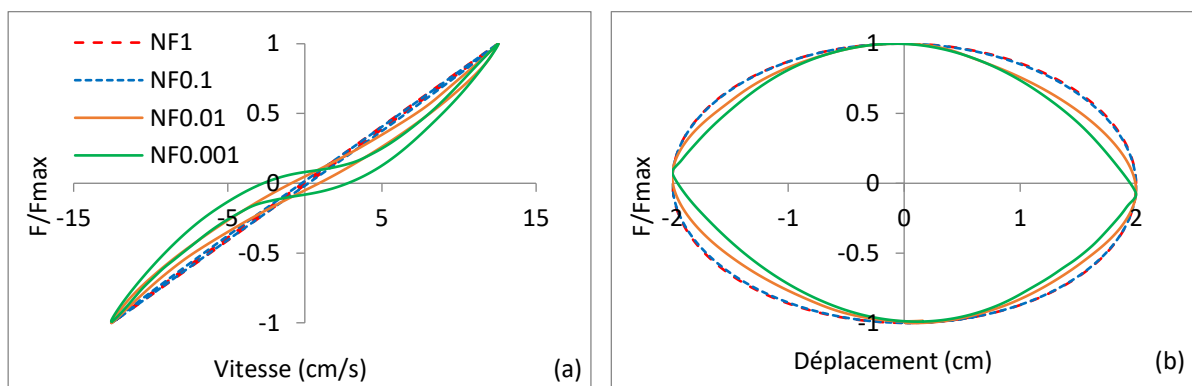


Figure 4.1. Boucles d'hystérésis force–vitesse et force–déplacement pour différents fluides à comportement newtonien.

De plus, les valeurs de l'exposant de non-linéarité α , du coefficient d'amortissement, ainsi que les forces maximales pour chaque simulation, seront présentées dans le tableau 4.1. Par ailleurs, afin de mieux visualiser l'effet de la viscosité, les données du tableau 4.1 ont été utilisées pour tracer les courbes de la figure 4.2, qui illustre la variation de la force de sortie, du coefficient d'amortissement et de l'exposant de non-linéarité en fonction de la viscosité.

Tableau 4.1. Valeurs de F_{max} , C et α correspondante pour les fluides considérés.

	F_{max} (KN)	C (KN.s/cm)	α
NF-0.001	0.70	0.008	1.76
NF-0.01	1.44	0.064	1.30
NF-0.1	9.99	0.756	1.02
NF-1	97.24	7.753	1.00
NF-5	485.94	38.79	1.00
NF-15	1457.74	116.36	1.00
NF-30	2767.24	220.90	1.00

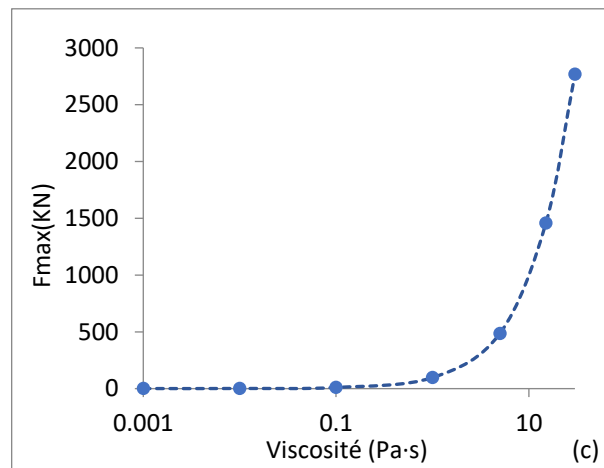
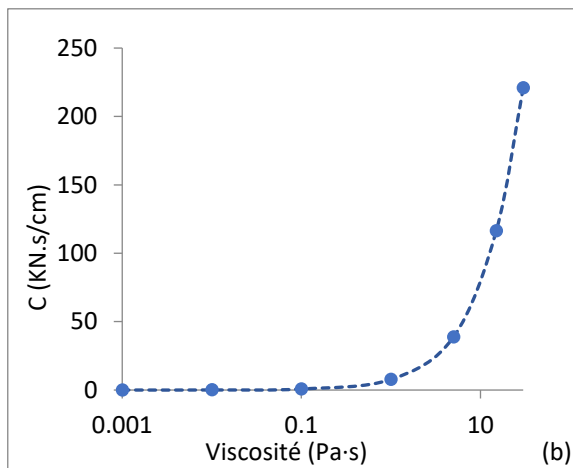
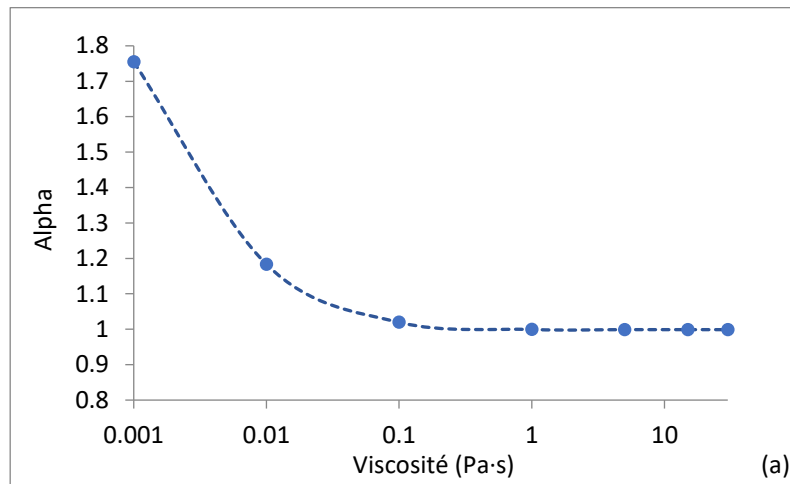


Figure 4.2. Variation de : (a) l'exposant α ; (b) coefficient d'amortissement C ; (c) la force de sortie F_{max} en fonction de la viscosité.

Les résultats des simulations ont révélé des comportements distincts dans les courbes en fonction de la viscosité des fluides utilisés. Les relations force-vitesse présentées dans la figure

4.1.a montrent une tendance non linéaire à mesure que la viscosité diminue. En ce qui concerne les relations force-déplacement affichées dans la figure 4.1.b, les hystérésis de faible viscosité présentent une forme plus étroite, indiquant une énergie dissipée plus faible. Cette forme tend progressivement vers une forme elliptique, typique d'un comportement linéaire, à mesure que la viscosité augmente.

Ce phénomène est caractéristique des amortisseurs non-linéaires où l'exposant de non-linéarité α est supérieur à 1, comme décrit dans la figure 1.9 du chapitre 1. Cette tendance est confirmée par les données du tableau 4.1 et la figure 4.2.a, qui montrent une diminution progressive de α avec une tendance vers une valeur de $\alpha = 1$ à mesure que la viscosité augmente. Ce comportement peut être principalement attribué à la dominance des effets inertiels dans les écoulements de fluides à faible viscosité. Dans ces cas, les forces inertielles surpassent les forces visqueuses, ce qui se traduit par une valeur de α supérieure à 1. Ces observations concordent avec les analyses théoriques présentées dans l'équation 3.22, où il a été démontré que la dominance des forces inertielles est un indicateur clé de la non-linéarité du système, marquée par un exposant $\alpha > 1$.

Par ailleurs, l'étude du coefficient d'amortissement révèle une influence significative de la viscosité du fluide sur ce coefficient et, par extension, sur la force d'amortissement maximale. Les figures 4.2.b et 4.2.c montrent une augmentation de la force de sortie ainsi que du coefficient d'amortissement en fonction de la viscosité. Ce résultat s'explique par le fait que les fluides plus visqueux opposent une résistance accrue au passage à travers l'orifice de l'amortisseur, ce qui augmente la pression interne. Cette résistance génère une différence de pression plus élevée entre les deux chambres du dispositif, amplifiant ainsi la force de sortie générée et, de ce fait, le coefficient d'amortissement.

Les figures 4.3 et 4.4 illustrent les contours de pression et de vitesse pour les fluides de viscosité 1 Pa·s et 0.001 Pa·s, mesurés dans différents instants de la simulation lorsque le piston se déplace de gauche à droite.

L'analyse des valeurs indiquées sur les légendes de la figure 4.3 révèle que, pour le fluide de viscosité 1 Pa·s (NF-1), les valeurs de pression à l'intérieur de l'amortisseur sont significativement plus élevées comparées à celles observées pour le fluide de viscosité 0.001 Pa·s (NF-0.001). Cette observation confirme l'interprétation précédente (Fig. 4.2.c), qui indiquait qu'un fluide à viscosité élevée engendre une pression interne plus importante dans

l'amortisseur. En conséquence, cela se traduit par une force de sortie plus élevée. Il est également observé que, pour le fluide à viscosité élevée (1 Pa·s), la pression se répartit de manière uniforme sur tout le volume. En revanche, pour le fluide à viscosité plus faible (0.001 Pa·s), les contours de pression présentent des variations significatives, particulièrement derrière le piston.

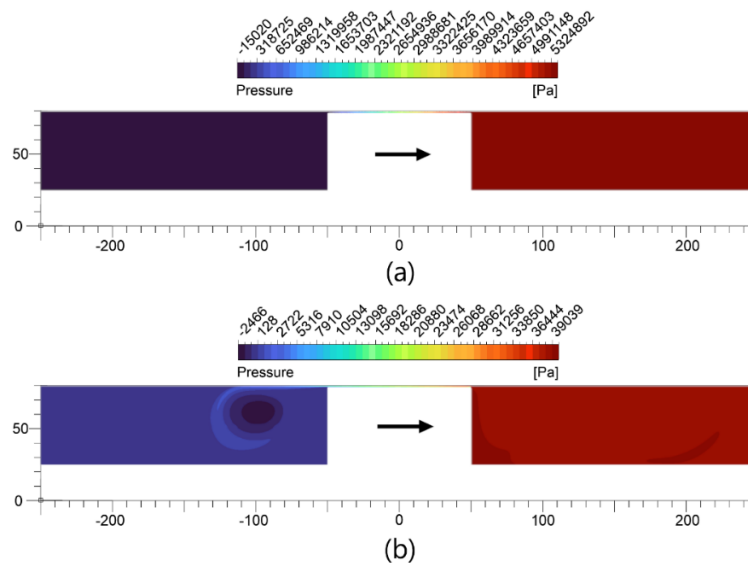


Figure 4.3. Contours de pression : (a) Fluide NF-1 ; (b) Fluide NF-0.001.

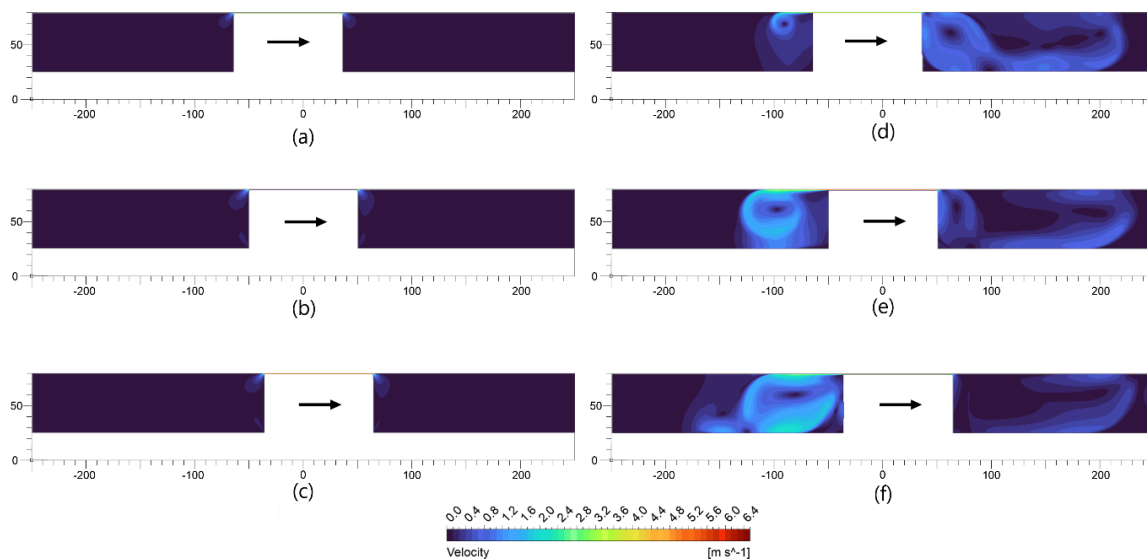


Figure 4.4. Contours de vitesse : (a) Fluide NF-1 $t = 0.75T$; (b) Fluide NF-1 $t = T$; (c) Fluide NF-1 $t = 1.25T$; (d) Fluide NF-0.001 $t = 0.75T$; (e) Fluide NF-0.001 $t = T$; (f) Fluide NF-0.001 $t = 1.25T$.

Cela est aussi observé dans la figure 4.4, qui illustre l'influence de la viscosité sur le champ de vitesse d'écoulement à l'intérieur de l'amortisseur. Pour les deux fluides considérés, le mouvement du piston induit une projection du fluide à grande vitesse vers l'arrière à travers

l'orifice. Toutefois, la nature de l'écoulement diffère fortement selon la viscosité. Dans le cas du fluide NF-1, plus visqueux, l'écoulement est dominé par les forces visqueuses, ce qui se traduit par un champ de vitesse régulier, un profil laminaire bien défini et des lignes de courant ordonnées. En revanche, pour le fluide NF-0.001, la faible viscosité laisse prédominer les forces inertielles, entraînant un écoulement instable, caractérisé par des tourbillons, des zones de recirculation et des gradients de vitesse marqués. Ces contrastes illustrent clairement le rôle stabilisateur de la viscosité dans la dynamique interne du fluide.

4.2.2. Huiles de silicone : Effet du comportement rhéofluidifiant et de la compressibilité

L'analyse précédente a mis en évidence que l'utilisation de fluides de faible viscosité peut favoriser l'émergence de forces d'inertie, susceptibles d'altérer le comportement non linéaire de l'amortisseur, en induisant un exposant α supérieur à 1, phénomène généralement non souhaité. Dans cette nouvelle étude, l'attention est portée sur les performances dissipatives des amortisseurs à fluide visqueux (FVD) utilisant des huiles de silicone, qui constituent les fluides les plus couramment employés dans ce type de dispositif. Afin de garantir une réponse dominée par les effets visqueux et d'éliminer toute influence inertielle, seuls des fluides à haute viscosité sont considérés dans cette analyse.

Afin d'analyser en détail l'influence des propriétés rhéologiques des huiles de silicone sur le comportement des amortisseurs, trois caractéristiques fondamentales sont isolées : la viscosité, la rhéofluidification et la compressibilité. Pour cela, des simulations numériques ont été menées en imposant une excitation sinusoïdale de 1 Hz avec une amplitude de 2 cm, en modélisant le fluide selon trois lois de comportement : newtonien (NF), rhéofluidifiant incompressible (RF) et rhéofluidifiant compressible (F). L'objectif est d'identifier l'impact spécifique de chaque mécanisme sur la réponse dynamique de l'amortisseur, en s'appuyant sur l'analyse des boucles d'hystérésis force–vitesse et force–déplacement.

La figure 4.5 présente les résultats obtenus : les figures (a) et (b) affichent les courbes de force absolue pour les fluides F-1, F-5 et F-30, tandis que les figures (c) à (h) illustrent les courbes normalisées (F/F_{max}) correspondant aux variantes NF, RF et F de chaque fluide. Cette normalisation permet une comparaison directe des différents comportements rhéologiques, indépendamment de l'intensité des forces générées. Les paramètres dynamiques extraits des courbes force–vitesse, à savoir F_{max} , C et α , sont regroupés dans le tableau 4.2.

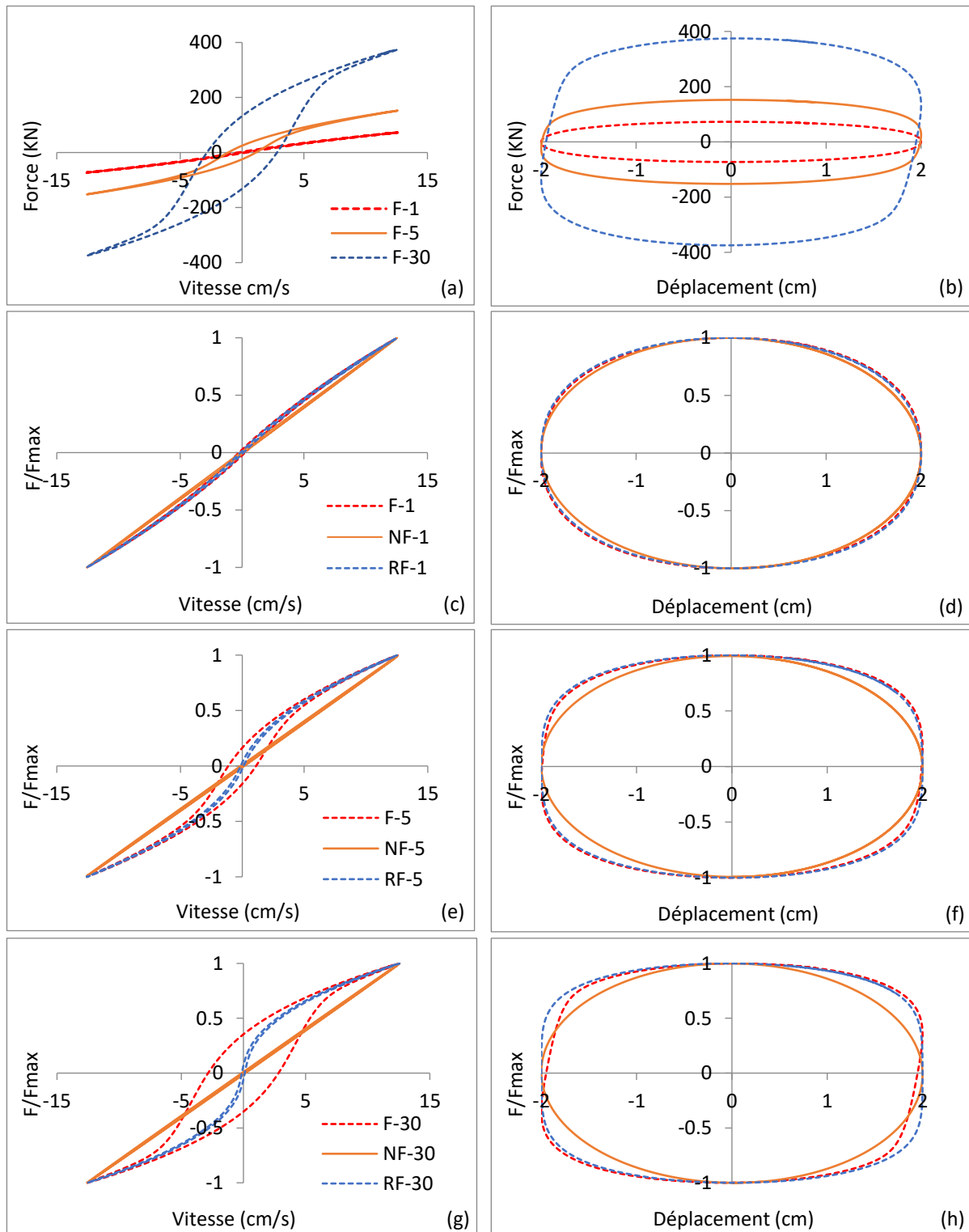


Figure 4.5. Les boucles d'hystérésis Force-vitesse et force-déplacement: (a) Hystérésis force-vitesse des fluides F-1, F-5, F-30 ; (b) Hystérésis force-déplacement des fluides F-1, F-5, F-30 ; (c) Hystérésis normalisé force-vitesse des fluides F-1, NF-1, RF-1 ; (d) Hystérésis normalisé force-déplacement des fluides F-1, NF-1, RF-1 ; (e) Hystérésis normalisé force-vitesse des fluides F-5, NF-5, RF-5 ; (f) Hystérésis normalisé force-déplacement des fluides F-5, NF-5, RF-5 ; (g) Hystérésis normalisé force-vitesse des fluides F-30, NF-30, RF-30 ; (h) Hystérésis normalisé force-déplacement des fluides F-30, NF-30, RF-30.

Tableau 4.2. Valeurs de F_{max} , C et α correspondante pour les fluides considérés.

	F_{max} (KN)	C (KN.s/cm)	α
F-1	66.43	7.36	0.84
RF-1	66.43	7.36	0.84
NF-1	97.24	7.75	1.00
F-5	152.14	28.83	0.67
RF-5	152.14	28.83	0.67
NF-5	485.94	38.80	1.00
F-30	375.38	112.91	0.53
RF-30	375.38	112.91	0.53
NF-30	2767.24	220.90	1.00

L'examen des courbes obtenues pour les fluides F-1, F-5 et F-30, représentant le comportement réel des huiles de silicone, met en évidence plusieurs évolutions notables dans la réponse de l'amortisseur. On observe tout d'abord une augmentation progressive de la force maximale atteinte, le fluide F-30 générant les efforts les plus élevés, suivi par F-5 puis F-1. De la même manière, les courbes force–vitesse présentent une non-linéarité de plus en plus marquée, avec une courbure accentuée pour les fluides les plus visqueux. Le fluide F-30 se distingue également par une hystérésis force–vitesse plus prononcée, traduite par un écart visible entre les phases montante et descendante, tandis que cet effet est plus modéré pour F-5 et quasi absent pour F-1. Parallèlement, les boucles force–déplacement montrent une ouverture plus large et une asymétrie plus marquée à mesure que la viscosité augmente. Afin d'interpréter ces observations, les courbes correspondant aux comportements NF, RF et F sont analysées séparément afin d'identifier l'origine des effets observés.

Pour les fluides newtoniens (NF-1, NF-5, NF-30), les courbes force–vitesse sont linéaires et les boucles force–déplacement conservent une forme elliptique, traduisant un comportement visqueux linéaire avec un exposant α égal à 1, sans effet inertiel notable. Comme observé précédemment, l'augmentation de la viscosité entraîne une élévation du coefficient d'amortissement C et de la force maximale F_{max} , avec des valeurs maximales pour NF-30.

À l'inverse, les fluides rhéofluidifiants (RF-1, RF-5, RF-30) présentent des courbes force–vitesse non linéaires, dont la courbure devient plus marquée avec l'augmentation de la viscosité, comme observé notamment pour RF-30. Les boucles force–déplacement deviennent également plus larges avec la viscosité, mais conservent une forme globalement symétrique. Le tableau 4.2 confirme ces observations : l'exposant de non-linéarité α diminue progressivement de 0.84 (RF-1) à 0.67 (RF-5), puis à 0.53 (RF-30). De plus, à viscosité équivalente, l'adoption d'un comportement rhéofluidifiant entraîne une diminution du coefficient d'amortissement et de la force maximale par rapport au cas newtonien, en raison de la réduction de la viscosité apparente qui facilite l'écoulement du fluide à travers l'orifice.

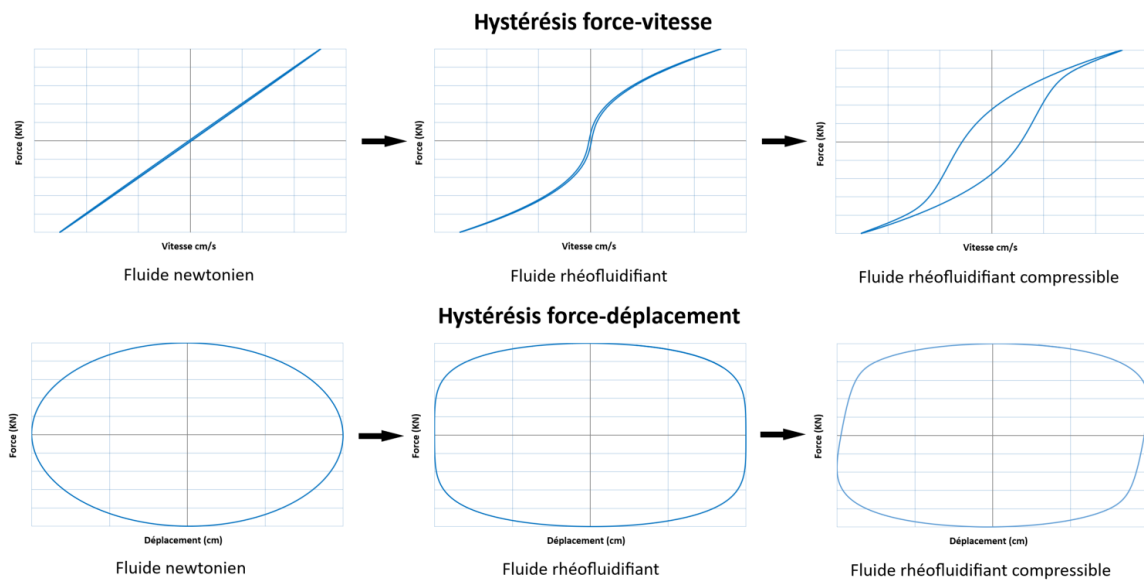


Figure 4.6. Représentation graphique de l'effet du comportement du fluide (newtonien, rhéofluidifiant incompressible et rhéofluidifiant compressible) sur les relations force–vitesse et force–déplacement.

La prise en compte de la compressibilité modifie davantage la réponse dynamique. Pour les fluides compressibles (F-1, F-5, F-30), une hystérésis apparaît dans les relations force–vitesse, accompagnée d'une légère asymétrie dans les courbes force–déplacement. Ce comportement traduit la contribution d'une composante élastique liée à la compressibilité du fluide, laquelle engendre une rigidité additionnelle. Ce phénomène est particulièrement notable pour F-30, où la pression accrue générée par la forte viscosité intensifie la compression du fluide. Cette composante élastique supplémentaire est bien modélisée à l'aide de l'équation d'état de Murnaghan, permettant de reproduire les effets viscoélastiques observés expérimentalement dans les amortisseurs réels. En revanche, les résultats montrent que la compressibilité du fluide n'a pas d'impact significatif sur l'exposant de non-linéarité ni sur le coefficient

d'amortissement, les valeurs extraites restant similaires à celles obtenues pour les versions incompressibles (RF). Le comportement visqueux global de l'amortisseur reste donc inchangé, mais s'accompagne d'une composante élastique additionnelle, responsable du comportement viscoélastique observé dans les boucles hystérétiques.

La figure 4.6 constitue une synthèse graphique des effets des différents comportements de fluide étudiés dans l'analyse précédente. Elle illustre, de manière comparative, les réponses typiques d'un amortisseur à fluide visqueux selon trois modélisations : fluide newtonien, rhéofluidifiant incompressible, et rhéofluidifiant compressible.

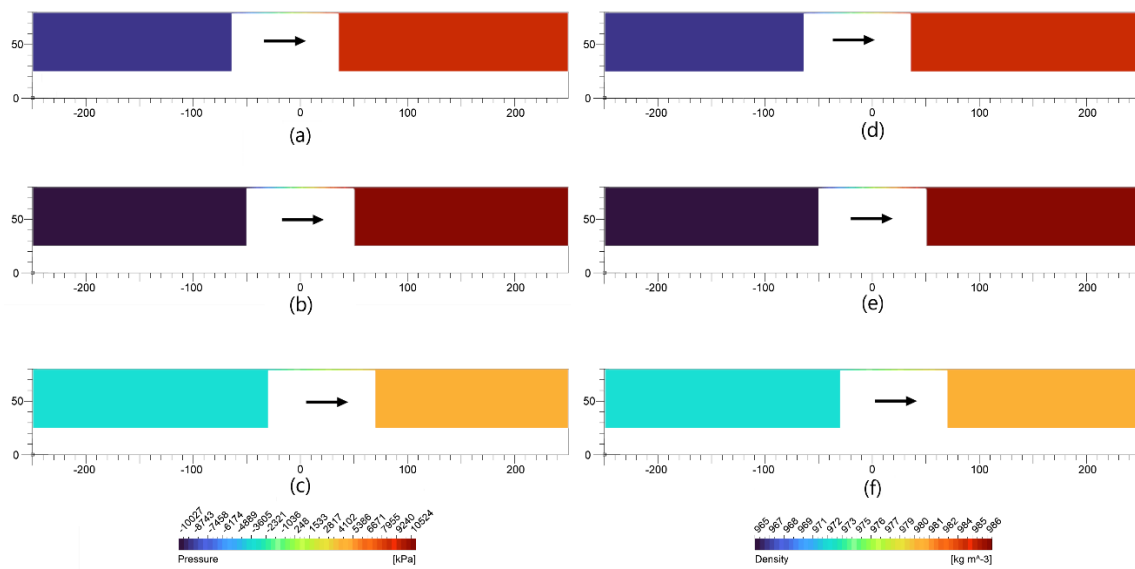


Figure 4.7. Contours de : (a) Pression à l'instant $t = 0.75T$; (b) Pression à l'instant $t = T$; (c) Pression à l'instant $t = 1.25T$; (d) Masse volumique à l'instant $t = 0.75 T$; (e) Masse volumique à l'instant $t = T$; (f) Masse volumique à l'instant $t = 1.25T$.

La Figure 4.7 montre les contours de pression et de la masse volumique à l'intérieur de l'amortisseur pour le fluide F-5, capturés à plusieurs instants de la simulation. Lorsque le piston atteint sa vitesse maximale avec un déplacement de gauche à droite, l'huile se comprime dans le compartiment droit de l'amortisseur, générant une haute pression du fluide. Simultanément, le compartiment gauche s'agrandit, entraînant une très basse pression. En conséquence, un gradient de pression apparaît le long de l'orifice annulaire pour surmonter les contraintes résistant au mouvement du fluide. Par ailleurs, l'analyse des contours de la masse volumique révèle une distribution étroitement corrélée à celle de la pression. Cette corrélation s'explique par la nature compressible du fluide utilisé : en l'absence d'effets thermiques, la masse

volumique est directement gouvernée par la pression, conformément à l'équation d'état adoptée (Eq. 3.13).

De plus, en analysant le contour de la vitesse, du taux de cisaillement et de la viscosité représenté dans la figure 4.8, il se trouve que les variations de ces trois grandeurs est concentré principalement au niveau de l'orifice. Le contour de la vitesse (Fig 4.8.a) montre que l'écoulement est principalement restreint à la proximité du piston. Le fluide poussé par les parois du piston monte rapidement, passe à travers l'orifice à très haute vitesse et se dirige immédiatement vers le compartiment arrière. L'huile plus éloignée reste relativement au repos. À l'intérieur de l'orifice, comme le montre l'image agrandie, la vitesse du fluide est nettement plus faible à proximité des parois qu'au centre de l'écoulement. Cette distribution est due aux frottements visqueux exercés par les parois, qui freinent les particules adjacentes. Ce gradient de vitesse génère un cisaillement important, conduisant à un taux de cisaillement élevé dans cette zone (Fig 4.8.b). En raison du caractère rhéofluidifiant du fluide, cette situation induit localement une diminution de la viscosité apparente (Fig 4.8.c).

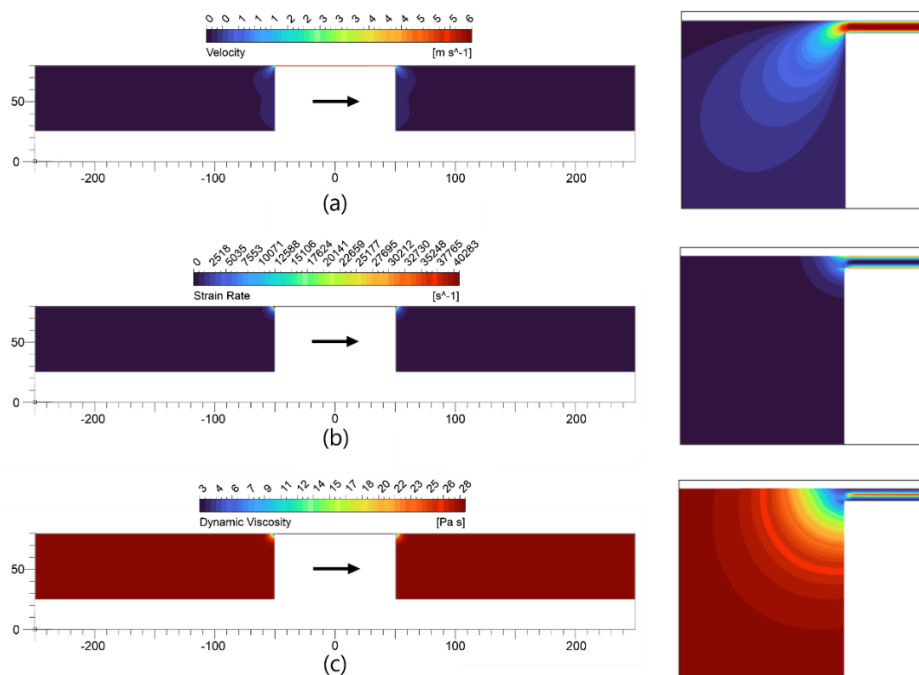


Figure 4.8. Contours de : (a) Vitesse ; (b) Taux de cisaillement ; (c) Viscosité dynamiques à l'instant $t = T$ ou le piston atteint sa vitesse maximale.

Pour une analyse plus approfondie de l'écoulement du fluide à travers l'orifice, la Figure 4.9 montre les profils de vitesse (Fig 4.9.a), de taux de cisaillement (Fig 4.9.b) et de viscosité (Fig 4.9.c) des trois fluides traversant l'orifice lorsque le piston atteint sa vitesse maximale V_p . Afin

de faciliter l'interprétation, un fluide newtonien, NF-1, a été ajouté en tant que fluide de référence. Tous les profils présentent une apparence quasi symétrique car la vitesse du piston (12,5 cm/s) est beaucoup plus inférieure par rapport à celle de l'écoulement du fluide à travers l'orifice (environ 650 cm/s). Il est à noter que les profils de viscosité de la figure 4.9.c sont présentés sous forme normalisée par rapport à la viscosité initiale de chaque fluide η/η_0 . Cette normalisation met en évidence l'allure de chaque profil et facilite la comparaison entre les différents fluides.

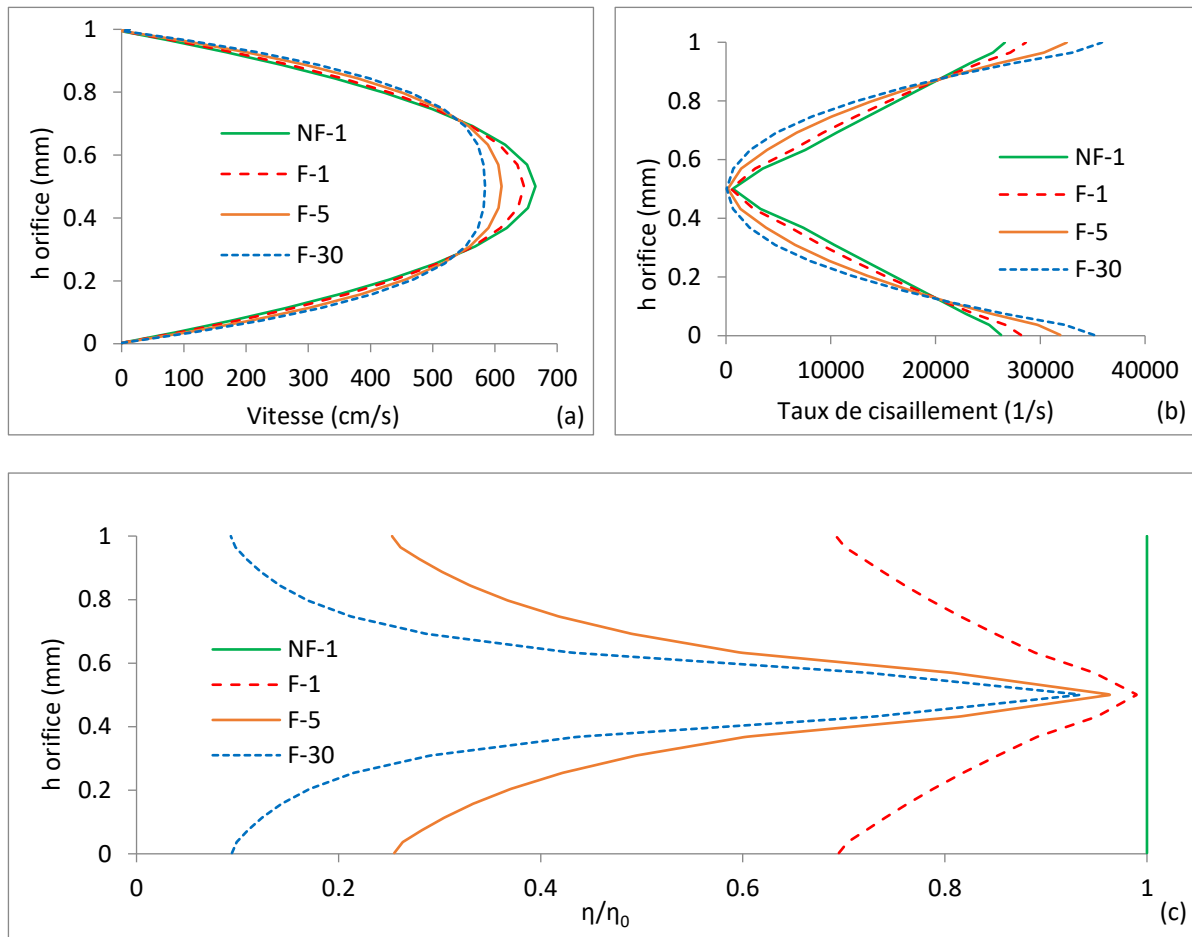


Figure 4.9. Profil de : (a) Vitesse ; (b) taux de cisaillement ; (c) viscosité ; à travers l'orifice lorsque le piston atteint sa vitesse maximale.

Le profil de vitesse de l'écoulement du fluide F-1 est très proche de celui du fluide newtonien. En revanche, le profil de vitesse du fluide F-5 s'écarte de la courbe parabolique, suggérant un comportement non newtonien prononcé. Le fluide F-30, quant à lui, présente un profil de vitesse qui s'écarte encore plus, soulignant un comportement non newtonien encore plus marqué. Cette déviation est due aux propriétés rhéologiques des fluides considérés, notamment leur comportement rhéofluidifiant qui est plus prononcé dans le fluide F-30 que dans le fluide F-1,

modifiant ainsi leur comportement sous cisaillement. Cela est également illustré dans la Figure 4.9.b où la variation du taux de cisaillement dans F-1 est plus proche de celle du fluide newtonien que F-30.

De plus, le profil de viscosité montre une diminution de la viscosité plus importante pour le fluide F-30 comparé aux fluides F-5 et F-1 (31,1 % pour F-1 ; 78,4 % pour F-5 ; 90,6 % pour F-30) près des parois de l'orifice. Cette différence peut s'expliquer par le fait que le taux de cisaillement aux parois de l'orifice (environ 30 000 1/s) provoque une réduction de viscosité plus importante dans le fluide F-30 que dans le fluide F-5, puis F-1. Cette observation peut être visualisée en projetant cette valeur sur les relations viscosité-taux de cisaillement des fluides considérés dans la Figure 3.2. Par ailleurs, les profils montrent une valeur de viscosité très proche de η_0 au centre de l'orifice pour les fluides considérés. Cela s'explique par un taux de cisaillement quasi nul dans cette zone (Fig. 4.9.b), en raison de l'absence de gradient de vitesse entre les couches centrales du fluide.

Tableau 4.3. Contribution de F_p , F_{fp} , et F_{fv} dans la force totale. Cas du fluide F-5.

Force	Intensity (KN)	Contribution to total force (%)
F_p	146.98	96.48
F_{fp}	5.36	3.52
F_{fv}	0.01	<0.01

L'analyse de la contribution des forces agissant sur l'assemblage tige-piston, telle que présentée dans le tableau 4.3, révèle que la force de pression F_p constitue de loin la composante dominante dans la résistance au mouvement du piston. Générée par la différence de pression entre les deux chambres de l'amortisseur, cette force surpasse largement les forces de frottement F_{fp} et F_{fv} , appliquées respectivement sur les surfaces latérales du piston et de la tige. Le tableau 4.2 montre que la contribution de F_p représente plus de 96 % de la force totale, contre environ 3,5 % pour F_{fp} , tandis que F_{fv} est négligeable (<0,01 %). Ainsi, F_p est près de 27 fois plus importante que F_{fp} , ce qui confirme que la résistance principale provient du gradient de pression généré par le passage du fluide à travers l'orifice. Cette hiérarchie des efforts justifie que l'analyse du comportement global de l'amortisseur puisse se focaliser essentiellement sur

la contribution de la force de pression F_p , estimée en multipliant la différence de pression Δp par la surface frontale du piston A_p .

4.2.2.1. Étude paramétrique du comportement rhéofluidifiant des huiles de silicone

L'analyse du comportement des amortisseurs à fluide visqueux nécessite une compréhension approfondie des propriétés rhéologiques des fluides non newtoniens, qui jouent un rôle déterminant dans les mécanismes de dissipation d'énergie. Contrairement aux fluides newtoniens à viscosité constante, les fluides rhéofluidifiants présentent une viscosité dépendante du taux de cisaillement, induisant ainsi une réponse dynamique non linéaire. Le modèle de Yasuda-Carreau permet de représenter efficacement ce type de comportement, en décrivant la transition progressive entre les régimes de faible et de fort cisaillement.

Dans le prolongement des analyses précédentes, cette partie se focalise sur l'influence spécifique des paramètres constitutifs du modèle de Yasuda-Carreau sur la réponse de l'amortisseur. Trois paramètres clés sont considérés : le temps de relaxation κ , le paramètre de transition a et le facteur de pente n . L'objectif est d'identifier l'impact individuel de chacun de ces paramètres sur la non-linéarité de la réponse, mesurée à travers l'évolution de l'exposant α , et sur la force de sortie de l'amortisseur.

Afin d'isoler ces effets, une étude paramétrique est conduite en fixant la viscosité de référence à faible cisaillement à 5 Pa·s pour l'ensemble des fluides étudiés. Cette hypothèse permet de neutraliser l'influence de la viscosité initiale et d'assurer une comparaison équitable entre les différentes configurations. Les fluides ainsi obtenus, dérivés des configurations initiales F-1, F-5 et F-30, sont désignés par F'1, F'5 et F'30. Dans chaque simulation, un seul paramètre rhéofluidifiant est modifié, tandis que les deux autres sont maintenus constants, afin de garantir une évaluation isolée de son influence. L'ensemble des analyses est réalisé sous une sollicitation sinusoïdale à une fréquence de 4 Hz.

4.2.2.1.1. Effet sur le comportement non linéaire du FVD

Dans un premier temps, l'analyse vise à évaluer l'impact des paramètres rhéofluidifiants sur la non-linéarité de la réponse de l'amortisseur, mesurée à travers l'exposant α extrait des courbes force-vitesse. L'objectif est d'identifier les configurations les plus favorables à un comportement non linéaire optimisé.

a. Variation du temps de relaxation κ

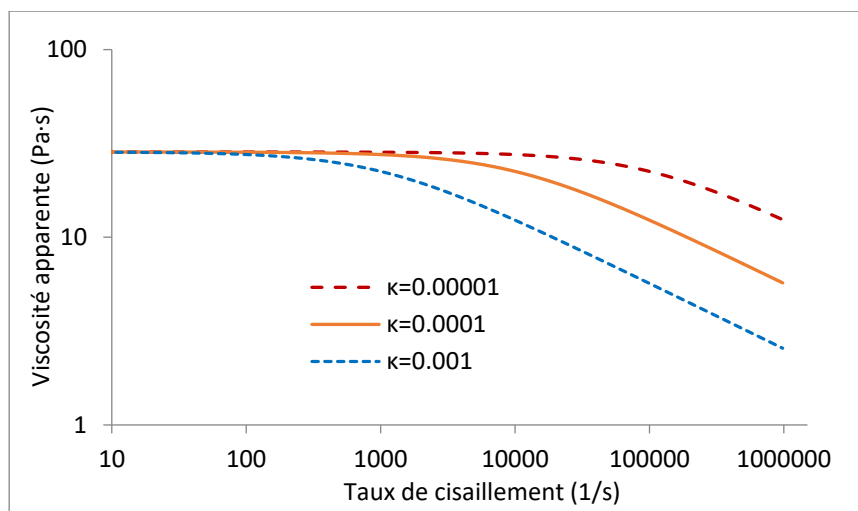


Figure 4.10. Effet de la variation du temps de relaxation κ sur la relation viscosité-taux de cisaillement.

Le temps de relaxation κ détermine la longueur du plateau newtonien, qui correspond à la plage de faibles taux de cisaillement où le fluide se comporte comme un fluide newtonien (viscosité constante). Comme le montre la figure 4.10, un temps de relaxation plus faible entraîne un plateau newtonien plus long, où le fluide conserve un comportement linéaire sur une plus large plage de cisaillement. À l'inverse, un temps de relaxation plus élevé raccourcit ce plateau, provoquant une transformation plus rapide vers un régime non newtonien, où la viscosité commence à diminuer à des valeurs plus faibles du taux de cisaillement.

La figure 4.11 montre la variation de l'exposant de non linéarité α en fonction du temps de relaxation pour chacun des trois fluides étudiés (F'1, F'5 et F'30), tout en maintenant les autres paramètres constants.

Le graphe montre que, pour les trois fluides étudiés (F'1, F'5 et F'30), l'exposant de non-linéarité α présente une tendance décroissante à mesure que κ augmente, se rapprochant progressivement de la valeur du paramètre n du modèle de Yasuda-Carreau. Cette tendance est clairement visible pour les trois fluides F'1 ($n = 0.65$) F'5 ($n = 0.55$) et F'30 ($n = 0.46$).

Une hypothèse possible pour expliquer cette tendance est que le taux de cisaillement atteint à l'intérieur de l'orifice est suffisamment élevé pour que le fluide adopte un comportement rhéofluidifiant à pente constante, où cette pente est contrôlée directement par le paramètre n . Ainsi, lorsque le paramètre κ augmente, le plateau newtonien se réduit, ce qui permet au fluide

de quitter plus rapidement le comportement newtonien et d'atteindre le régime rhéofluidifiant à pente constante.

Concernant la rapidité de convergence de l'exposant α vers un régime stable, le paramètre a , qui contrôle la transition entre les régimes newtonien et rhéofluidifiant, semble exercer une influence modérée. Dans notre cas, a prend les valeurs de 1.02 pour F'1, 1.09 pour F'5 et 1.53 pour F'30. Bien que l'effet reste peu prononcé, on observe que les fluides associés à des valeurs plus élevées de a , comme F'30, atteignent un régime asymptotique plus rapidement que ceux à faible a , comme F'1. Autrement dit, un paramètre a plus élevé tend à accélérer légèrement la transition vers le comportement décrit par l'exposant n .

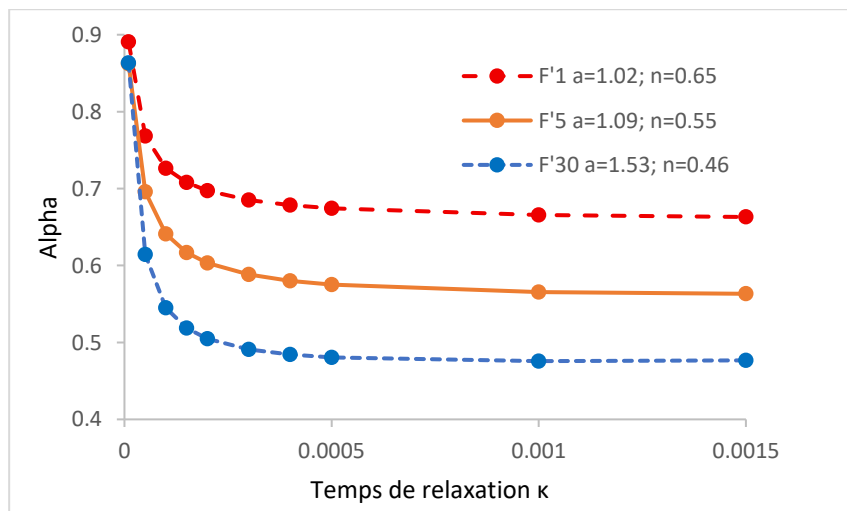


Figure 4.11. Variation de l'exposant α en fonction du temps de relaxation κ .

b. Variation du paramètre de transition a

Le paramètre de transition a contrôle la raideur de la transition entre le comportement newtonien et le comportement rhéofluidifiant. Il agit comme un ajustement de la courbe de viscosité du fluide, influençant la rapidité avec laquelle le fluide quitte le régime newtonien pour atteindre un comportement rhéofluidifiant stabilisé, caractérisé par une diminution linéaire de la viscosité en fonction de l'augmentation du taux de cisaillement.

Comme le montre la figure 4.12, une faible valeur du paramètre a indique une transition plus progressive vers un comportement rhéofluidifiant à pente constante. À l'inverse, un paramètre a élevé entraîne une transition plus abrupte, avec une diminution rapide de la viscosité dès la fin du plateau newtonien, atteignant rapidement la pente caractéristique du comportement rhéofluidifiant.

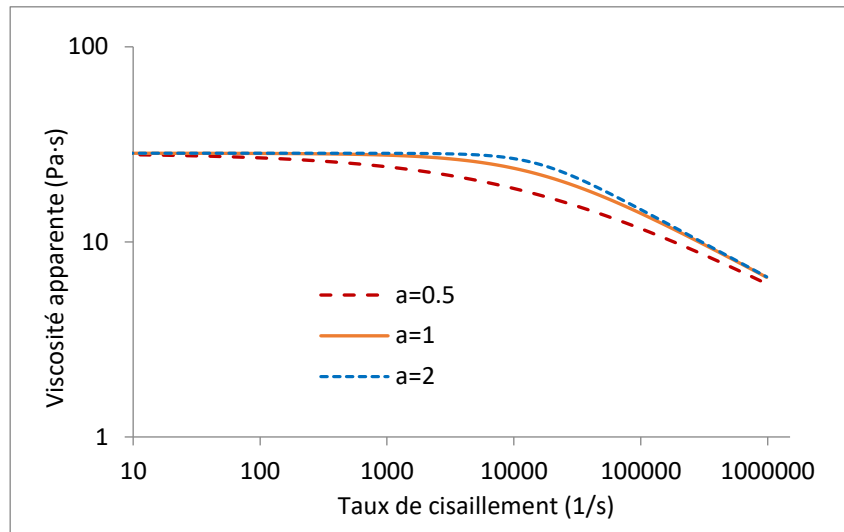


Figure 4.12. Effet de la variation du coefficient de transition a sur la relation viscosité-taux de cisaillement.

Similaire à l'étude du paramètre κ , la figure 4.13 présente la variation de l'exposant de non-linéarité α en fonction du paramètre de transition a pour chacun des trois fluides étudiés F'1, F'5 et F'30, tout en maintenant les autres paramètres constants.

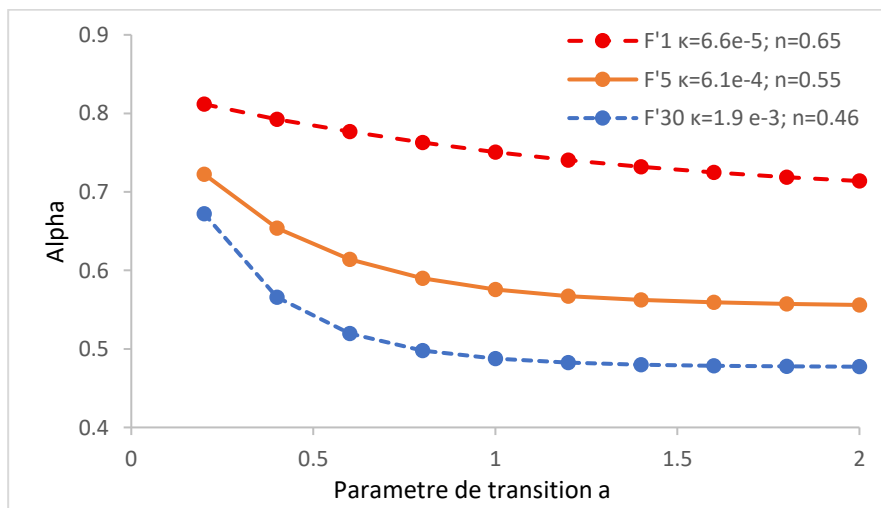


Figure 4.13. Variation de l'exposant α en fonction du paramètre de transition a .

Le graphe montre que, comme dans le cas du paramètre κ , les trois courbes présentent une décroissance de l'exposant de non-linéarité α avec l'augmentation du paramètre de transition a . On observe également que la tendance de α vers la valeur du paramètre n est bien visible, bien que la rapidité de cette convergence varie selon le fluide. Le fluide F-30, qui possède le temps de relaxation κ le plus élevé, montre une transition plus brusque vers la valeur de n , indiquant que ce fluide adopte plus rapidement un comportement rhéofluidifiant stable à mesure que a

augmente. À l'inverse, la rapidité de cette tendance diminue avec des temps de relaxation plus faibles, comme observé pour les fluides F'1 et F'5.

Ces analyses révèlent une interaction clé entre le temps de relaxation κ et le paramètre de transition a . L'augmentation de κ réduit le plateau newtonien, tandis que l'augmentation de a diminue la zone de transition, accélérant ainsi la convergence vers un régime rhéofluidifiant à pente constante. Cette combinaison entraîne une convergence plus rapide de α vers n . Cette synergie met en évidence l'importance d'ajuster ces deux paramètres pour moduler efficacement la non-linéarité de l'amortisseur en fonction des conditions de fonctionnement.

c. Variation du facteur de pente n

Le paramètre n dans le modèle de Yasuda-Carreau contrôle la pente de la courbe de viscosité en fonction du taux de cisaillement. Il gouverne la vitesse de décroissance (ou de croissance) de la viscosité dans la région de cisaillement élevé. Une valeur de $n = 1$ correspond à un comportement purement newtonien, où la viscosité reste constante quel que soit le taux de cisaillement. Une valeur de $n > 1$ reflète un comportement rhéoépaississant, où la viscosité augmente avec le taux de cisaillement. En revanche, une valeur de $n < 1$ indique un comportement rhéofluidifiant, caractérisé par une diminution de la viscosité à mesure que le taux de cisaillement augmente, comme c'est le cas pour les huiles de silicone.

La figure 4.14 illustre l'influence du paramètre n sur la variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement. Il est observé que, pour des valeurs décroissantes de n , la pente de la courbe devient plus prononcée, indiquant une diminution plus rapide de la viscosité avec l'augmentation du taux de cisaillement. Cela confirme que le paramètre n contrôle directement la pente du comportement rhéofluidifiant.

La figure 4.15 montre la variation de l'exposant de non-linéarité α en fonction du paramètre n pour les trois fluides étudiés F'1, F'5 et F'30, tout en maintenant constants les paramètres κ et a . Une droite de référence représentant $\alpha = n$ a été ajoutée pour faciliter l'analyse de la convergence.

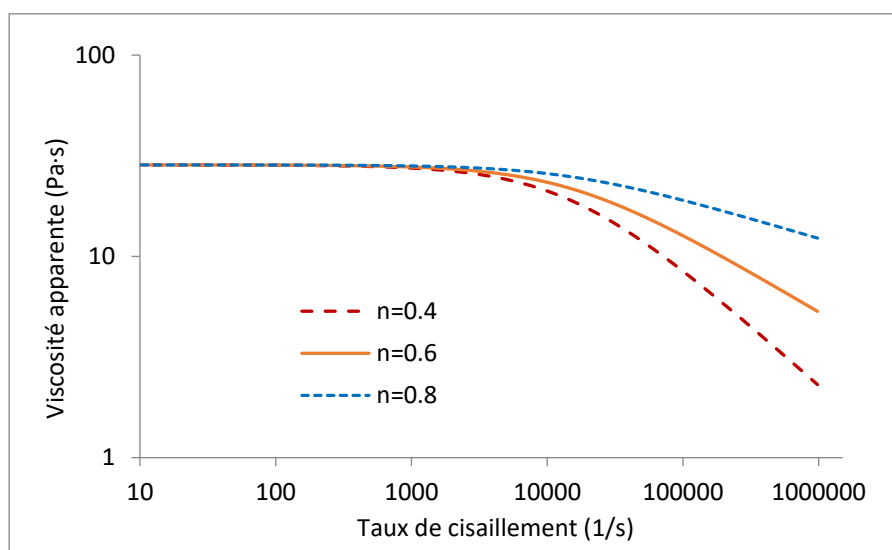


Figure 4.14. Effet de la variation de l'exposant n sur la relation viscosité-taux de cisaillement.

Les courbes montrent une tendance linéaire croissante de α avec l'augmentation de n , confirmant que α tend à se rapprocher de n pour tous les fluides. Cependant, la rapidité et l'amplitude de cette convergence varient selon le fluide. Dans le cas du fluide F'30, la courbe de α est la plus proche de la droite $\alpha = n$, indiquant une convergence rapide vers le paramètre n . Cela montre que ce fluide, avec des valeurs de κ et a plus élevées, adopte un comportement quasi-linéaire dès que n augmente. Concernant F'5, Ce fluide suit une tendance intermédiaire. La courbe est légèrement décalée par rapport à la droite $\alpha = n$, mais la convergence reste visible. Alors que pour le fluide F'1, la courbe de α est la plus éloignée de la droite $\alpha = n$, ce qui signifie que ce fluide montre une convergence plus lente. Cela peut être attribué à ses valeurs plus faibles de κ et a , qui retardent la convergence de α vers n .

Les résultats confirment que le paramètre n constitue une limite inférieure pour l'exposant de non-linéarité α dans le comportement des fluides étudiés. En effet, quelle que soit l'évolution de l'exposant α , celui-ci ne descend pas en dessous de la valeur de n du modèle de Yasuda-Carreau. Cette tendance souligne l'influence combinée des paramètres κ et a , qui ajustent la rapidité et l'amplitude de la convergence de l'exposant α vers n , limitant ou favorisant ainsi la non-linéarité de l'amortisseur au comportement dicté par ce paramètre à mesure que le taux de cisaillement augmente à l'intérieur de l'orifice de l'amortisseur.

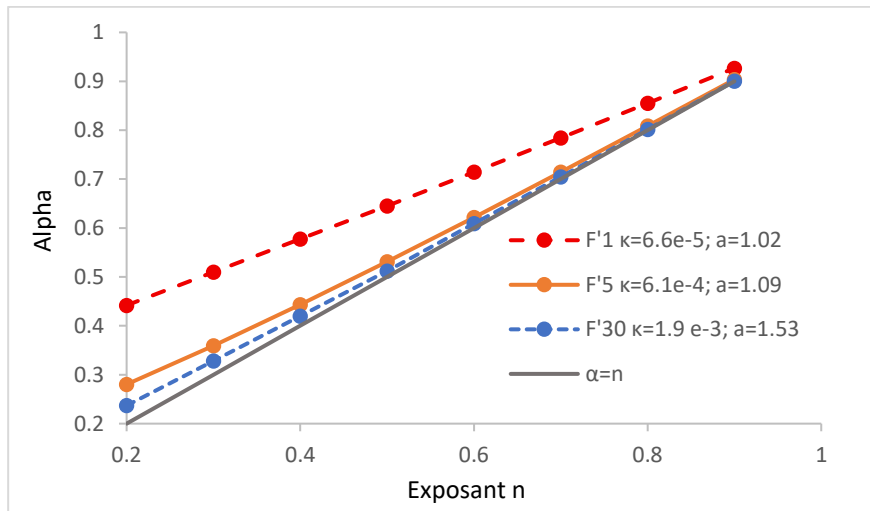


Figure 4.15. Variation de l'exposant α en fonction de l'exposant n .

Basée sur l'étude paramétrique déjà menée, la figure 4.16 tente d'expliquer la relation entre la variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement du fluide et la variation de l'exposant α qui traduit le comportement non linéaire de l'amortisseur. La courbe est divisé en trois phases distinctes, chacune illustrant un comportement rhéologique spécifique du fluide et son impact sur α .

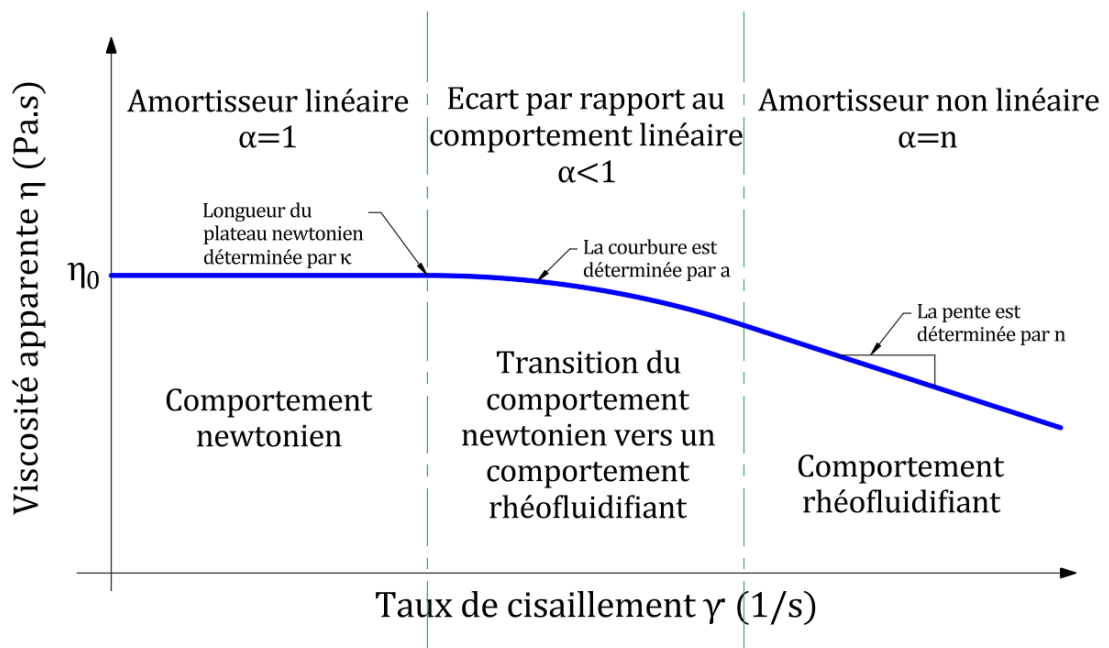


Figure 4.16. Relation entre le comportement rhéofluidifiant du fluide et le comportement non-linéaire de l'amortisseur [165].

Dans la première phase, appelée plateau newtonien, la viscosité du fluide reste constante malgré l'augmentation du taux de cisaillement, indiquant un comportement de fluide newtonien.

Pendant cette phase, l'exposant de non-linéarité α de l'amortisseur est égal à 1, ce qui signifie que la réponse du système au cisaillement est linéaire, avec une relation directe et proportionnelle entre les forces appliquées et l'amortissement produit.

À mesure que le taux de cisaillement augmente, le fluide entre dans une phase de transition, caractérisée par une diminution progressive de la viscosité. Cette transition vers un comportement rhéofluidifiant entraîne une diminution correspondante de l'exposant α , qui devient inférieur à 1. Cela indique une réduction de la résistance du fluide au cisaillement et, par conséquent, une diminution de l'amortissement, signalant l'émergence d'un comportement non linéaire de l'amortisseur.

Enfin, le fluide atteint la phase de comportement rhéofluidifiant, où la viscosité continue de diminuer mais à un rythme constant. Dans cette phase, l'exposant de non-linéarité α se stabilise à une valeur égale au paramètre n .

Ainsi, cette figure illustre comment les variations de la viscosité du fluide en fonction du taux de cisaillement se traduisent par des changements correspondants dans l'exposant de non-linéarité α du comportement de l'amortisseur, offrant un aperçu clair des interactions complexes entre les propriétés rhéologiques du fluide et la réponse dynamique de l'amortisseur.

4.2.2.1.2. Effet sur la force de sortie maximale du FVD

Après avoir analysé l'effet du comportement rhéofluidifiant, il a été observé que le paramètre rhéologique n de l'équation de Yasuda-Carreau constitue une limite inférieure pour l'exposant de non-linéarité α . En effet, les valeurs de α se stabilisent systématiquement autour de celles du paramètre n . Fort de cette observation, le paramètre n apparaît comme l'outil idéal pour étudier l'influence du comportement rhéofluidifiant sur la force de sortie de l'amortisseur. Cette étude vise ainsi à examiner comment la variation du paramètre n affecte directement la force de sortie, en apportant un éclairage supplémentaire sur le lien entre la rhéofluidification du fluide et la force de sortie des amortisseurs visqueux. À cet effet, la figure 4.17 montre l'évolution de la force de sortie en fonction du paramètre n pour les trois fluides. À l'exception de n , tous les autres paramètres ont été maintenus à leurs valeurs initialement définies.

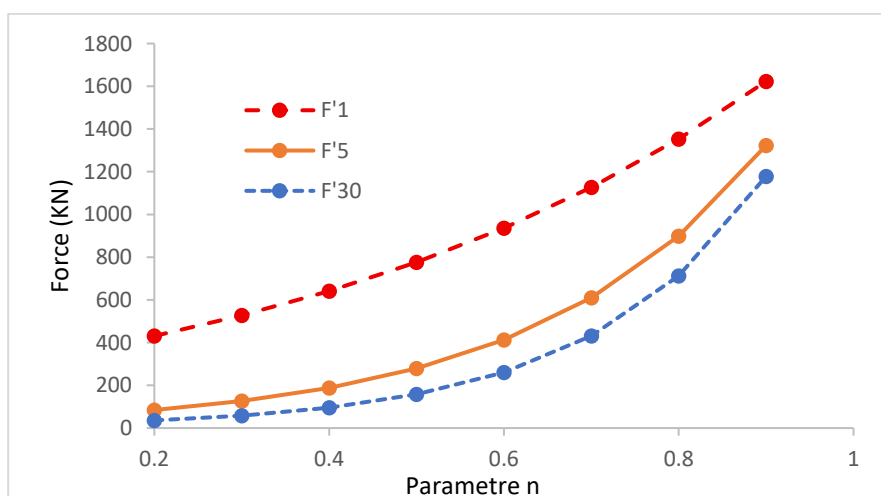


Figure 4.17. Variation de la force de sortie F_{max} en fonction du facteur n .

Il est observé que la force de sortie du FVD augmente de manière non linéaire à mesure que le paramètre n augmente pour chacun des fluides, ce qui indique que la force de sortie devient plus significative à mesure que le fluide se rapproche d'un comportement newtonien. En revanche, elle se réduit lorsque le comportement rhéofluidifiant devient plus prononcé.

En ce qui concerne la comparaison entre les fluides, la courbe représentant F'1 montre des valeurs de force plus élevées que celles des fluides F'5 et F'30, ce qui peut être attribué à un comportement rhéofluidifiant moins prononcé. Le fluide F'5, quant à lui, présente des valeurs de force intermédiaires, traduisant une réduction modérée de la résistance visqueuse par rapport à F'1. Enfin, F'30 affiche les valeurs les plus faibles de force de sortie pour chaque valeur de n , en cohérence avec son comportement fortement rhéofluidifiant, qui facilite l'écoulement à travers l'orifice et réduit l'effort transmis.

4.2.2.2. Etude paramétrique de la compressibilité des huiles de silicone

Après avoir analysé l'influence du comportement newtonien, puis le comportement rhéofluidifiant, il est essentiel d'examiner l'effet de la compressibilité du fluide. En effet, Contrairement aux fluides incompressibles, la prise en compte de la compressibilité qui caractérise les huiles de silicone entraîne l'intervention d'une force rigide élastique qui transforme le comportement de l'amortisseur a un comportement viscoélastique. Ce qui entraine une asymétrie dans les courbes d'hystérésis force-déplacement et l'apparition d'une boucle dans les courbes force-vitesse, traduisant une interaction entre les effets élastiques et visqueux. Cette étude vise à quantifier l'impact de la compressibilité sur la force de sortie de

l'amortisseur, ainsi que sur l'énergie dissipée et à comprendre comment elle influe sur les caractéristiques mécaniques globales du système.

Avant d'entamer une analyse approfondie de l'effet de la compressibilité, il est essentiel de déterminer deux paramètres clés influencés par cette propriété : la rigidité induite par l'amortisseur et l'énergie dissipée par le système.

La rigidité induite représente la composante élastique apparente introduite dans le comportement de l'amortisseur. Pour l'évaluer sous chargement sinusoïdal, on adopte la formulation recommandée par le FEMA [80]. Cette expression permet d'estimer une raideur effective moyenne, traduisant la pente globale de l'inclinaison de la boucle force-déplacement. Elle est définie comme suit :

$$k_{eff} = \frac{|F_T^+| + |F_T^-|}{|u^+| + |u^-|} \quad (4.1)$$

Où k_{eff} représente la rigidité de l'amortisseur, $|F_T^+|$ et $|F_T^-|$ désignent les valeurs absolues des forces exercées par l'amortisseur aux déplacements maximaux $|u^+|$, $|u^-|$, respectivement.

Quant à l'énergie dissipée, elle reflète la capacité de l'amortisseur à absorber et à dissiper l'énergie mécanique du système. L'introduction de la compressibilité peut influencer ce paramètre en modifiant la forme des courbes d'hystérésis.

Le calcul de l'énergie dissipée par l'amortisseur au cours d'un cycle sinusoïdal, notée E_d , a été présenté dans le chapitre 1 à travers l'équation (1.22). Toutefois, en raison de la complexité de cette formulation et du fait qu'elle ne prend en compte qu'un comportement purement visqueux, son usage reste limité dans le cadre de cette étude. En pratique, l'énergie dissipée peut être déterminée de manière plus générale en calculant l'aire de la boucle d'hystérésis force-déplacement. Cette aire, qui reflète directement l'énergie transformée en chaleur par dissipation visqueuse, peut être estimée numériquement à partir des données de force F_d et de déplacement u en appliquant la méthode des trapèzes, une approche classique pour l'intégration de données discrètes.

Afin d'estimer cette intégrale par la méthode des trapèzes, on suppose que la boucle d'hystérésis est discrétisée en un ensemble de n points successifs (u_i, F_i) , ou $i = 1, 2, \dots, n$.

Cette approche consiste à approximer l'aire enfermée par la courbe en sommant les surfaces des trapèzes formés entre chaque paire de points adjacents.

L'énergie dissipée E_d est alors obtenue selon la formule suivante :

$$E_d = \sum_{i=1}^{N-1} \frac{(F_i + F_{i+1})}{2} \cdot (u_{i+1} - u_i) \quad (4.2)$$

Cette approche permet une évaluation fiable de l'énergie dissipée à partir des données numériques issues des simulations, indépendamment de la nature du comportement du fluide utilisé.

Pour éviter que l'analyse ne soit influencée uniquement par l'allure de la courbe d'hystérésis de déplacement sans tenir compte de la force de sortie maximale, l'énergie dissipée sera normalisée par rapport à la force maximale F_{max} . Ainsi, l'énergie dissipée normalisée E_d^* s'écrit :

$$E_d^* = \frac{E_d}{F_{max}} \quad (4.3)$$

L'étude paramétrique sera réalisée en utilisant le fluide F'5. Pour chaque paramètre analysé, seule sa valeur sera modifiée, tandis que les autres paramètres resteront constants afin de garantir une évaluation isolée de son influence. Les simulations seront effectuées à une fréquence de 4 Hz.

4.2.2.2.1. Analyse du module de compressibilité K

L'étude de l'impact du module de compressibilité K est essentielle pour comprendre comment la compressibilité du fluide influence les performances globales des amortisseurs visqueux. Étant inversement proportionnel au taux de compressibilité du fluide, le module K peut avoir un effet sur la rigidité k_{eff} et ainsi l'énergie dissipée normalisée E_d^* du dispositif.

La figure 4.18 présente l'évolution de la rigidité k_{eff} et de l'énergie dissipée normalisée E_d^* en fonction du module de compressibilité K du fluide.

L'analyse de la courbe montre que la rigidité est élevée lorsque le fluide est fortement compressible (faible K) et diminue progressivement à mesure que la compressibilité diminue.

Cela indique que la rigidité de l'amortisseur est directement proportionnelle à la compressibilité du fluide.

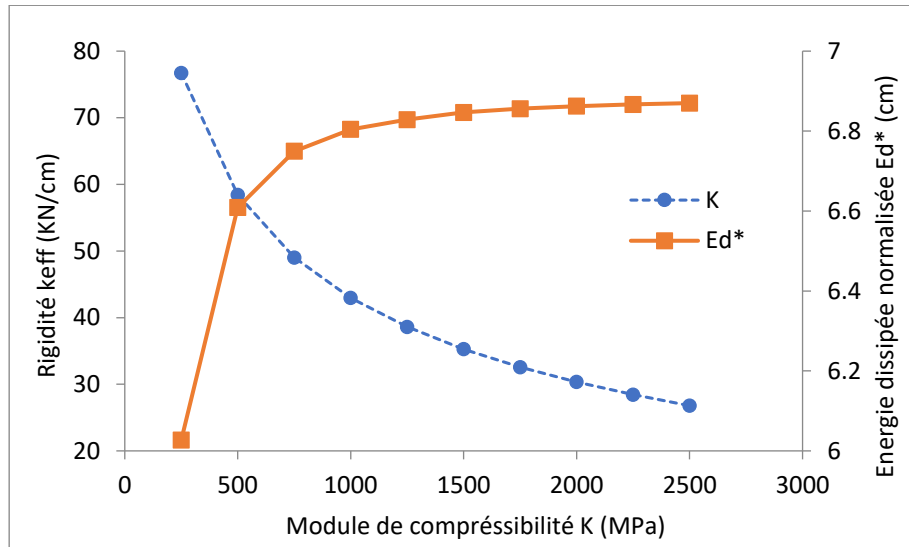


Figure 4.18. Variation de la rigidité k_{eff} et de l'énergie dissipée normalisée E_d^* en fonction du module de compressibilité K .

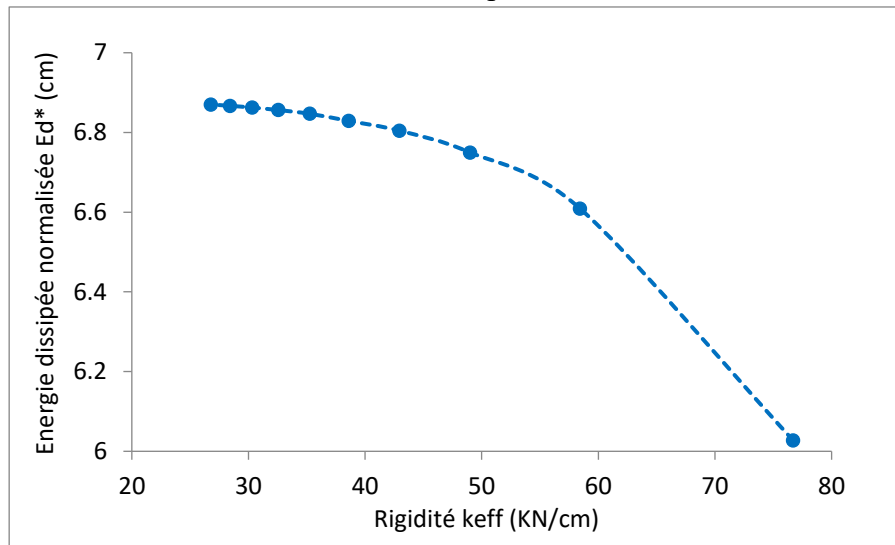


Figure 4.19. Variation de l'énergie dissipée normalisée E_d^* en fonction de la rigidité k_{eff} .

En parallèle, l'énergie dissipée E_d^* augmente rapidement avec le module K avant de se stabiliser pour des valeurs élevées. Cela signifie que plus le fluide est faiblement compressible (grands K), plus l'énergie dissipée par l'amortisseur est importante, traduisant une meilleure performance globale de l'amortisseur. À l'inverse, pour des fluides fortement compressibles (faible K), l'énergie dissipée est réduite, ce qui limite l'efficacité du dispositif. Cette étude met en évidence que la rigidité induite par la compressibilité du fluide peut réduire l'énergie dissipée, ce qui nuit au rendement global du système.

Cela est clairement illustré dans la figure 4.19, où la variation de l'énergie dissipée E_d^* en fonction de la rigidité k_{eff} montre une tendance décroissante. Par conséquent, un module K élevé doit être privilégié afin de maximiser l'énergie dissipée et améliorer les performances globales de l'amortisseur visqueux (FVD).

L'étude de l'impact du module de compressibilité K sur la force de sortie et l'exposant de non-linéarité α a été réalisée en traçant leurs variations respectives en fonction de K . Les résultats, présentés dans la figure 4.21, mettent en évidence leurs comportements face aux variations du module K .

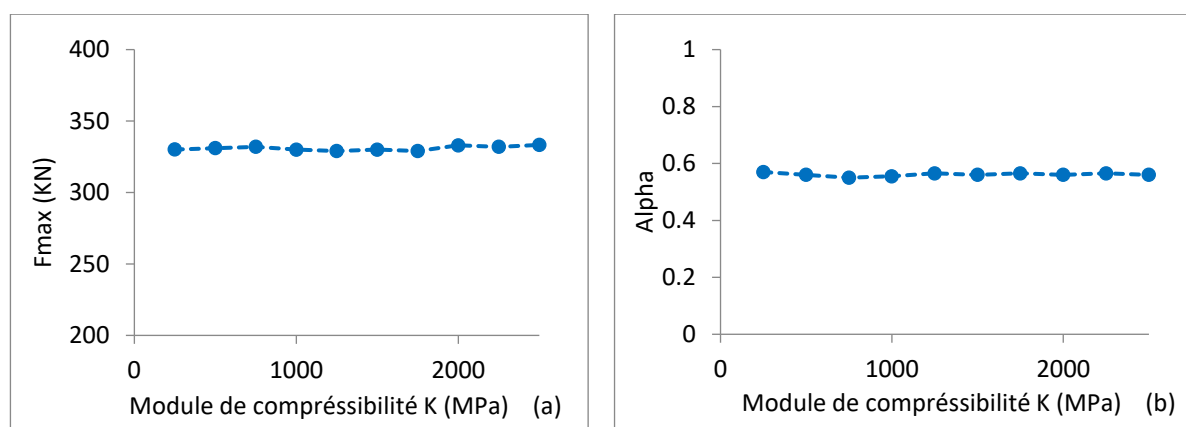


Figure 4.20. Variation de : (a) la force de sortie maximale F_{max} ; (b) l'exposant α ; en fonction du module de compressibilité K .

La force de sortie et l'exposant de non-linéarité α restent pratiquement constants avec l'augmentation de K , ce qui indique que la compressibilité du fluide, représentée par le module K , n'a pas d'effet significatif sur ces deux grandeurs. Cela s'explique par le fait que la force de sortie et l'exposant dépendent principalement du comportement visqueux du fluide, qui est défini par la viscosité et les interactions avec le taux de cisaillement. Or, le module K , lié au comportement élastique du fluide, n'intervient pas dans le comportement visqueux de l'amortisseur.

4.2.2.2.2. Analyse du facteur de pente n

Dans le cadre de cette étude, l'influence du paramètre rhéologique n du modèle de Yasuda-Carreau sur la rigidité de l'amortisseur est examinée. Le paramètre n joue un rôle essentiel dans la description du comportement non linéaire de l'amortisseur, où des valeurs faibles traduisent

un comportement rhéofluidifiant marqué, tandis que des valeurs élevées tendent vers un comportement linéaire.

Afin d'évaluer cette influence, une étude paramétrique a été réalisée en faisant varier n pour le fluide considéré. Pour chaque simulation, la rigidité k_{eff} de l'amortisseur et l'énergie dissipée normalisée E_d^* ont été calculées. Les résultats obtenus sont présentés dans la figure 4.21.

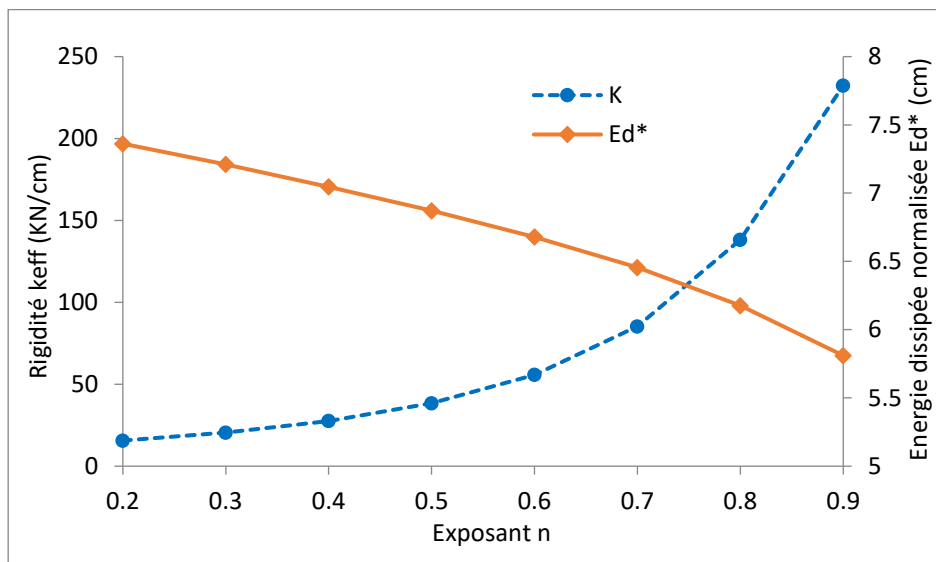


Figure 4.21. Variation de la rigidité k_{eff} et de l'énergie dissipée normalisée E_d^* en fonction du facteur de pente n .

En observant la courbe, il apparaît que la rigidité k_{eff} augmente de manière progressive avec l'augmentation du paramètre n . Cela s'explique par le fait qu'un comportement rhéofluidifiant moins marqué (valeurs élevées de n) engendre une augmentation de la différence de pression entre les deux chambres (Fig. 4.17). Cette différence de pression accrue mène à une compressibilité plus importante du fluide, ce qui se traduit par une rigidité augmentée du système. À l'inverse, lorsque n est plus faible, traduisant un comportement rhéofluidifiant plus prononcé, la pression interne reste plus modérée, entraînant une rigidité k_{eff} plus faible.

En parallèle, l'énergie dissipée normalisée E_d^* suit une tendance opposée. On observe une diminution de E_d^* à mesure que le paramètre n augmente. Cela peut être attribué, d'une part, à la réduction du comportement rhéofluidifiant lorsque n augmente, ce qui entraîne une augmentation de l'exposant α , orientant le fluide vers un comportement linéaire, moins performant, et causant une diminution systématique de l'énergie dissipée. D'autre part,

l'augmentation de la rigidité de l'amortisseur avec le paramètre n contribue également à une réduction de l'énergie dissipée par le système, comme cela a été évoqué dans l'étude précédente.

Cela suggère l'intérêt de distinguer les pertes d'énergie dues à l'augmentation de l'exposant α et celles liées à l'augmentation de la rigidité de l'amortisseur. Pour cela, la figure 4.22 illustre la variation de l'énergie dissipée E_d^* , correspondant au cas compressible, ainsi que celle de $E_{d.inc}^*$, représentant le cas incompressible, en fonction de l'exposant de non-linéarité calculé pour chaque simulation. Cette représentation permet de visualiser clairement l'impact de la rigidité sur l'énergie dissipée tout en isolant les effets spécifiques liés à la compressibilité.

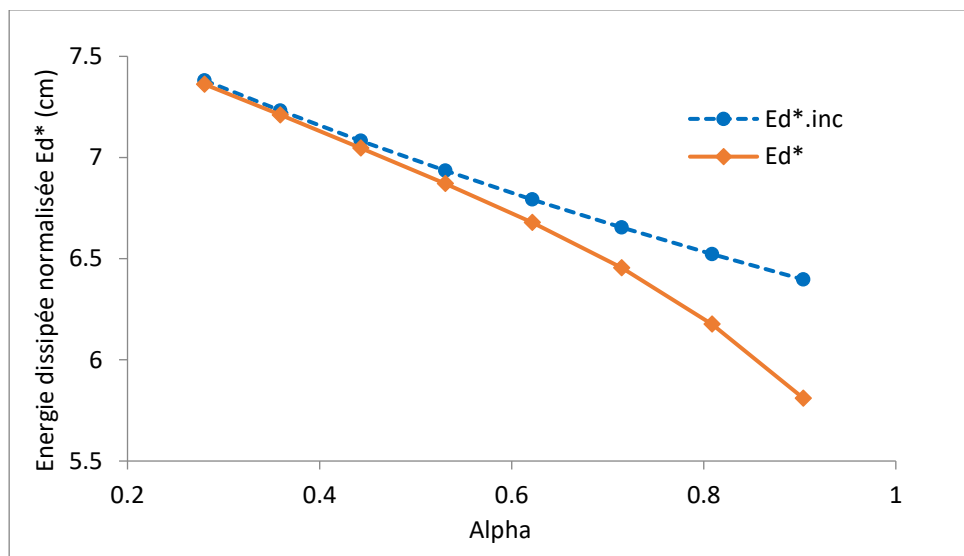


Figure 4.22. Variation de l'énergie dissipée normalisée en fonction de α pour le cas d'un fluide compressible E_d^* et incompressible $E_{d.inc}^*$.

En analysant les courbes, on constate que l'énergie dissipée $E_{d.inc}^*$ diminue de manière quasi linéaire avec l'augmentation de α , indépendamment de la compressibilité du fluide. Cette tendance s'explique par le fait qu'une valeur plus élevée de α correspond à un comportement plus linéaire, moins performant en termes de dissipation d'énergie. Par ailleurs, l'écart observé entre les deux courbes ($E_{d.inc}^*$ et E_d^*) reflète l'impact de la rigidité. À chaque valeur de α , $E_{d.inc}^*$ est systématiquement plus élevé que dans le cas compressible. Cet écart reste relativement constant pour de faibles valeurs de α mais tend à s'amplifier légèrement à mesure que α augmente. Ce résultat est attendu, car l'effet de la rigidité devient plus prononcé lorsque le fluide adopte un comportement proche du newtonien (Fig. 4.21).

Ces résultats confirment que la rigidité induite par la compressibilité du fluide peut avoir un effet défavorable sur la capacité dissipative de l'amortisseur. Bien qu'un certain niveau de

rigidité puisse être utile, notamment pour contribuer au contrôle des modes supérieurs de la structure, une rigidité excessive devient préjudiciable. En effet, lorsqu'elle est trop importante, cette composante élastique parasite réduit l'énergie effectivement dissipée, altérant ainsi les performances globales du FVD. Il est donc essentiel de maintenir une compressibilité modérée afin de garantir un bon compromis entre rigidité effective et efficacité dissipative.

4.3. ETUDE DE L'EFFET DES PARAMETRES GEOMETRIQUES SUR LE COMPORTEMENT DES FVD

4.3.1. Effet des paramètres géométriques transversaux

4.3.1.1. Effet sur le comportement non linéaire du FVD

Après avoir analysé l'effet des propriétés rhéologiques de l'huile de silicone, il est constaté que l'exposant de non-linéarité est inversement proportionnel à la rhéofluidification du fluide, lequel est également proportionnel à la valeur du taux de cisaillement atteint dans l'orifice annulaire. Étant donné que le comportement rhéofluidifiant est la principale cause de la déviation du comportement linéaire, le taux de cisaillement est le paramètre le plus approprié à corrélérer avec α . Il est évident que les paramètres géométriques ont une grande influence sur le taux de cisaillement. Ainsi, afin d'extraire ces paramètres, nous considérons un écoulement unidirectionnel d'un fluide newtonien à travers l'orifice. Dans ce cas, l'équation (3.4) est simplifiée permettant de calculer le taux de cisaillement $\dot{\gamma} = \frac{\partial u}{\partial y}$ [166].

L'équation parabolique du profil de vitesse du fluide traversant l'orifice est la suivante :

$$v(y) = 2 \cdot V_f [1 - (2y/h)^2] \quad (4.4)$$

La dérivée de $v(y)$ donne alors :

$$\dot{\gamma}(y) = \frac{\partial v(y)}{\partial y} = -\frac{16V_f}{h^2} y \quad (4.5)$$

Le résultat est une fonction linéaire qui atteint ses valeurs maximale et minimale aux parois de l'orifice avec des signes opposés et qui s'annule au milieu de l'orifice. Les valeurs négatives du taux de cisaillement indiquent que la direction du cisaillement est inversée. En substituant l'expression de V_f (Eq.3.24) dans l'équation (4.5), On obtient une valeur moyenne du taux de cisaillement dans l'orifice, correspondant à $y = h/4$:

$$\dot{\gamma}_c = \dot{\gamma}(h/4) = \frac{2(R_c^2 - R_v^2)}{R_c h^2} V_p \quad (4.6)$$

Cela montre que le taux de cisaillement dans l'orifice dépend de la vitesse du piston V_p , ainsi que des dimensions transversales du cylindre et de l'ensemble tige-piston de l'amortisseur (R_c, R_v, h), tandis que les dimensions longitudinales n'ont aucune influence [166].

Par la suite, plusieurs calculs ont été effectués avec le même mouvement sinusoïdal de 4 Hz de fréquence. La largeur de l'orifice h et le rayon du cylindre R_c ont été considérés comme variables, tandis que le rayon de la tige R_v était fixé à 25 mm. Ce choix s'explique par le fait que R_v correspond au rayon de la tige du piston, un paramètre directement lié à la résistance mécanique de l'amortisseur, puisque la tige du piston est la partie qui doit supporter la force d'amortissement générée. La valeur de α a été extraite pour chaque calcul et tracée en fonction de son taux de cisaillement moyen pour les 3 fluides. Les résultats sont donnés dans la Figure 4.23.

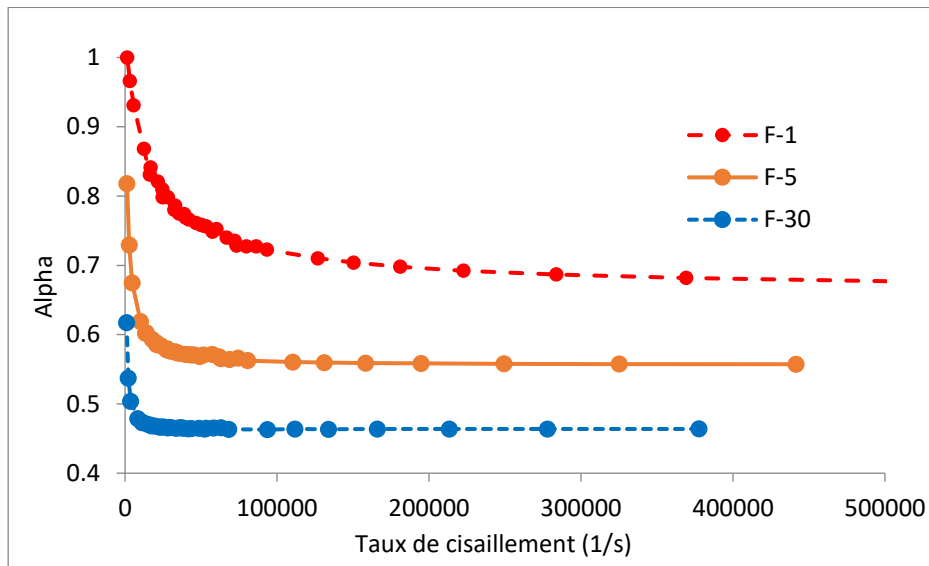


Figure 4.23. Variation de l'exposant de non linéarité α en fonction du taux de cisaillement.

À première vue, le fluide F-1 révèle une diminution progressive de l'exposant de non-linéarité α en fonction du taux de cisaillement, tandis que F-5 montre une diminution marquée suivie d'une stabilisation autour de 0,55. De son côté, F-30 présente une diminution encore plus prononcée de α , avec une stabilisation proche de 0,46.

Ces observations s'inscrivent dans la continuité des résultats abordés précédemment, où il a été démontré que α converge vers le paramètre rhéologique n . Dans ce contexte, les valeurs limites atteintes ici par α correspondent respectivement à $n = 0,651$ pour F-1, $n = 0,545$ pour F-5, et $n = 0,456$ pour F-30. Cependant, la figure met également en évidence que la rapidité

de cette convergence varie selon les fluides. Comme démontré précédemment, cette rapidité est directement influencée par les paramètres rhéologiques α et κ , qui contrôlent l'adaptation du comportement rhéologique aux taux de cisaillement croissant.

Ainsi, bien que le phénomène de convergence ait déjà été discuté, cette analyse souligne les spécificités de chaque fluide en fonction de leur taux de cisaillement moyen, confirmant que des taux de cisaillement plus élevés sont nécessaires pour F-1 afin de rendre ce comportement visible. Par conséquent, cette analyse renforce l'idée que n représente la limite asymptotique de α , mais que les propriétés rhéologiques du fluide déterminent la vitesse à laquelle cette limite est atteinte.

La figure 4.24 présente les courbes de variation de l'exposant de non-linéarité α en fonction de la largeur de l'orifice h et le rayon du cylindre R_c pour les trois fluides étudiés (F-1, F-5, et F-30).

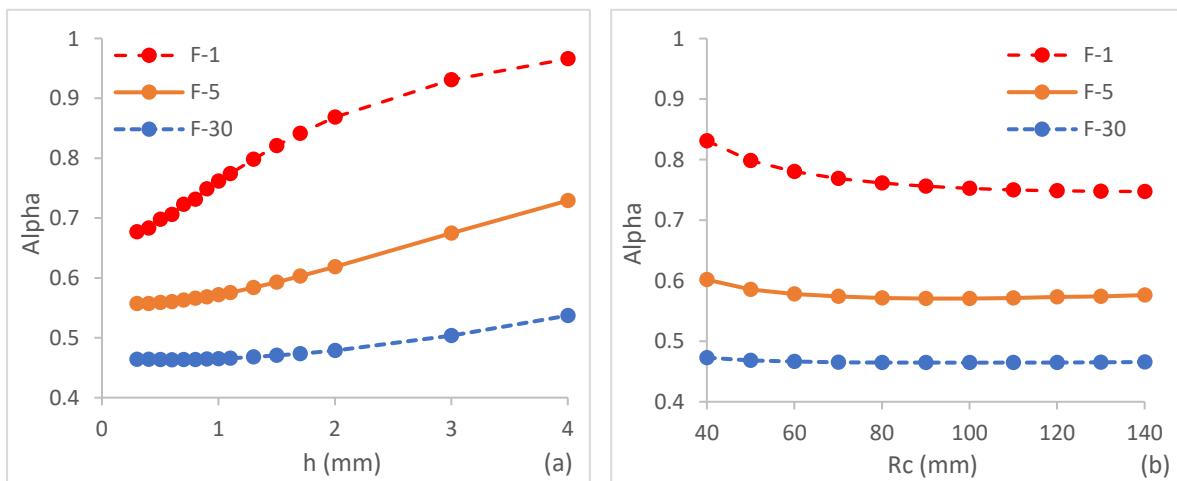


Figure 4.24. Variation de l'exposant de non linéarité en fonction de : (a) La largeur de l'orifice h ; (b) Le rayon du cylindre R_c .

Les courbes de la figure 4.24.a mettent en évidence une augmentation progressive de l'exposant de non-linéarité α en fonction de la largeur de l'orifice h , avec des sensibilités variables selon le fluide considéré. Cette hausse est particulièrement marquée pour le fluide F-1, traduisant une forte dépendance de la réponse non linéaire à la géométrie de l'orifice. Le fluide F-5 présente une évolution plus modérée, tandis que le fluide F-30 montre une variation plus atténuée, révélant une plus grande stabilité du comportement vis-à-vis des modifications de h .

La figure 4.24.b montre une diminution progressive de l'exposant α avec l'augmentation du rayon du cylindre R_c , suivant une logique similaire mais inversée. Là encore, F-1 se distingue par une sensibilité accrue, suivi de F-5, tandis que F-30 conserve une réponse relativement constante malgré les variations de R_c .

Un aspect remarquable observable dans les deux figures est la présence d'un palier de stabilisation de α ($\alpha = n$). Ce plateau est clairement identifié pour F-30, et partiellement visible pour F-5, lorsque h ou R_c atteignent des valeurs extrêmes. Il reste cependant non apparent pour F-1 dans les plages géométriques considérées, probablement en raison de la nécessité de valeurs hors plage pour atteindre ce régime asymptotique. L'identification de ce plateau représente un point de référence utile pour la conception des amortisseurs, puisqu'il indique qu'un comportement non linéaire stable peut être atteint sans recourir à des géométries excessivement contraignantes.

4.3.1.2. Effet sur la force de sortie maximale du FVD

La force de sortie de l'amortisseur est également influencée par la variation des paramètres géométriques. Pour analyser cette influence, nous avons tracé plusieurs courbes regroupées dans la figure 4.25, chacune correspondant à un fluide spécifique (F-1, F-5 et F-30). Pour chaque fluide, deux représentations distinctes sont fournies : l'une montrant la variation de la force de sortie maximale en fonction de la largeur de l'orifice h , et l'autre en fonction du rayon du cylindre R_c . En complément, la variation de l'exposant de non-linéarité α , déjà analysée précédemment dans la figure 4.24, est représentée à titre indicatif sur les mêmes graphes. Ces représentations permettent de visualiser simultanément l'évolution de la force de sortie maximale et de l'exposant α en fonction des paramètres géométriques h et R_c .

Pour les trois fluides étudiés, on observe que la force de sortie augmente de manière exponentielle lorsque la largeur de l'orifice h diminue ou que le rayon du cylindre R_c augmente. C'est dans ce contexte que se révèle l'intérêt du palier de stabilisation observé pour les fluides F-5 et F-30. Ce palier permet d'atteindre un exposant α minimal tout en conservant une force de sortie modérée, offrant ainsi une flexibilité importante dans le dimensionnement géométrique sans compromettre les performances de dissipation. À l'inverse, ce plateau n'est pas observé pour le fluide F-1, dont l'atteinte d'un α minimal exigerait des valeurs de h très faibles ou de R_c très élevées, difficilement réalisables en pratique.

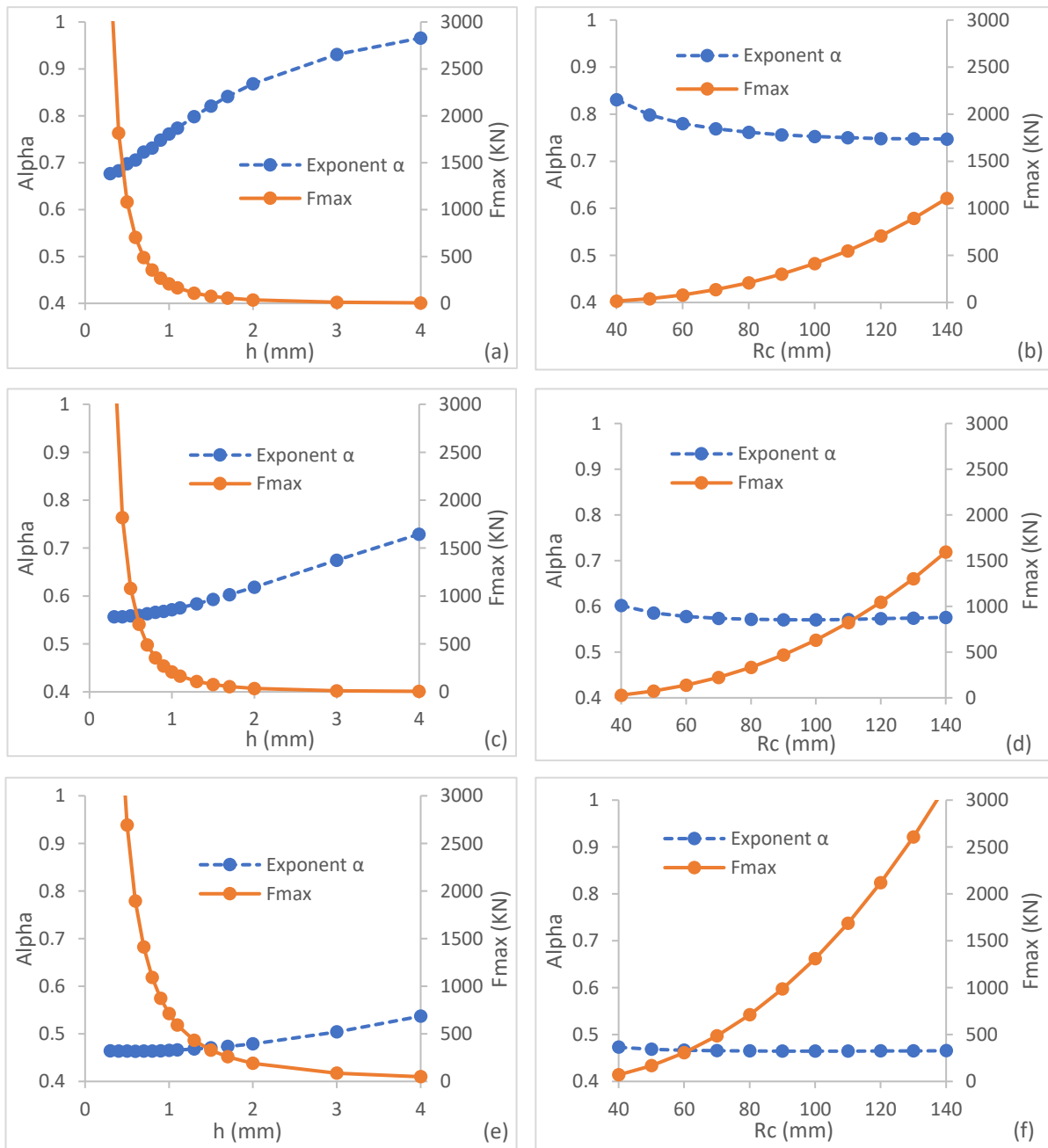


Figure 4.25. Variation de l'exposant de non linéarité α et la force de sortie maximale en fonction de : (a) R_c pour fluide F-1 ; (b) h pour fluide F-1 ; (c) R_c pour fluide F-5 ; (d) h pour fluide F-5 ; (e) R_c pour fluide F-30 ; (f) h pour fluide F-30.

L'analyse séparée des paramètres géométriques h et R_c permet de mieux cerner leur influence spécifique sur la force de sortie et l'exposant de non-linéarité. Toutefois, au vu des tendances observées, il devient pertinent de combiner ces deux variables sous la forme d'un rapport sans dimension h/R_c . Ce rapport se justifie à la fois d'un point de vue physique et dimensionnel, les deux grandeurs étant exprimées en unités identiques. Sur le plan numérique, les courbes précédentes ont montré que h et R_c exercent des effets opposés mais

complémentaires sur la réponse de l'amortisseur. Leur combinaison à travers le rapport h/R_c permet ainsi d'identifier plus efficacement les configurations géométriques optimales.

4.3.2. Effet des paramètres géométriques longitudinaux

Dans la poursuite de l'étude des propriétés géométriques, il est essentiel d'examiner non seulement les paramètres transversaux, mais également les paramètres longitudinaux, notamment, la longueur du piston L_p . Bien que l'impact de L_p sur le comportement de l'amortisseur ne soit pas encore clairement établi, cette analyse vise à explorer cette influence.

En étudiant la variation de l'exposant de non-linéarité α et de la force de sortie maximale en fonction de L_p pour différents fluides, nous pourrions déterminer si ce paramètre joue un rôle significatif dans les performances globales de l'amortisseur.

La figure 4.26 regroupe l'analyse de l'effet de la longueur du piston L_p sur deux grandeurs caractéristiques de l'amortisseur : l'exposant de non-linéarité α (Fig. 4.26.a) et la force maximale de sortie (Fig. 4.26.b), pour les trois fluides F-1, F-5 et F-30. Contrairement aux paramètres géométriques transversaux étudiés précédemment, la figure 4.26.a montre que l'exposant α reste quasiment constant quelle que soit la variation de L_p . Cette invariabilité est en accord avec l'analyse théorique présentée dans l'équation (4.6), qui indique que seuls les paramètres transversaux influencent significativement le comportement non linéaire.

En effet, la variation de L_p n'induit pas de modification notable des gradients de vitesse ou des contraintes de cisaillement dans l'orifice, ces derniers étant les principaux facteurs responsables de la non-linéarité. Par conséquent, la longueur du piston n'a pas d'impact significatif sur la valeur de α .

En revanche, la figure 4.26.b montre une augmentation linéaire de la force maximale F_{max} avec l'allongement de L_p , pour les trois fluides. L'analyse des pentes de ces courbes révèle que la sensibilité à L_p dépend fortement de la viscosité du fluide utilisé. Les pentes sont de 2.03, 3.25 et 6.90 pour F-1, F-5 et F-30, respectivement. Cela signifie que les fluides plus visqueux, comme F-30, génèrent une augmentation plus marquée de la force de sortie lorsqu'on augmente L_p , en raison d'une augmentation plus prononcée de la résistance de l'écoulement du fluide. À l'inverse, les fluides moins visqueux présentent une réponse plus modérée face à cette variation géométrique.

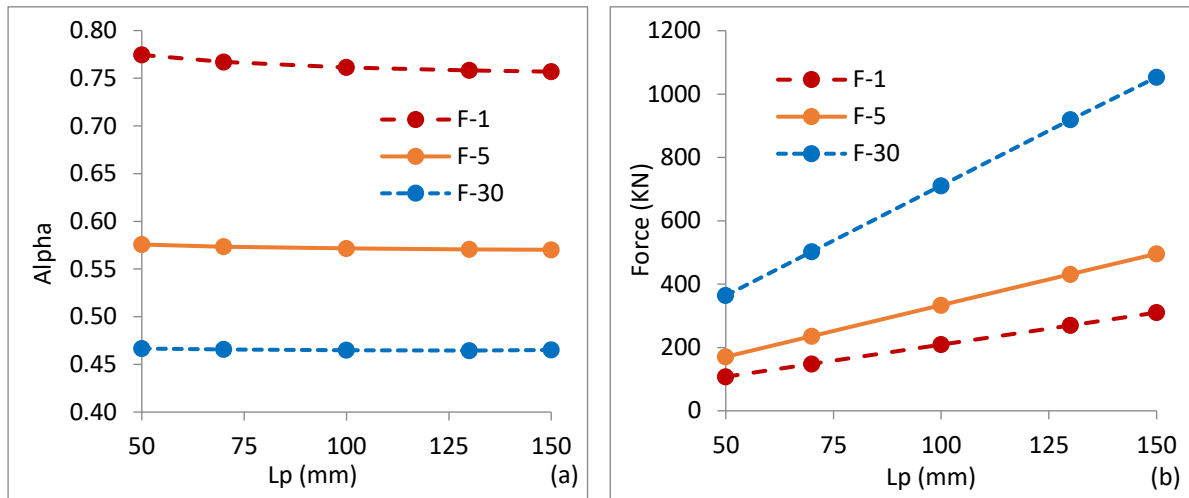


Figure 4.26. Variation de : (a) l'exposant de non linéarité α ; (b) la force de sortie F_{max} ; en fonction de la longueur du piston L_p .

La figure 4.27 illustre la variation de la force maximale de l'amortisseur en fonction du rapport h/R_c pour trois longueurs de piston L_p distinctes : 50 mm, 100 mm, et 150 mm, pour les fluides F-1, F-5, et F-30.

Comme observé précédemment, les courbes montrent une tendance exponentielle à la hausse de la force maximale lorsque h/R_c diminue. Cependant, un décalage des courbes est perceptible en fonction de L_p . La courbe correspondant à $L_p = 50 \text{ mm}$ est décalé vers la gauche, indiquant une diminution de la force maximale pour un même rapport h/R_c . En revanche, la courbe de $L_p = 150 \text{ mm}$ est décalé vers la droite, ce qui indique une augmentation de la force pour les mêmes valeurs de h/R_c .

Ce comportement montre que, bien que le paramètre L_p n'ait pas d'effet sur l'exposant α , il joue un rôle crucial dans l'ajustement de la force maximale de sortie. La variation de L_p entraîne un décalage de la courbe de la force de sortie, Ce qui permet de calibrer la force de sortie de l'amortisseur sans compromettre les propriétés non linéaires.

Ainsi, L_p est un paramètre clé dans l'optimisation des performances de l'amortisseur, offrant une marge de manœuvre pour maintenir une force de sortie souhaitée tout en préservant l'exposant α dans une plage optimale, ce qui est essentiel pour garantir une efficacité maximale du dispositif.

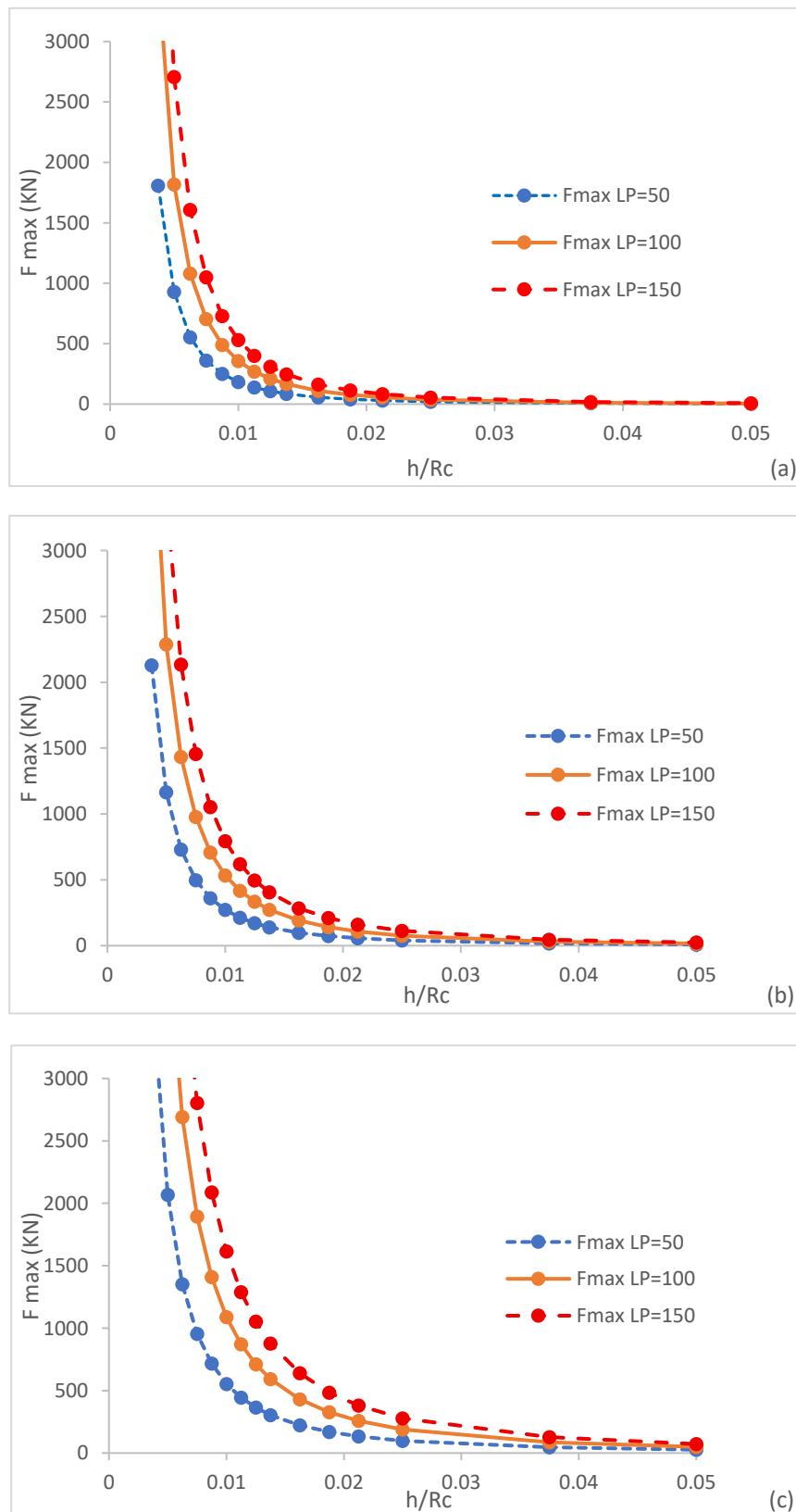


Figure 4.27. Variation de la force de sortie maximale en fonction du rapport géométrique h/R_c pour différentes valeurs de L_p : (a) fluide F-1 ; (b) fluide F-5 ; (c) fluide F-30.

4.3.3. Effets sur le comportement élastique du FVD

Pour optimiser la conception d'un amortisseur, il est crucial de comprendre comment les différents paramètres géométriques impactent la rigidité de l'amortisseur. En particulier, les dimensions transversales de l'amortisseur, telles que le rapport h/R_c et les dimensions longitudinales comme la longueur du piston L_p . Cette partie se concentre sur l'étude de ces paramètres afin d'identifier leur impact sur la rigidité de l'amortisseur et de fournir des indications pour améliorer son comportement global.

La figure 4.28.a illustre la variation de la rigidité de l'amortisseur en fonction du rapport géométrique h/R_c , tandis que la figure 4.28.b présente la variation de la rigidité en fonction de la longueur du piston L_p pour les trois fluides : F-1, F-5 et F-30.

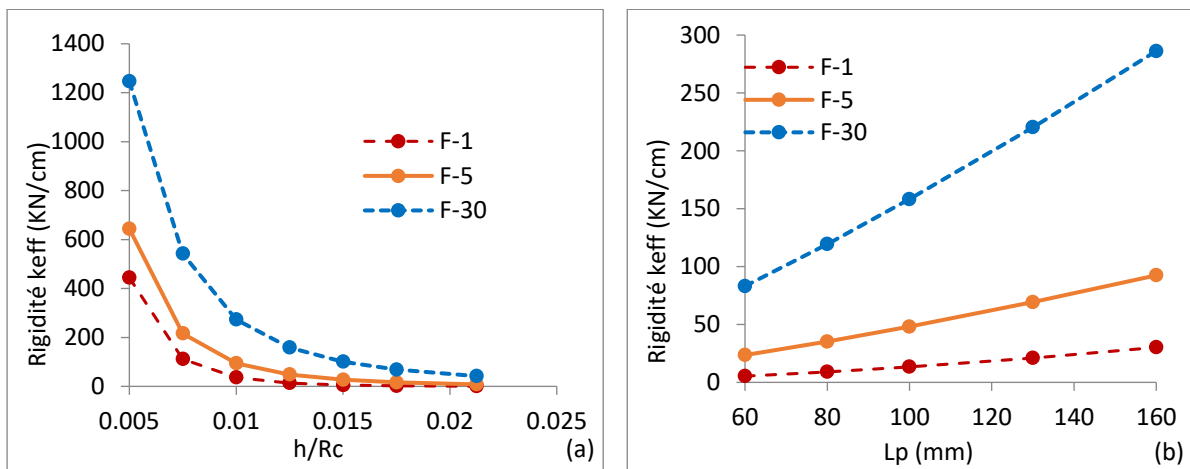


Figure 4.28. Variation de la rigidité en fonction de : (a) rapport géométrique h/R_c ; (b) la longueur du piston L_p ; pour les 3 fluides.

Il est observé dans la figure 4.28.a que tous les courbes montrent une augmentation exponentielle de la rigidité de l'amortisseur lorsque le rapport h/R_c décroît. Parmi les trois fluides étudiés, le fluide F-30 présente les valeurs de rigidité les plus élevées, suivi de F-5 et enfin de F-1. Dans le cas de la figure 4.28.b Les courbes montrent une tendance linéaire croissante, indiquant que la rigidité de l'amortisseur augmente proportionnellement avec l'augmentation de L_p . Le fluide F-30 présente les valeurs de rigidité les plus élevées, suivi du fluide F-5, puis du fluide F-1.

Ce comportement peut être comparé à celui observé précédemment lors de l'étude de l'effet des paramètres transversaux (h, R_c) et longitudinaux (L_p) sur la force de sortie. Dans ces figures,

une tendance similaire a été notée, ce qui est logique car l'augmentation de la force maximale est due à une augmentation de la pression à l'intérieur de l'amortisseur. Cette dernière entraîne une plus grande compressibilité du fluide, ce qui, à son tour, augmente la rigidité de l'amortisseur. Ainsi, l'effet de h/R_c et L_p sur la rigidité est en accord avec les observations faites sur la force de sortie.

4.4. CONCLUSION

Ce chapitre a été consacré à l'analyse approfondie du comportement interne du dispositif FVD, à travers des simulations numériques visant à isoler et à évaluer l'impact des propriétés rhéologiques et des paramètres géométriques sur sa réponse dynamique.

Cette étude a conduit aux conclusions suivantes :

- L'analyse du comportement des fluides newtoniens a montré que l'augmentation de la viscosité entraîne une hausse progressive de la force maximale et du coefficient d'amortissement, tout en maintenant un comportement strictement linéaire, caractérisé par un exposant α égal à 1.
- En revanche, la présence de forces d'inertie dans l'écoulement peut induire une non-linéarité marquée par un exposant $\alpha > 1$, ce qui n'est pas souhaitable pour la dissipation sismique. Ce phénomène devient particulièrement notable lorsque le fluide est très peu visqueux, entraînant une domination des effets inertiels sur les effets visqueux, et peut conduire à des instabilités ou des turbulences dans l'écoulement.
- Le comportement rhéofluidifiant des huiles de silicone exerce une influence marquée sur la non-linéarité des amortisseurs à fluide visqueux, caractérisée par un exposant inférieur à 1 ($\alpha < 1$). La valeur de cet exposant est principalement régie par le paramètre de pente n , vers lequel α tend à mesure que le taux de cisaillement dans l'orifice augmente. La rapidité de cette convergence dépend du temps de relaxation κ et du paramètre de transition a : plus ces deux grandeurs sont élevées, plus l'exposant α atteint rapidement la valeur n , même à des taux de cisaillement modérés.
- Les paramètres géométriques influencent de manière significative le comportement global de l'amortisseur à fluide visqueux. Un rapport géométrique h/R_c plus faible entraîne une augmentation exponentielle de la force de sortie, accompagnée

d'une élévation du taux de cisaillement, ce qui induit une réduction de l'exposant de non-linéarité α , le rapprochant ainsi de la valeur du paramètre n . Les huiles de silicone optimales décrites précédemment permettent à α d'atteindre plus rapidement n sans nécessiter un rapport h/R_c excessivement faible, laquelle pourrait générer des forces de sortie irréalistes et poser des difficultés de fabrication. Par ailleurs, La longueur du piston L_p constitue un paramètre essentiel pour ajuster la force maximale sans altérer l'exposant de non-linéarité. Elle permet ainsi de moduler la force de sortie de l'amortisseur tout en conservant les propriétés non linéaires fixées par le rapport h/R_c , offrant une marge de manœuvre précieuse pour optimiser les performances et garantir l'efficacité du dispositif.

- La compressibilité du fluide est à l'origine du comportement élastique observé dans les amortisseurs FVD, se traduisant par une certaine rigidité du dispositif. Cette rigidité dépend principalement du module de compressibilité du fluide, mais peut également être influencée par divers paramètres rhéologiques et géométriques susceptibles d'accroître la pression interne et la force de sortie de l'amortisseur. En effet, une pression interne élevée accentue les effets de compressibilité du fluide et renforce le comportement élastique de l'amortisseur. Si une rigidité modérée peut s'avérer bénéfique pour l'atténuation des modes supérieurs de la structure, un excès de rigidité réduit la capacité de dissipation d'énergie du dispositif et compromet ses performances globales.

Chapitre 5

*Méthodologie de conception des
amortisseurs à fluide visqueux : du besoin
dissipatif à la validation thermo-mécanique*

5.1. INTRODUCTION

Le chapitre précédent a permis de mener une étude paramétrique approfondie sur l'influence des propriétés rhéologiques du fluide et des caractéristiques géométriques internes sur le comportement non linéaire des amortisseurs à fluide visqueux (FVD). Les résultats issus des simulations numériques ont mis en évidence le rôle déterminant de ces paramètres sur la performance dissipative du dispositif. Toutefois, cette démarche repose sur des calculs numériques complexes et coûteux, peu adaptés aux phases initiales de conception.

Dans ce contexte, le présent chapitre vise à proposer des outils complémentaires, plus rapides à mettre en œuvre. D'une part, un modèle analytique est élaboré afin de prédire efficacement les grandeurs caractéristiques du comportement d'un FVD à orifice annulaire, telles que la force de sortie, le coefficient d'amortissement et l'exposant de non-linéarité. Ce modèle, fondé sur une formulation simplifiée mais rigoureuse, intègre explicitement les effets des propriétés du fluide et de la géométrie du dispositif.

D'autre part, une méthodologie de dimensionnement complète est développée, permettant de guider le choix des configurations optimales en fonction des performances visées. Cette démarche est illustrée à travers l'analyse de huit configurations représentatives, mettant en lumière l'incidence du type de montage, du comportement non linéaire et des critères de conception sur l'efficacité dissipative globale de l'amortisseur.

5.2. APPROCHE ANALYTIQUE DU COMPORTEMENT DISSIPATIF INTEGRANT LES PARAMETRES GEOMETRIQUES ET RHEOLOGIQUES

L'optimisation des performances des amortisseurs à fluide visqueux (FVD) repose sur l'identification rigoureuse des combinaisons de paramètres géométriques et rhéologiques les plus adaptées. Or, cette démarche s'appuie généralement sur des essais expérimentaux ou des simulations numériques, dont la mise en œuvre peut s'avérer chronophage et coûteuse.

Dans cette optique, le recours à des modèles analytiques s'avère pertinent, car ils offrent une solution plus rapide et accessible tout en restant suffisamment précis pour orienter les choix de conception. Les modèles rhéologiques classiques, tels que ceux de Maxwell, de Kelvin-Voigt ou leurs variantes généralisées, sont fréquemment utilisés pour décrire le comportement viscoélastique des FVD. Fondés sur une analogie mécanique ressort-amortisseur, ils permettent de reproduire certaines réponses dynamiques. Toutefois, leur utilisation repose sur une

calibration fine à partir des données expérimentales, ce qui limite leur caractère prédictif. De plus, ces modèles ne tiennent pas compte des paramètres physiques réels qui gouvernent le comportement du dispositif, tels que la géométrie interne, les propriétés du fluide ou les conditions d'écoulement. En conséquence, ils ne permettent pas d'anticiper l'effet d'une modification géométrique ou du fluide utilisé, ni d'orienter le choix des paramètres de conception pour atteindre un comportement cible. Cela limite considérablement leur utilité en phase de conception initiale, où des outils prédictifs sont essentiels.

C'est dans ce contexte qu'un modèle analytique a été développé dans le cadre du présent travail. Fondé sur une généralisation de l'équation de Bernoulli, il intègre explicitement les caractéristiques géométriques et rhéologiques du dispositif, et permet de prédire les grandeurs clés du comportement des FVD : force de sortie, coefficient d'amortissement et exposant de non-linéarité. L'objectif est de fournir un outil simple, rapide et fiable, capable de soutenir efficacement les processus de conception, sans recours systématique à des essais expérimentaux ou à des calculs numériques complexes.

5.2.1. Hypothèses simplificatrices du modèle analytique

Pour le développement du modèle analytique, plusieurs hypothèses simplificatrices ont été adoptées afin de faciliter la formulation. Ces hypothèses sont énoncées comme suit :

- Le piston est supposé immobile, tandis que le fluide à l'intérieur de l'amortisseur est soumis à un mouvement sinusoïdal, correspondant à une oscillation périodique. Le mouvement du fluide, équivalent à celui induit par un piston mobile, est décrit par la fonction $v_p = V_p \cos(\omega t)$ (Fig. 5.1). On peut imaginer que ce modèle alternatif est équivalent à un amortisseur totalement fixe, équipé d'une pompe à chaque extrémité du cylindre. Ces pompes génèrent des flux fluides sinusoïdaux, similaires au mouvement du fluide produit par le déplacement du piston. Cette approche a été testée numériquement par *Hou et al.* (2007) [143] et s'est révélée efficace pour prédire le comportement de l'amortisseur.

- Il est supposé que toutes les particules du fluide s'écoulent selon un mouvement rectiligne et parallèle le long du cylindre de l'amortisseur, tout en négligeant les gradients de vitesse dans la direction radiale. La direction de l'écoulement est supposée être positive selon l'axe x, comme illustré à la Figure 5.1.

- Il est supposé que l'écoulement du fluide soit quasi-stationnaire en raison de la forte viscosité du fluide utilisé et du faible nombre de Reynolds associé. Cette hypothèse repose sur le fait que les variations temporelles induites par le mouvement sinusoïdal du piston sont suffisamment lentes pour que le fluide atteigne un état d'équilibre local à chaque instant du cycle. Par conséquent, le comportement du fluide peut être modélisé en considérant les relations d'écoulement stationnaire, adaptées pour inclure les pertes de charge linéaires et singulières.

- Le fluide est supposé incompressible, ce qui implique que les variations de la masse volumique dues aux variations de pression sont négligées. Cette hypothèse signifie que le modèle analytique ne peut pas prendre en compte l'effet élastique observé dans le comportement de l'amortisseur. Toutefois, l'étude paramétrique présentée au chapitre 4 démontre que la présence de rigidité dans l'amortisseur n'affecte ni la force de sortie, ni le coefficient d'amortissement, ni l'exposant de non-linéarité du système. Par conséquent, ces grandeurs peuvent être prédites de manière satisfaisante par le modèle proposé.

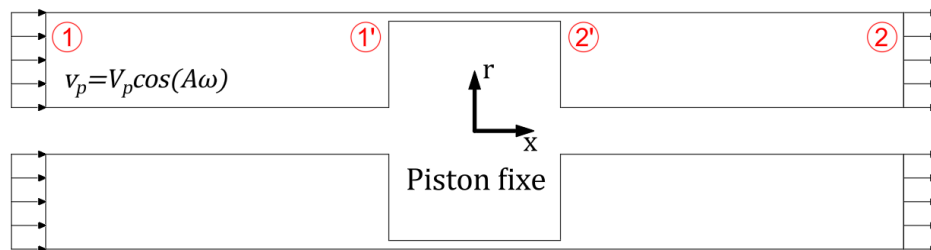


Figure 5.1. Schéma représentatif du modèle analytique.

Ces hypothèses simplifient le développement du modèle tout en garantissant une précision satisfaisante pour la prédiction des comportements essentiels de l'amortisseur. Avec ces bases établies, maintenant passons aux formulations mathématiques nécessaires pour décrire le comportement du système.

5.2.2. Formulations mathématiques

L'équation de Bernoulli est une simplification de l'équation de mouvement de Navier-stokes (Eq. 3.2), obtenue en supposant un écoulement stationnaire et incompressible. L'équation de Bernoulli peut être utilisée pour estimer la différence de pression générée dans l'amortisseur. Pour la ligne de courant définie entre le point 1 et le point 2 (Fig. 1.5), elle s'écrit comme suit [171] :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \Delta h \quad (5.1)$$

Où P représente la pression du fluide, V la vitesse du fluide, et Z l'altitude du fluide par rapport à un plan de référence. La masse volumique du fluide est notée ρ , et g correspond à l'accélération gravitationnelle, Δh représente les pertes de charges totales, et les indices 1 et 2 désignent les points 1 et 2, respectivement. En supposant une même vitesse (selon le principe de conservation de la masse) et une même altitude aux deux points, l'équation (5.1) peut être simplifiée comme suit :

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \Delta h \quad (5.2)$$

En conséquence, la différence de pression générée, ainsi que la force développée par l'amortisseur, sont directement liées aux pertes hydrauliques le long de la ligne de courant. La force de l'amortisseur F correspond simplement à la différence de pression multipliée par la surface effective du piston A_p donnée par $A_p = \pi(R_p^2 - R_v^2)$. En remplaçant dans l'équation (5.2), on obtient :

$$F = A_p \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta h \quad (5.3)$$

Pour calculer les pertes de charge Δh dans le système, on considère deux types de pertes : les pertes linéaires Δh_l , dues au frottement visqueux le long des parois du conduit, et les pertes singulières Δh_s , causées par des transitions géométriques de la conduite. Les pertes totales Δh peuvent être exprimées comme la somme de ces contributions :

$$\Delta h = \Delta h_l + \Delta h_s \quad (5.4)$$

Les pertes de charge linéaires correspondent à la diminution de pression engendrée par le frottement visqueux entre le fluide et les parois de l'amortisseur. Elles sont exprimées à l'aide de la formule de Darcy-Weisbach [172] :

$$\Delta h_l = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g} \quad (5.5)$$

Où f est le facteur de frottement, déterminé par le régime d'écoulement. En régime laminaire, il est défini par la relation : $f = \frac{64}{Re}$; L est la longueur du segment considéré ; D_h est

le diamètre hydraulique, obtenue par la relation $D_h = D_{max} - D_{min}$ pour un conduit de forme annulaire comme le cas présent ; V est la vitesse moyenne du fluide.

- **Segment 1-1'**

Pour évaluer les pertes de charge linéaires dans le tronçon compris entre les points 1 et 1', correspondant à la section de la chambre 1, l'équation (5.5) s'écrit :

$$\Delta h_{l,1-1'} = \frac{64}{R_{ev}} \frac{L_v}{D_{hv}} \frac{V_p^2}{2g} \quad (5.6)$$

Où R_{ev} est le nombre de Reynolds de l'écoulement dans le tronçon 1-1', défini par :

$$R_{ev} = \frac{\rho \cdot V_p \cdot D_{hv}}{\eta_0} \quad (5.7)$$

Avec D_{hv} est le diamètre hydraulique du tronçon 1-1', donné par $D_{hv} = 2(R_c - R_v)$, η_0 est la viscosité a taux de cisaillement nul, L_v est la longueur de la tige du piston, V_p est la vitesse du fluide dans le tronçon 1-1', correspondant à la vitesse du piston.

Remplaçons l'équation (5.7) dans (5.6), on obtient :

$$\Delta h_{l,1-1'} = \frac{32 \cdot \eta_0 \cdot L_v \cdot V_p}{\rho \cdot g \cdot D_{hv}^2} \quad (5.8)$$

- **Segment 1'-2'**

Pour évaluer les pertes de charge linéaires dans le tronçon situé entre les points 1' et 2', correspondant à la zone de l'orifice, l'équation (5.5) s'écrit :

$$\Delta h_{l,1'-2'} = \frac{64}{R_{ep}} \frac{L_p}{D_{hp}} \frac{V_f^2}{2g} \quad (5.9)$$

Où R_{ep} est le nombre de Reynolds de l'écoulement dans le tronçon 1'-2', défini par :

$$R_{ep} = \frac{\rho \cdot V_f \cdot D_{hp}}{\eta} \quad (5.10)$$

Avec D_{hp} est le diamètre hydraulique du tronçon 1'-2', donné par $D_{hp} = 2(R_c - R_p)$, η est la viscosité apparente du fluide, L_p est la longueur de la tête du piston, V_f est la vitesse du fluide dans le tronçon 1'-2' obtenue par le principe de la continuité (Eq. 3.20) :

$$V_f = \frac{A_{f,v}}{A_{f,p}} V_p \quad (5.11)$$

Ou $A_{f,v} = \pi(R_c^2 - R_v^2)$ et $A_{f,p} = \pi(R_c^2 - R_p^2)$ représentent respectivement la surface de passage du fluide dans la zone des chambres (tronçon 1-1') et dans la zone de l'orifice (tronçon 1'-2').

En remplaçant dans l'expression (5.11), on obtient :

$$\Delta h_{l,1'-2'} = \frac{32 \cdot \eta \cdot L_p}{\rho \cdot g \cdot D_{hp}^2} \frac{A_{f,v}}{A_{f,p}} V_p \quad (5.12)$$

- **Segment 2'-2**

Le calcul est similaire que celui du segment 1-1' ce qui donne :

$$\Delta h_{l,2'-2} = \frac{32 \cdot \eta_0 \cdot L_v}{\rho \cdot g \cdot D_{hv}^2} V_p \quad (5.13)$$

On remarque que la viscosité à taux de cisaillement nul, η_0 , est utilisée dans les tronçons correspondant aux chambres du piston (1-1' et 2'-2), tandis que la viscosité apparente, η , est employée dans le tronçon de l'orifice (1'-2'). Cette distinction s'explique par la différence de régime d'écoulement entre ces zones. Dans les chambres, le fluide suit le déplacement du piston, avec une vitesse relativement faible, insuffisante pour déclencher un effet rhéofluidifiant. En revanche, au niveau de l'orifice, la réduction de section engendre une augmentation significative de la vitesse d'écoulement, générant un taux de cisaillement élevé susceptible d'induire une diminution apparente de la viscosité. Ainsi, l'usage de la viscosité apparente η dans cette région permet de mieux représenter le comportement réel du fluide.

Les pertes de charge singulières correspondent aux pertes localisées d'énergie mécanique du fluide, généralement induites par des changements brusques de géométrie ou de direction, tels que le passage à travers l'orifice de l'amortisseur. Elles sont généralement exprimées sous la forme :

$$\Delta h_s = K_s \frac{v^2}{2g} \quad (5.14)$$

Où K_s est un coefficient de perte singulière.

Dans ce cas, l'écoulement du fluide est perturbé par deux singularités : une contraction brusque au niveau du point 1' et une expansion brusque au niveau du point 2'. Les coefficients de perte singulière associés à une contraction et une expansion brusques sont respectivement de 0,5 et 1 [172]. Par conséquent, une valeur de $K_s = 1.5$ est raisonnable pour un piston avec des bords à angle droit (90°). Cela conduit à l'expression suivante pour la perte de charge singulière :

$$\Delta h_s = 1.5 \frac{V_f^2}{2g} = \frac{1.5}{2g} \left(\frac{A_{f,v}}{A_{f,p}} \right)^2 V_p^2 \quad (5.15)$$

Remplaçant les expressions de pertes de charge dans l'équation (5.3), on obtient :

$$F = R_f \cdot A_p \left(2 \cdot \frac{32 \cdot \eta_0 \cdot L_v}{D_{hv}^2} V_p + \frac{32 \cdot \eta \cdot L_p}{D_{hp}^2} \frac{A_{f,v}}{A_{f,p}} V_p + R_h \frac{3\rho}{4} \left(\frac{A_{f,v}}{A_{f,p}} \right)^2 V_p^2 \right) \quad (5.16)$$

En substituant les valeurs des surfaces et des diamètres hydrauliques dans l'expression, la force F peut être écrite sous la forme suivante :

$$F = R_f \cdot \pi (R_p^2 - R_v^2) \left(\frac{16\eta_0 L_v}{(R_c - R_v)^2} + \frac{8\eta L_p}{(R_c - R_p)^2} \frac{(R_c^2 - R_v^2)}{(R_c^2 - R_p^2)} + R_h \frac{3\rho}{4} \left(\frac{R_c^2 - R_v^2}{R_c^2 - R_p^2} \right)^2 V_p \right) V_p \quad (5.17)$$

Ainsi, le coefficient d'amortissement C s'écrit :

$$C = R_f \cdot \pi (R_p^2 - R_v^2) \left(\frac{16\eta_0 L_v}{(R_c - R_v)^2} + \frac{8\eta L_p}{(R_c - R_p)^2} \frac{(R_c^2 - R_v^2)}{(R_c^2 - R_p^2)} + R_h \frac{3\rho}{4} \left(\frac{R_c^2 - R_v^2}{R_c^2 - R_p^2} \right)^2 V_p \right) \quad (5.18)$$

Le coefficient R_f est introduit dans le modèle en tant que paramètre de calibration visant à ajuster principalement la force de sortie de l'amortisseur. Il permet d'améliorer la concordance entre les prédictions théoriques et les résultats expérimentaux, en prenant en compte les incertitudes, les effets non modélisés ainsi que les simplifications inhérentes à la formulation analytique.

Dans le même cadre, un second coefficient correctif, noté R_h , est introduit afin de mieux représenter les pertes de charge singulières. En effet, lorsque le fluide présente une viscosité très élevée, ce qui est le cas des huiles de silicone employées dans les FVD, le régime

d'écoulement reste fortement laminaire. Dans de telles conditions, les pertes singulières deviennent relativement faibles, ce que le coefficient empirique classique K_s ne prend pas en considération. Le coefficient R_h , déterminé par calibration expérimentale, permet donc de corriger cette limitation en ajustant la contribution des pertes singulières à la force de sortie. Par conséquent, l'influence du troisième terme de l'équation (5.18), qui dépend de la vitesse, se trouve considérablement réduite.

Dans le cas d'un fluide newtonien, la viscosité apparente devient la viscosité dynamique soit $\eta = \eta_0 = \mu$. Une fois cette hypothèse appliquée dans l'équation (5.17), la force devient proportionnelle à la vitesse du piston, ce qui se traduit par un comportement linéaire de l'amortisseur. L'équation (5.17) s'écrit alors avec une viscosité constante η_0 , représentative du fluide newtonien :

$$F = R_f \cdot \pi(R_p^2 - R_v^2) \left(\frac{16\mu L_v}{(R_c - R_v)^2} + \frac{8\mu L_p}{(R_c - R_p)^2} \frac{(R_c^2 - R_v^2)}{(R_c^2 - R_p^2)} + R_h \frac{3\rho}{4} \left(\frac{R_c^2 - R_v^2}{R_c^2 - R_p^2} \right)^2 V_p \right) V_p \quad (5.19)$$

En revanche, pour un fluide rhéofluidifiant, la viscosité dépend du taux de cisaillement développé dans l'orifice. Cette variation est prise en compte à l'aide du modèle de Yasuda–Carreau (Eq. 3.11), dont l'expression est ici réécrite en fonction du taux de cisaillement moyen $\dot{\gamma}_m$ développé dans l'orifice :

$$\eta(\dot{\gamma}) = \eta_0 \cdot [1 + (\kappa |\dot{\gamma}_m|^a)]^{n-1/a} \quad (5.20)$$

Le taux de cisaillement moyen est estimé à partir d'une expression modifiée de l'équation (4.6) :

$$\dot{\gamma}_m = R_s \frac{2(R_c^2 - R_v^2)}{R_c h^2} V_p \quad (5.21)$$

Où R_s est un coefficient correcteur introduit afin d'ajuster l'expression du taux de cisaillement. Il permet de représenter plus correctement la proportion de fluide effectivement soumise au comportement rhéofluidifiant dans l'orifice, et contribue ainsi à calibrer le comportement non linéaire du système, notamment par l'ajustement de l'exposant α .

La formulation complète du modèle, généralisé au cas d'un comportement non linéaire du fluide, s'écrit alors sous la forme suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} F = R_f \cdot \pi(R_p^2 - R_v^2) \left(\frac{16\eta_0 L_v}{(R_c - R_v)^2} + \frac{8\eta(\dot{\gamma}) L_p}{(R_c - R_p)^2} \frac{(R_c^2 - R_v^2)}{(R_c^2 - R_p^2)} + R_h \frac{3\rho}{4} \left(\frac{R_c^2 - R_v^2}{R_c^2 - R_p^2} \right)^2 V_p \right) V_p \\ \eta(\dot{\gamma}) = \eta_0 \cdot [1 + (\kappa |\dot{\gamma}_m|^a)]^{n-1/a} \\ \dot{\gamma}_m = R_s \frac{2(R_c^2 - R_v^2)}{R_c h^2} V_p \end{array} \right. \quad (5.22)$$

5.2.3. Validation expérimentale du modèle analytique

La validation du modèle analytique repose sur l'utilisation des mêmes ensembles de données expérimentales que ceux mobilisés lors de la validation numérique. Cette approche permet d'assurer une cohérence méthodologique et de garantir une comparaison directe entre les deux modèles développés. Les données de *Frings et al.* (2011) [146] et de *Jiao et al.* (2016) [148], sélectionnées en raison de la diversité des conditions de sollicitation, des propriétés géométriques et rhéologiques des dispositifs testés, constituent la base de cette validation. Contrairement au modèle numérique, le modèle analytique intègre des coefficients correcteurs spécifiques (R_f , R_h et R_s), introduits afin d'ajuster respectivement la force de sortie, les pertes singulières et l'expression du taux de cisaillement. La validation vise ainsi à vérifier la capacité du modèle analytique à prédire correctement les courbes force-vitesse et force-déplacement, ainsi que les grandeurs caractéristiques telles que la force maximale et l'exposant de non-linéarité α , tout en s'affranchissant de la complexité numérique.

Les figures 5.2 et 5.3 présentent les comparaisons entre les courbes force-vitesse et force-déplacement obtenues expérimentalement, numériquement et analytiquement pour les essais réalisés par *Frings et al.* et *Jiao et al.*, respectivement. De même, les tableaux 5.1 et 5.2 récapitulent les principales valeurs caractéristiques extraites de chaque test, à savoir la force maximale F_{max} et l'exposant de non-linéarité α . Ces figures et tableaux, déjà utilisés lors de la validation numérique (chapitre 3), intègrent ici en complément les résultats du modèle analytique afin de permettre une comparaison directe entre les différentes approches.

L'analyse qualitative des courbes révèle que le modèle analytique prédit avec une grande précision l'évolution dissipative de la force, notamment la valeur maximale F_{max} et la tendance non linéaire caractéristique du comportement des amortisseurs à fluide visqueux.

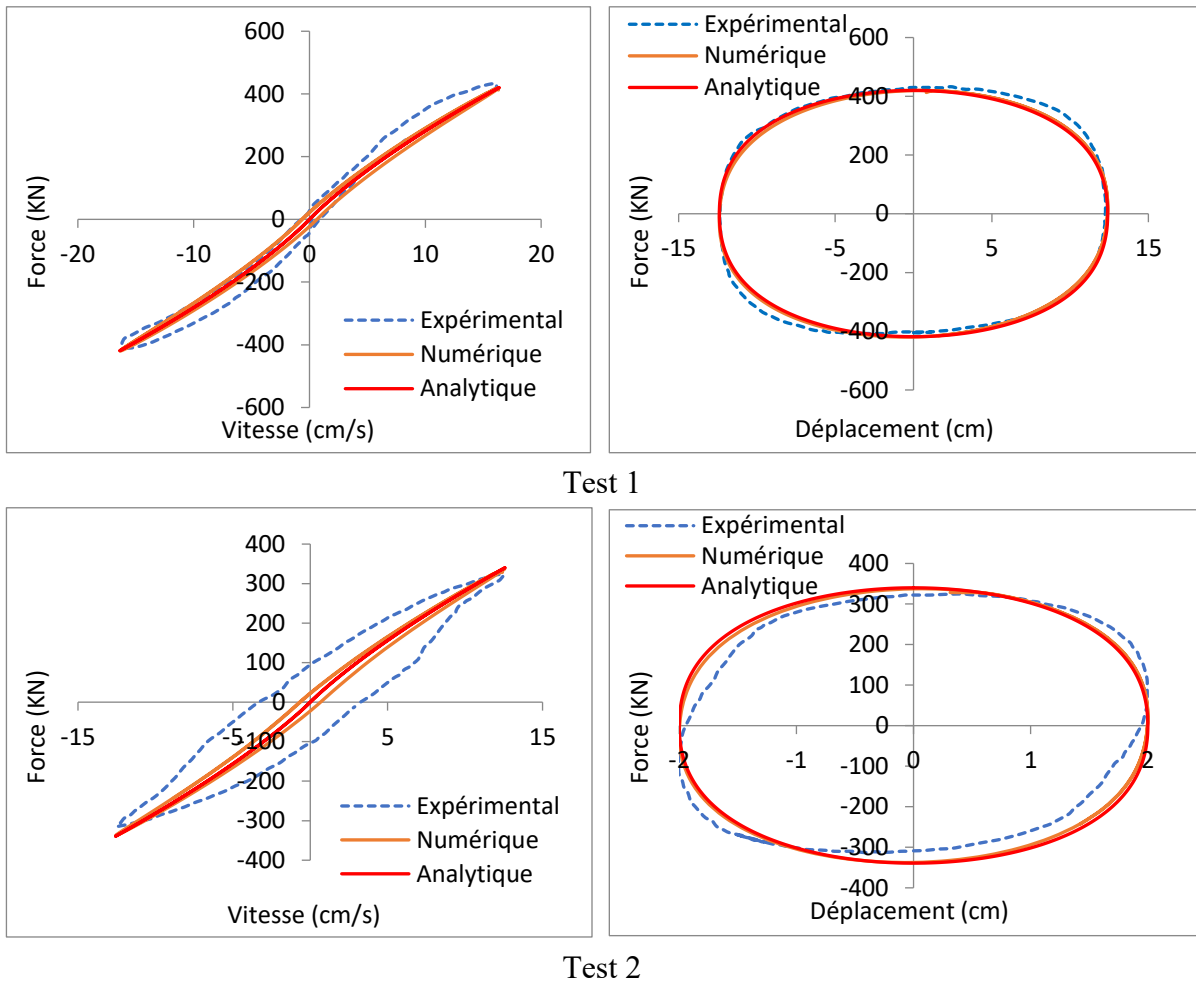
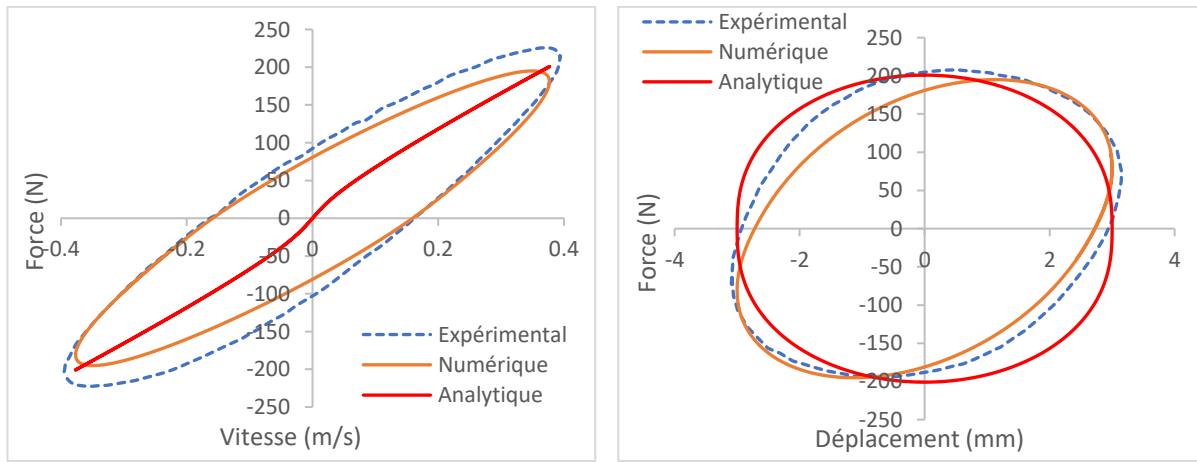


Figure 5.2. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par Frings *et al* [146].

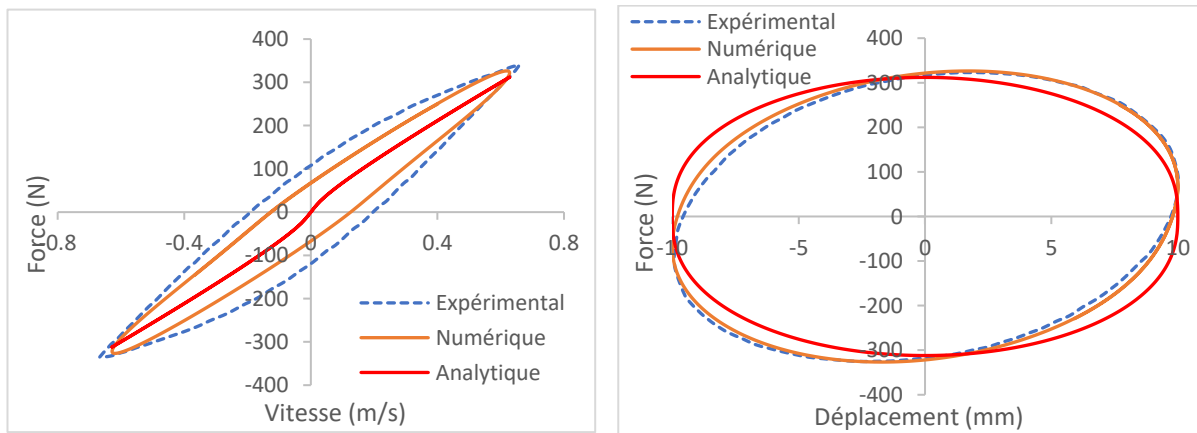
Test 1: $A = 12.4 \text{ cm}$, $f = 0.21 \text{ Hz}$. Test 2: $A = 2 \text{ cm}$, $f = 1 \text{ Hz}$

Tableau 5.1. Valeurs de F_{max} et α correspondantes au Test 1 et Test 2.

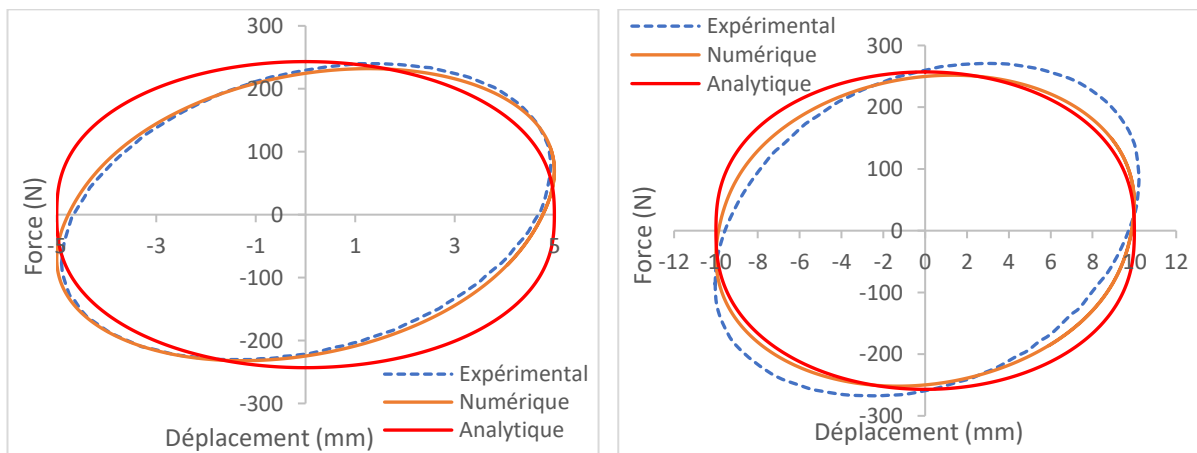
	Test 1		Test 2	
	F_{max} (KN)	α	F_{max} (KN)	α
Expérimental	424	0.73	326	0.75
Modèle numérique	420	0.84	337	0.86
Modèle analytique	420	0.84	340	0.85
Différence Exp-numérique (%)	0.94	13.09	3.37	12.7
Différence Exp-analytique (%)	0.94	13.09	4.29	11.33



Test 1



Test 2



Test 3

Test 4

Figure 5.3. Relations force-vitesse et force-déplacement issues des essais expérimentaux menés par *Jiao et al* [148].

Test 1: $A = 3 \text{ mm}$, $f = 20 \text{ Hz}$. Test 2: $A = 10 \text{ mm}$, $f = 10 \text{ Hz}$

Test 3: $A = 5 \text{ mm}$, $f = 15 \text{ Hz}$. Test 4: $A = 10 \text{ mm}$, $f = 8 \text{ Hz}$

Tableau 5.2. Valeurs de F_{max} et α correspondantes aux tests 1, 2, 3 et 4.

	Test 1		Test 2		Test 3		Test 4	
	F_{max} (N)	α	F_{max} (N)	α	F_{max} (N)	α	F_{max} (N)	α
Expérimental	211	0.89	333	0.91	240	0.90	271	0.89
Modèle numérique	195	0.85	327	0.86	232	0.84	252	0.85
Modèle analytique	201	0.82	312	0.84	243	0.85	257	0.84
Différence Exp-numérique (%)	7.58	4.49	1.8	5.5	3.33	6.67	7.01	4.49
Différence Exp-analytique (%)	4.74	7.87	6.31	7.69	1.25	5.56	5.17	5.62

La variation force–vitesse est correctement capturée, traduisant la capacité du modèle à représenter l’effet rhéofluidifiant du fluide et la dépendance non linéaire de la force par rapport à la vitesse. Cette bonne performance est confirmée par l’analyse quantitative des résultats présentés dans les tableaux 5.1 et 5.2. En effet, les écarts relatifs entre les valeurs expérimentales et analytiques de F_{max} restent inférieurs à 6 % dans la majorité des cas, ce qui atteste de la précision du modèle pour prédire l’intensité de la force dissipée. Concernant l’exposant de non-linéarité α , les écarts sont globalement contenus entre 5 % et 13 %, montrant une capacité satisfaisante du modèle à restituer le degré de non-linéarité observé expérimentalement. Ces résultats démontrent que, malgré sa simplicité, le modèle analytique parvient à capturer l’essentiel du comportement dissipatif des amortisseurs à fluide visqueux à orifice annulaire.

Il est toutefois important de noter que le modèle ne prend pas en compte les effets élastiques du fluide. Cette limitation se traduit par l’absence d’hystérésis sur les courbes force–vitesse et par des boucles force–déplacement parfaitement elliptiques, contrairement aux observations expérimentales et numériques.

Les coefficients correcteurs utilisés ($R_f = 1.52$, $R_h = 0.13$ et $R_s = 3.085$) ont été ajustés une seule fois et validés sur l’ensemble des six essais expérimentaux, couvrant différentes géométries et propriétés de fluide, sans nécessiter de recalibrage ultérieur. Cette stabilité témoigne de la robustesse du modèle et de sa capacité à prédire le comportement d’une large diversité de configurations.

Ainsi, bien qu'il ne prenne pas en compte les effets élastiques du fluide, le modèle proposé constitue un outil particulièrement performant pour la prédiction du comportement dissipatif des amortisseurs à fluide visqueux. Contrairement à de nombreux modèles issus de la littérature, il se présente sous une forme explicite, ne nécessitant ni méthode de résolution numérique ni recalibration de ses coefficients correcteurs. Cette formulation réduit considérablement les temps de calcul et facilite l'obtention rapide des résultats. Par ailleurs, le modèle intègre de manière cohérente les paramètres géométriques de l'amortisseur ainsi que les propriétés rhéologiques du fluide. Il se révèle ainsi particulièrement adapté aux études paramétriques, aux procédures d'optimisation et aux phases de prédimensionnement des FVD à orifice annulaire.

5.3. RESISTANCE MECANIQUE DE L'AMORTISSEUR FVD

La résistance mécanique d'un amortisseur à fluide visqueux (FVD) correspond à la force maximale que le dispositif est en mesure de supporter sans compromettre son intégrité structurelle. Cette limite revêt une importance capitale, en particulier dans le cadre des sollicitations extrêmes auxquelles ces dispositifs peuvent être exposés. En effet, toute défaillance, qu'il s'agisse d'une rupture ou d'une déformation permanente, pourrait altérer la capacité dissipative de l'amortisseur et compromettre la sécurité globale de la structure protégée.

Deux éléments, en particulier, nécessitent une attention prioritaire en raison de leur influence directe sur le comportement dissipatif et thermique du dispositif : la tige de piston et la paroi du cylindre. Dans cette étude, l'ensemble des composants métalliques de l'amortisseur est supposé être fabriqué en acier de nuance S355. Les caractéristiques mécaniques de cette nuance sont utilisées comme base pour les vérifications de résistance mécanique des différents éléments du dispositif.

5.3.1. Résistance de la tige du piston

La tige de piston est soumise à des efforts axiaux importants et doit, de ce fait, être dimensionnée de manière à garantir sa résistance à la traction et au flambement sous compression. Au-delà de cette exigence mécanique, son rayon a une influence directe sur le comportement de l'amortisseur. En effet, plus ce rayon est réduit, plus la surface nette du piston (définie comme la différence entre la surface totale du piston et celle occupée par la tige) est importante. Une plus grande surface utile permet, à pression égale, de générer une force d'amortissement plus élevée, sans nécessiter une augmentation du diamètre global de

l'amortisseur. Ce paramètre est donc déterminant pour optimiser les performances dissipatives du dispositif tout en maintenant un encombrement réduit.

Toutefois, la diminution du rayon de la tige est contrainte par des critères de résistance mécanique. Il est donc impératif de dimensionner cette section en priorité, en se fondant sur les contraintes admissibles du matériau. Ce rayon représente ainsi une limite géométrique minimale incontournable, qui conditionne à la fois la sécurité du dispositif et son efficacité dissipative.

La vérification de la résistance au flambement de la tige de piston s'effectue conformément aux règles de calcul des éléments comprimés selon le CCM97 [167]. La force maximale générée par l'amortisseur, notée F_{max} , doit être inférieure à la force de résistance au flambement réduite $F_{f,Rd}$, selon l'inégalité suivante :

$$F_{max} \leq F_{f,Rd} = \chi \cdot A_v \cdot f_y / \gamma_s \quad (5.23)$$

Où A_v est l'aire de la section de la tige, f_y la limite d'élasticité du matériau, γ_s un coefficient de sécurité ($\gamma_s = 1.5$), et χ le coefficient de réduction de flambement. Ce dernier dépend de l'élanement de la tige ainsi que de la courbe de flambement adoptée.

Les conditions d'appui de la tige sont supposées encastrées du côté du piston et articulées à l'extrémité opposée, cette dernière étant généralement équipée d'une rotule. Cette configuration conduit à un coefficient de flambement adapté, utilisé pour l'évaluation de la résistance mécanique de la tige. La longueur libre de flambement de la tige, notée L , est définie comme la distance maximale sur laquelle elle est sollicitée en compression lorsque le piston atteint sa position la plus extrême. Cette longueur est estimée selon la relation $L = 2L_v$.

5.3.2. Résistance de la paroi du cylindre

De manière analogue, la paroi du cylindre assure à la fois le confinement du fluide et la résistance à la pression interne générée durant le fonctionnement de l'amortisseur. En complément de ce rôle structurel, son épaisseur E_c joue un rôle déterminant dans le comportement thermique du dispositif. Une paroi plus fine favorise les échanges de chaleur avec l'extérieur, contribuant à limiter l'élévation de température du fluide et à préserver ses propriétés rhéologiques sur la durée.

Cependant, cette finesse ne peut être poursuivie indéfiniment. Toute déformation, même minime, de la paroi est particulièrement critique dans le cas des FVD à orifice annulaire, car elle modifie la hauteur de l'orifice, ce qui peut entraîner une chute non maîtrisée de la force d'amortissement. Il est donc indispensable de déterminer l'épaisseur minimale admissible en amont, en fonction des contraintes mécaniques tolérées par le matériau. Comme pour la tige de piston, cette valeur constitue une contrainte mécanique, qui influence à la fois la stabilité mécanique du dispositif et son comportement thermique.

La vérification de la résistance de la paroi du cylindre repose sur l'analyse des contraintes générées par la pression interne du fluide en régime de fonctionnement. Pour cela, les expressions classiques issues de l'élasticité des matériaux sont employées afin d'estimer les contraintes : circonférentielle σ_t , radiale σ_r , et la contrainte axiale σ_a , calculées respectivement selon les relations suivantes [168], [169] :

$$\sigma_t = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (5.24)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (5.25)$$

$$\sigma_a = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (5.26)$$

Où p_i et p_o désignent respectivement les pressions interne et externe, r_i le rayon intérieur et r_o le rayon extérieur du cylindre, et r la position radiale à laquelle les contraintes sont évaluées.

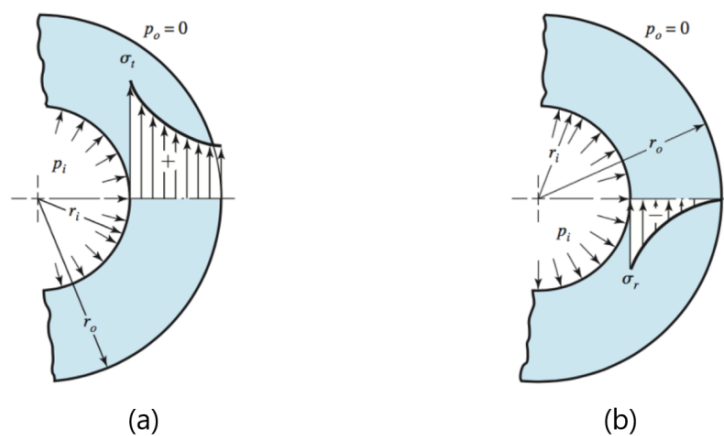


Figure 5.4. Répartition des contraintes dans un cylindre à paroi épaisse soumis à une pression interne. : (a) contrainte circonférentielle σ_t ; (b) contrainte radiale σ_r .

Dans le cas étudié, la pression externe p_o est supposée nulle. Ainsi, la détermination des contraintes maximales s'effectue en considérant r égal au rayon intérieur du cylindre r_i (c'est-

à-dire $r = R_c$), ce point correspondant aux valeurs maximales des contraintes circonférentielle σ_t et radiale σ_r , comme illustré à la figure 5.4.

À partir de ces composantes, la contrainte équivalente de von Mises est déterminée par [170]:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_t)^2]} \quad (5.27)$$

La vérification de la résistance mécanique est assurée si la contrainte équivalente σ_{eq} ainsi obtenue reste inférieure à la contrainte de résistance admissible σ_{Rd} :

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Rd} = f_y/\gamma_s \quad (5.28)$$

Avec f_y la limite d'élasticité du matériau, γ_s un coefficient de sécurité ($\gamma_s = 1.5$).

L'épaisseur du cylindre ainsi calculée ($E_c = r_o - r_i$) constitue un compromis optimal, assurant à la fois la résistance aux pressions internes et une capacité suffisante d'échange thermique avec l'environnement extérieur.

Outre ces deux éléments majeurs, d'autres modes de ruine doivent être pris en considération à des fins de fiabilité globale : la résistance de l'assemblage tige-piston, les systèmes de fixation et d'ancrage, ainsi que l'étanchéité des joints. Bien que ces aspects n'aient pas d'impact direct sur le comportement dissipatif ou thermique, ils peuvent compromettre la durabilité ou l'intégrité fonctionnelle du dispositif s'ils ne sont pas correctement traités lors de la phase de conception.

5.4. METHODOLOGIE DE CONCEPTION ET D'OPTIMISATION DES AMORTISSEURS FVD A ORIFICE ANNULAIRE

Comme présenté au chapitre 1 (Eq.1.31 et Eq.1.32), la capacité des amortisseurs à fluide visqueux à améliorer la performance dynamique d'une structure repose principalement sur leur aptitude à accroître le taux d'amortissement effectif du système et à renforcer sa capacité de dissipation d'énergie.

Dans cette perspective, la démarche proposée repose sur une approche énergétique structurée pour le dimensionnement des FVD. Elle commence par une analyse dynamique de la structure visant à estimer l'énergie que chaque amortisseur devra dissiper à chaque cycle de sollicitation.

Cette analyse permet également de déterminer la fréquence de fonctionnement du dispositif, en lien avec la fréquence propre de la structure, ainsi que l'amplitude de déplacement attendue. Cette dernière dépend de la position de l'amortisseur (en infrastructure ou en superstructure) et du type de montage retenu. À partir de ces éléments, le coefficient d'amortissement et l'exposant de non-linéarité sont déterminés de façon à répondre aux besoins dissipatifs de la structure.

Le processus de dimensionnement se poursuit par une sélection conjointe de la géométrie de l'amortisseur et des propriétés rhéologiques du fluide. Cette sélection est initialement guidée par les résultats de l'étude paramétrique menée dans le chapitre 4. Concernant les propriétés du fluide, le paramètre d'écoulement n doit être choisi aussi proche que possible de l'exposant de non-linéarité α ciblé, tandis que le temps de relaxation κ et le paramètre de transition a doivent être suffisamment élevés afin d'assurer une transition rapide vers le comportement non linéaire souhaité ($\kappa \geq 10^{-4}$, $a \geq 1$). En parallèle, les paramètres géométriques doivent être sélectionnés de manière à garantir l'atteinte du comportement dissipatif visé, tout en maintenant un h raisonnable et compatible avec les contraintes de fabrication.

La vérification de la résistance mécanique des éléments constitutifs, notamment la tige de piston et la paroi du cylindre est ensuite réalisée afin de garantir l'intégrité du dispositif sous les sollicitations prévues.

Enfin, la validation est systématiquement réalisée selon un processus itératif, combinant plusieurs niveaux de vérification. D'une part, le modèle analytique développé est utilisé pour s'assurer que les performances cibles, notamment en termes de coefficient d'amortissement et d'exposant de non-linéarité, sont atteintes ; d'autre part, une évaluation de la rigidité et du comportement thermique du dispositif est effectuée au moyen de simulations numériques. En complément, des essais expérimentaux doivent être réalisés afin de confirmer la conception et de valider définitivement les performances attendues.

Ce processus, détaillé dans l'organigramme de la figure 5.4, constitue une méthodologie complète, rapide et cohérente pour la conception optimisée des amortisseurs à fluide visqueux à orifice annulaire.

Afin d'illustrer l'applicabilité du processus de dimensionnement présenté, huit configurations représentatives d'amortisseurs à fluide visqueux (FVD) sont analysées à titre

d'exemples. Le choix des huit configurations FVD repose, d'une part, sur la volonté d'explorer une diversité de cas typiques en faisant varier les objectifs dissipatifs, les conditions de fonctionnement, la géométrie du dispositif ainsi que le type de fluide utilisé. D'autre part, il vise à analyser plusieurs aspects spécifiques tels que l'effet de la non-linéarité ou type de montage.



Figure 5.5. Organigramme représentant le processus de conception d'un FVD à orifice annulaire.

La définition de chaque configuration est présentée comme suit :

- **FVD1 et FVD2** sont conçus pour dissiper une même quantité d'énergie par cycle, mais se distinguent par leur comportement : FVD1 présente une réponse linéaire

($\alpha \approx 1$), tandis que FVD2 adopte un comportement non linéaire ($\alpha \approx 0.35$). Cette comparaison vise à mettre en évidence les avantages liés à la non-linéarité du comportement, notamment la réduction de la force maximale F_{max} ainsi que la diminution des dimensions transversales de l'amortisseur, tout en conservant une capacité dissipative équivalente à celle d'un FVD linéaire.

- **FVD3 et FVD4** visent à étudier l'influence du type de montage sur les caractéristiques d'amortissement du dispositif. Les deux amortisseurs sont conçus pour dissiper une même quantité d'énergie, en utilisant un fluide identique. FVD3 est installé selon un montage en chevron, tandis que FVD4 adopte une configuration en bascule, induisant une amplitude de déplacement plus élevée. Cette comparaison permet d'évaluer l'effet de l'amplitude induite par le type de montage sur la force maximale générée F_{max} et sur les dimensions transversales nécessaires pour atteindre la performance dissipative fixée.

- **FVD5 et FVD6** illustrent l'importance d'une conception géométrique équilibrée. Les deux amortisseurs sont conçus pour fonctionner sous les mêmes conditions de chargement et dissiper une quantité d'énergie identique. FVD5 est dimensionné avec des proportions cohérentes, comparables à celles généralement observées dans les dispositifs commerciaux pour cette gamme de force de sortie. À l'inverse, FVD6 est volontairement conçu avec un diamètre transversal excessivement réduit.

- **FVD7** est destiné à mettre en évidence les effets d'un fluide de faible performance, caractérisé par un temps de relaxation κ et un paramètre de transition a très faibles. Ce cas permet d'évaluer l'impact des propriétés rhéologiques sur la capacité à atteindre un comportement non linéaire stable et performant.

- **FVD8**, enfin, représente un dispositif conçu pour des applications d'isolation à la base, avec une amplitude de déplacement très élevée. Ce cas illustre l'adaptabilité du processus de dimensionnement proposé, démontrant qu'il peut être appliqué avec succès à des configurations nécessitant des amplitudes de chargement importantes.

L'ensemble de ces configurations permet d'illustrer la robustesse, la flexibilité et la pertinence du processus de conception proposé, tout en couvrant une diversité de conditions représentatives des besoins réels en génie parasismique.

5.4.1. Définition des besoins dissipatifs de la structure et les caractéristiques d'amortissement cibles des FVD

Le tableau 5.3 rassemble les caractéristiques initiales définies pour les huit cas d'amortisseurs étudiés (FVD1 à FVD8). Ces données s'inscrivent dans la première phase du processus de dimensionnement, représentée en bleu dans la partie supérieure de l'organigramme de la figure 5.5, où sont déterminés les besoins en dissipation d'énergie ainsi que les paramètres dynamiques associés. Pour chaque configuration, une énergie dissipée cible par cycle $E_{d,c}$ est fixée en fonction des exigences de performance du système structurel. La fréquence et l'amplitude de fonctionnement sont également déterminées.

L'exposant cible α_c est fixé dès le départ, en fonction du niveau de non-linéarité souhaité. Le coefficient d'amortissement cible C_c est ensuite calculé par un processus itératif : une première valeur est choisie pour générer la courbe hystérétique force-déplacement selon la loi $F_{d,c} = C_c \cdot |v|^{\alpha_c} \text{sgn}(v)$ (Eq. 1.20). L'énergie dissipée par cycle est alors estimée graphiquement à l'aide de la méthode du trapèze appliquée à cette courbe. C_c est ajusté progressivement jusqu'à ce que l'énergie calculée corresponde à la valeur cible fixée pour la configuration considérée. Cela permet d'estimer la force maximale cible $F_{max,c}$, indispensable pour la vérification mécanique de l'amortisseur. L'ensemble des paramètres déterminés (Tableau 5.3), servant ainsi de point de départ pour les étapes ultérieures.

Tableau 5.3. Définition des sollicitations dynamiques, de l'énergie à dissiper et détermination des propriétés d'amortissement cibles pour chaque configuration FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
f (Hz)	0.8	0.8	2.5	2.5	2	2	1.6	0.5
A (cm)	3	3	1.6	3	2	2	3	20
$E_{d,c}$ (KN.cm)	5000	5000	2000	2000	3500	3500	3800	55000
α_c	1	0.35	0.45	0.45	0.45	0.45	0.65	0.55
C_c (KN.s/cm)	35	180	84	34	115	115	40	82
$F_{max,c}$ (KN)	528	465	358	193	491	491	366	799

L'analyse de certaines configurations présentées dans le tableau 5.3 met en évidence des enseignements intéressants sur l'effet de la non-linéarité et du type de montage.

En comparant les configurations FVD1 et FVD2, qui visent une dissipation d'énergie identique (5000 kN.cm), l'adoption d'un fluide à comportement non linéaire entraîne une réduction de la force $F_{max,c}$ d'environ 12 %, passant de 528 kN pour FVD1 ($\alpha_c = 1$) à 465 kN pour FVD2 ($\alpha_c = 0.35$). Cette diminution souligne l'intérêt du comportement non linéaire pour optimiser la dissipation énergétique tout en limitant les sollicitations transmises à la structure.

De manière similaire, la comparaison entre FVD3 et FVD4, qui partagent des conditions dynamiques similaires mais diffèrent par leur type de montage (en chevron pour FVD3 et en bascule pour FVD4), met en évidence une augmentation de l'amplitude de déplacement d'environ 87,5 %, passant de 1,6 cm pour FVD4 à 3 cm pour FVD3. Cette augmentation est accompagnée d'une diminution notable de la force maximale $F_{max,c}$, qui passe de 341 kN pour FVD3 à 182 kN pour FVD4 soit une réduction de 46%. Ces résultats illustrent l'effet du type de montage sur la réduction de la force maximale générée par l'amortisseur, tout en conservant la même quantité d'énergie dissipée.

5.4.1.1. Vérification de la résistance de la tige du piston

Le processus se poursuit par l'évaluation de la résistance mécanique de la tige du piston. La vérification consiste à s'assurer que la force maximale $F_{max,c}$ reste inférieure à la résistance offerte par la tige, comme prescrit dans l'équation (5.23). Si cette condition n'est pas satisfaite, il convient de modifier le rayon de la tige R_v .

Afin de procéder à cette vérification, la longueur de la tige L_v doit être déterminée. Pour les configurations FVD1 à FVD7, une valeur standard de 200 mm est retenue, conforme aux pratiques usuelles pour des montages en superstructure. En revanche, pour FVD8, destiné à un système d'isolation à la base, L_v est porté à 300 mm afin de répondre aux exigences liées à une amplitude de déplacement plus importante.

Dans le domaine industriel, les FVD commerciaux sont généralement classés selon des niveaux de résistance standardisés (par exemple 350 kN, 500 kN, 650 kN, 800 kN ou 1000 kN). Afin d'assurer une cohérence avec ces pratiques, les valeurs de $F_{max,c}$ ont été arrondies aux niveaux standards les plus proches des valeurs calculées pour chaque configuration. Ces valeurs ajustées de la force sont désignées par $F_{max,c}^*$.

Le tableau 5.4 synthétise les résultats de la vérification de la résistance mécanique de la tige pour chaque configuration étudiée.

Tableau 5.4. Justification du rayon de la tige de piston R_v par vérification au flambement pour les différentes configurations FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
L_v (mm)	200	200	200	200	200	200	200	300
χ	0.884	0.884	0.863	0.796	0.884	0.884	0.863	0.834
R_v (mm)	32	32	30	26	32	32	30	42
$F_{f,Rd}$ (KN)	673	673	577	400	673	673	577	1094
$F_{max,c}^*$ (KN)	650	650	500	350	650	650	500	1000

5.4.2. Application du modèle analytique au dimensionnement préliminaire des FVD

Après la vérification mécanique de la tige du piston, l'étape suivante (mise en évidence en vert dans la Figure 5.5) consiste à sélectionner le fluide adéquat et déterminer l'ensemble des paramètres géométriques pour chaque configuration d'amortisseur, de manière à ce que les propriétés dissipatives atteignent le coefficient d'amortissement et l'exposant de non-linéarité cibles, définis préalablement en fonction de la demande en énergie de la structure. Cette démarche repose sur le modèle analytique de l'équation (5.22), qui établit les relations entre les dimensions caractéristiques du dispositif, les propriétés du fluide utilisé et les performances attendues.

Le choix du fluide est guidé par la valeur de l'exposant α_c préalablement fixé. Le fluide sélectionné pour chaque configuration doit présenter des caractéristiques rhéologiques compatibles avec les performances visées. Plus précisément, le paramètre rhéologique n doit être choisi aussi proche que possible de l'exposant α_c , tandis que le temps de relaxation κ et le paramètre de transition a doivent être suffisamment élevés afin d'assurer une transition rapide et stable vers le comportement non linéaire souhaité.

La conception géométrique repose sur le calcul des dimensions internes de l'amortisseur, notamment le rayon du cylindre R_c , du piston R_p et la longueur du piston L_p , en fonction du fluide sélectionné et des performances visées. L'enjeu de cette étape réside dans la capacité à

atteindre les objectifs dissipatifs tout en maintenant une géométrie réalisable et adaptée aux contraintes techniques et industrielles. En particulier, il est essentiel d'éviter des valeurs de l'espace annulaire h excessivement faibles, susceptibles d'entraîner une fabrication imprécise ou techniquement irréalisable.

Le tableau 5.5 présente de manière synthétique l'ensemble des paramètres géométriques obtenus, ainsi que les fluides sélectionnés pour chaque configuration.

Tableau 5.5. Sélection du fluide et définition des paramètres géométriques pour chaque configuration FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
Fluide	NF-100	F-100	F-30	F-30	F-30	F-30	F-1	F-5
R_p (mm)	102	85	84	64	97	61.4	69.4	118.8
R_v (mm)	32	32	30	26	32	32	30	42
R_c (mm)	105	86	85	65	98	62	70	120
L_p (mm)	58	53	65	54	61	94	62	121
L_v (mm)	200	200	200	200	200	200	200	300
h (mm)	3	1	1	1	1	0.6	0.4	1.2

Une analyse comparative entre FVD1 et FVD2, qui partagent une configuration similaire mais diffèrent par leur comportement non linéaire, révèle une réduction notable du rayon transversal R_c , passant de 105 mm (FVD1) à 86 mm (FVD2), soit une diminution d'environ 18 %. Ces résultats montrent que l'adoption d'un comportement non linéaire permet d'optimiser la force maximale, et par conséquent, de réduire l'encombrement de l'amortisseur.

De même, en comparant FVD3 et FVD4, qui diffèrent par leur type de montage (en chevron pour FVD3 et en bascule pour FVD4), on constate une diminution du rayon transversal R_c , passant de 85 mm à 65 mm, soit une réduction d'environ 24 %. Cette tendance souligne l'influence du type de montage sur l'optimisation de la géométrie, tout en maintenant les performances dissipatives attendues.

Enfin, FVD5 et FVD6 illustrent l'effet d'une réduction volontaire du rayon transversal sur la conception du dispositif. FVD6 présente en effet une diminution de R_c d'environ 37 % par rapport à FVD5 (passant de 98 mm à 62 mm). Bien que cette réduction permette un gain

d'encombrement, elle pourrait avoir des répercussions importantes sur le comportement mécanique du dispositif, qui seront examinées dans les parties suivantes.

L'analyse des écarts concernant l'exposant de non-linéarité, le coefficient d'amortissement et la force maximale de sortie entre les valeurs cibles ($\alpha_c, C_c, F_{max,c}$) et celles obtenues à partir du modèle analytique ($\alpha_a, C_a, F_{max,a}$) sont présentée dans le tableau 5.6.

Tableau 5.6. Comparaison entre les propriétés d'amortissement cibles et celles obtenues par le modèle analytique pour les différentes configurations FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
α_c	1.00	0.35	0.45	0.45	0.45	0.45	0.65	0.55
α_a	1.00	0.35	0.46	0.46	0.46	0.46	0.70	0.56
Différence (%)	0	0	2.22	2.22	2.22	2.22	7.69	1.82
C_c (KN.s/cm)	35	180	84	34	115	115	40	82
C_a (KN.s/cm)	35.35	180.50	80.89	32.72	111.93	112.15	42.82	79.38
Différence (%)	1	0.28	3.70	3.77	2.67	2.48	7.05	3.20
$F_{max,c}$ (KN)	528	465	358	193	491	491	366	799
$F_{max,a}$ (KN)	533	461	362	194	498	494	464	820
Différence (%)	0.95	0.86	1.12	0.52	1.43	0.61	26.78	2.63

Les résultats obtenus montrent que les écarts entre les valeurs calculées analytiquement et les valeurs cibles sont globalement faibles, à l'exception notable de la configuration FVD7. Ces écarts mettent en évidence l'influence des propriétés rhéologiques du fluide sur la convergence de l'exposant de non-linéarité α_a vers le paramètre rhéologique n .

Lorsque le fluide présente un temps de relaxation κ et un paramètre de transition a relativement élevés (supérieurs à 0,0001 s et à 1, respectivement), la convergence de α_a vers n s'effectue de manière satisfaisante, bien qu'un écart résiduel subsiste. Cet écart, généralement faible, a une incidence limitée sur le coefficient d'amortissement C_a et sur la force maximale de sortie $F_{max,a}$.

En revanche, dans le cas de FVD7, caractérisé par un fluide de faible performance (avec κ et a faibles), la convergence de α_a vers n reste insuffisante ($\alpha_a = 0.7$ contre $n = 0,65$), malgré l'adoption d'une géométrie très contrainte (avec une largeur de l'orifice réduite à $h = 0,4$).

Cette limitation se traduit par des écarts significatifs entre les valeurs cibles et celles analytiquement obtenues : le coefficient d'amortissement augmente de +7,05 % et la force maximale de sortie dépasse la cible de +26,78 %.

Ces déviations peuvent compromettre l'intégrité du système, en particulier sous sollicitations dynamiques intenses, où la force excédentaire risque de dépasser les limites mécaniques admissibles de l'amortisseur.

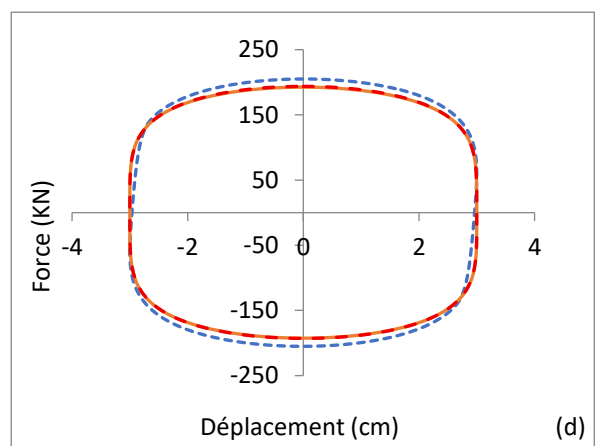
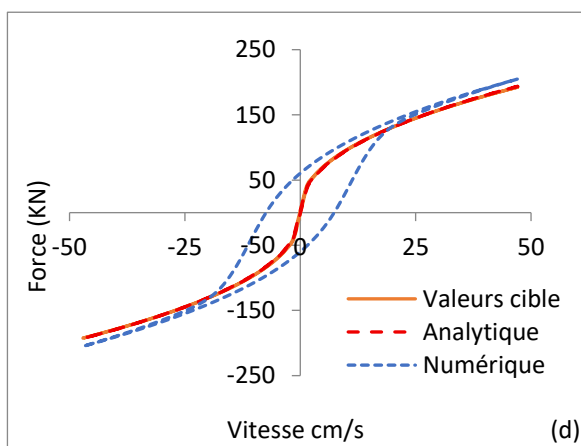
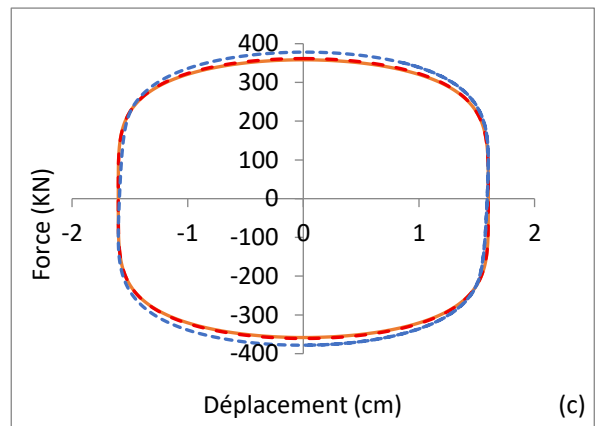
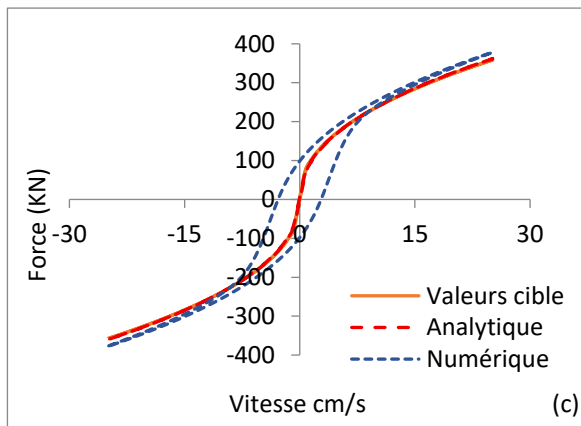
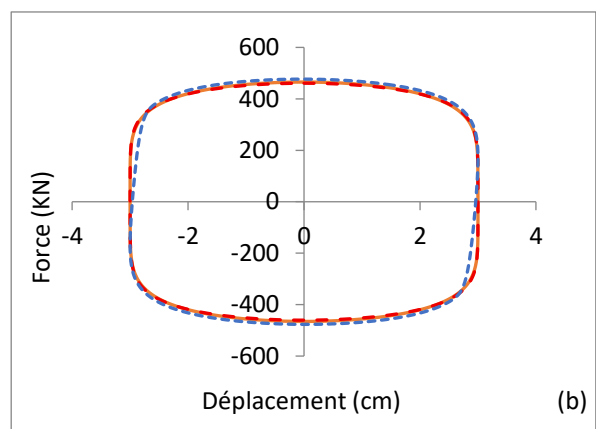
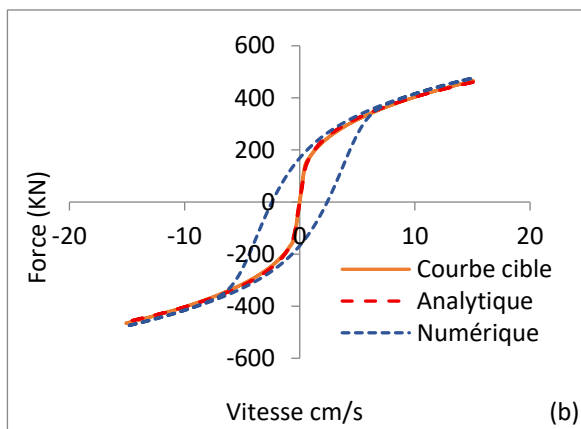
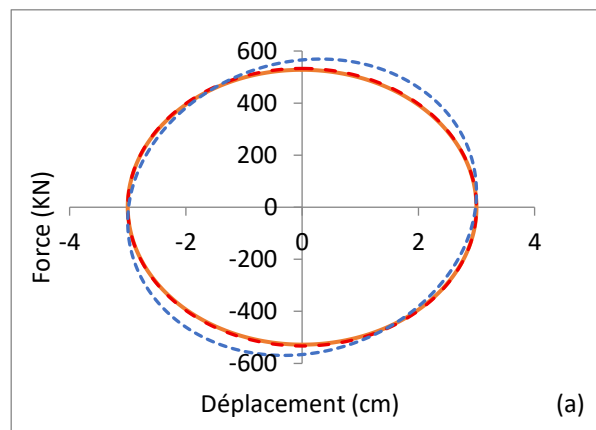
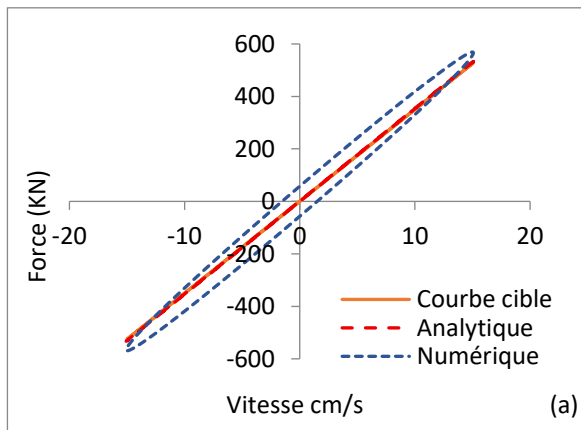
5.4.3. Validation numérique et analyse de l'effet du comportement élastique

Une fois les paramètres géométriques définis et le fluide sélectionné pour chaque cas étudié à l'aide du modèle analytique, l'étape suivante (illustrée en orange dans la Figure 5.5) consiste à réaliser les simulations numériques correspondantes. Cette phase poursuit un double objectif : d'une part, confirmer la cohérence et la précision des résultats obtenus analytiquement ; d'autre part, étudier le comportement élastique du système et évaluer son effet sur les performances dissipatives des huit configurations d'amortisseurs (FVD).

5.4.3.1. Validation numérique des résultats analytiques

La figure 5.6 présente les courbes comparatives force-vitesse et force-déplacement obtenues à partir des simulations numériques pour chacune des huit configurations étudiées. Ces courbes sont superposées à celles issues du modèle analytique et aux courbes cibles définies, permettant ainsi une évaluation visuelle précise de la concordance entre les différentes approches. Toutefois, les courbes issues des simulations numériques prennent en compte le comportement élastique de l'amortisseur, ce qui se traduit naturellement par une déviation notable des courbes force-déplacement et par l'apparition d'une hystérésis dans les courbes force-vitesse.

Le tableau 5.7 présente les écarts relevés entre les résultats analytiques ($\alpha_a, C_a, F_{max,a}$) et ceux obtenus à partir des simulations numériques ($\alpha_n, C_n, F_{max,n}$). Ces résultats confirment dans l'ensemble la robustesse et la fiabilité du modèle analytique, avec des écarts moyens limités à 1,67 % pour l'exposant α , 2,97 % pour le coefficient d'amortissement C , et 4,33 % pour la force maximale F_{max} .



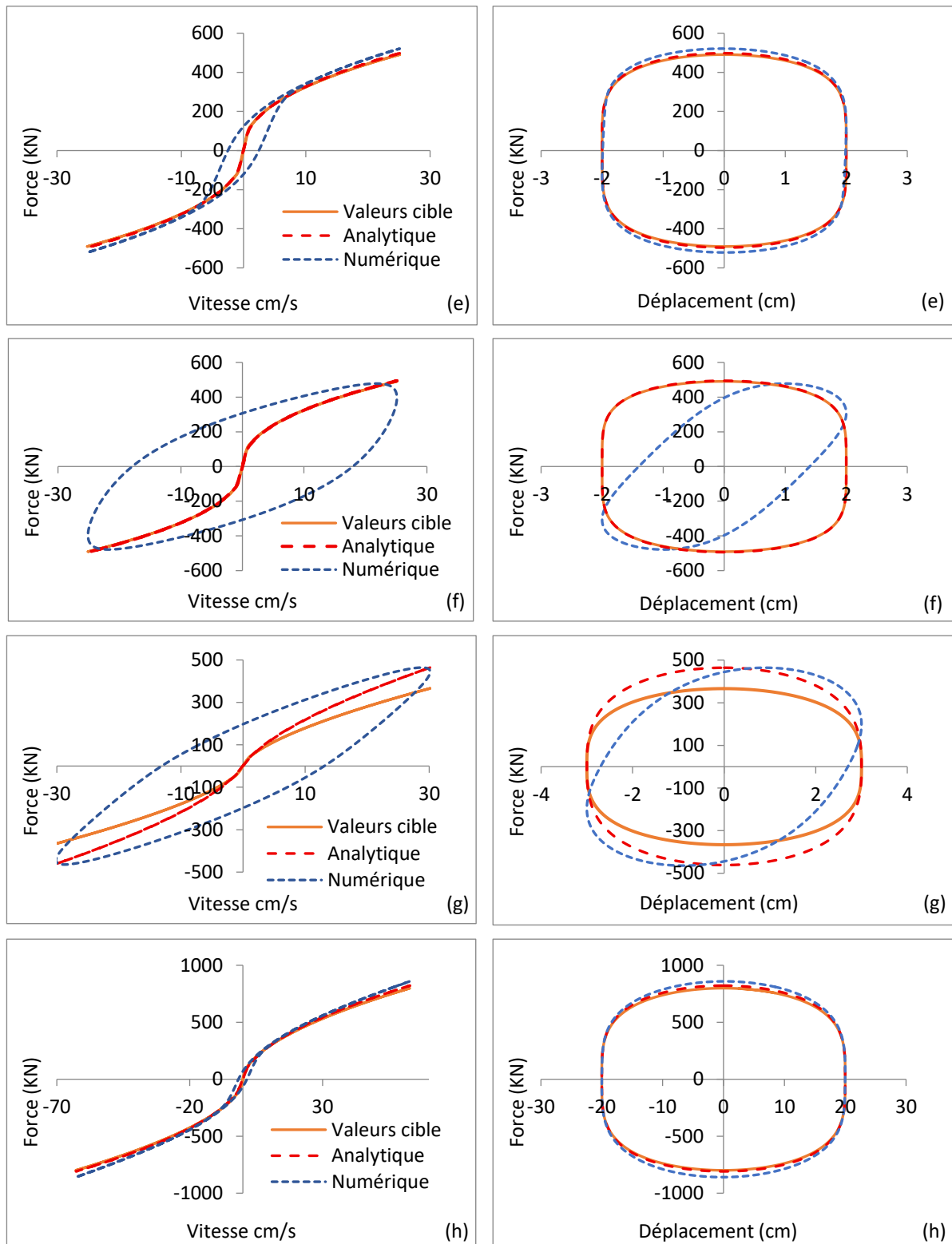


Figure 5.6. Comparaison des courbes force-vitesse et force-déplacement issues du modèle analytique, du modèle numérique et la courbe cible pour chaque configuration FVD : (a) FVD1 ; (b) FVD2 ; (c) FVD3 ; (d) FVD4 ; (e) FVD5 ; (f) FVD6 ; (g) FVD7 ; (h) FVD8.

Tableau 5.7. Comparaison entre les propriétés d'amortissement obtenues par le modèle analytique et numérique pour les différentes configurations FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
α_a	1.00	0.35	0.46	0.46	0.46	0.46	0.70	0.56
α_n	1.00	0.36	0.47	0.47	0.47	0.47	0.70	0.57
Différence (%)	0	2.86	2.17	2.17	2.17	2.17	0	1.79
C_a (KN. s/cm)	35.35	180.50	80.89	32.72	111.93	112.15	42.82	79.38
C_n (KN. s/cm)	37.08	182.26	84.23	33.62	114.73	112.72	43.46	81.22
Différence (%)	4.89	5.13	4.13	2.75	2.50	0.51	1.49	2.32
$F_{max,a}$ (KN)	533	461	362	194	498	494	464	820
$F_{max,n}$ (KN)	559	484	378	206	521	507	474	859
Différence (%)	4.88	5	4.42	6.19	4.62	2.63	2.16	4.76

Ces résultats confirment la robustesse et la fiabilité du modèle analytique, tout en soulignant sa contribution essentielle à l'optimisation du processus de conception. Ce modèle permet d'identifier rapidement et efficacement les caractéristiques géométriques ainsi que le fluide adapté pour atteindre les performances visées. En l'absence d'un tel outil, ces ajustements nécessiteraient de nombreuses itérations numériques, longues et coûteuses. L'approche analytique s'impose ainsi comme un outil stratégique pour orienter la conception et accélérer le dimensionnement préliminaire des amortisseurs.

5.4.3.2. Analyse de l'effet du comportement élastique du fluide

Le tableau 5.8 présente une synthèse des résultats relatifs à l'analyse de l'effet du comportement élastique du fluide sur les performances dissipatives en termes d'énergie des huit configurations d'amortisseurs étudiées.

La rigidité globale k_{eff} de chaque configuration a été calculée à partir de l'équation (4.1). On observe une variabilité notable entre les différentes configurations. Les configurations FVD6 et FVD7 affichent des rigidités particulièrement élevées (respectivement 153,92 kN/cm et 98,82 kN/cm), principalement en raison du choix de fluides peu performants combiné à une géométrie très contrainte, comme cela a été discuté précédemment. Ce comportement se manifeste clairement dans la figure 5.6, où ces deux configurations se distinguent par une pente

plus marquée dans la courbe force-déplacement et par une hystérésis plus prononcée dans la courbe force-vitesse, contrastant avec les autres cas. L'effet de la rigidité sur les performances dissipatives du système peut être évalué en comparant les énergies dissipées avec et sans prise en compte du comportement élastique ($E_{d,n}$ et $E_{d,n,inc}$). Cette comparaison révèle une réduction significative de $E_{d,n}$ de l'ordre de 37 % pour FVD6 et 13,5 % pour FVD7, tandis que pour les autres configurations, cette diminution reste inférieure à 2.5 %, indiquant un impact négligeable de la rigidité sur leur efficacité dissipative.

Tableau 5.8. Évaluation de l'effet du comportement élastique sur l'énergie dissipée pour les différentes configurations FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
$E_{d,c}$ (KN.cm)	5000	5000	2000	2000	3500	3500	3800	55000
$E_{d,n,inc}$ (KN.cm)	5269	5254	2159	2172	3677	3612	4727	59164
k_{eff} (KN/cm)	19.37	56.58	42.09	49.21	36.75	153.92	98.82	3.55
$E_{d,n}$ (KN.cm)	5252	5136	2124	2148	3664	2262	4089	58804
Différence $E_{d,c}-E_{d,n}$ (%)	+5.04	+2.72	+6.20	+7.40	+4.69	-35.37	+7.61	+6.92

Concernant la comparaison entre les performances cibles et celles effectivement atteintes, les résultats montrent que, pour la majorité des configurations (FVD1 à FVD5, FVD7 et FVD8), l'écart entre l'énergie cible, $E_{d,c}$ et l'énergie obtenue numériquement $E_{d,n}$ reste inférieur à 7.5 %. Cette faible différence (positive dans tous les cas), indique une bonne adéquation entre les performances ciblées et celles obtenues. Cependant, la configuration FVD6 présente un écart négatif important de -35,37 %, soulignant l'influence majeure du comportement élastique du fluide sur la capacité dissipative réelle, au point que les performances cibles s'avèrent largement non atteintes. Enfin, dans le cas de FVD7, bien que $E_{d,n}$ reste supérieure à $E_{d,c}$, cette performance est obtenue au prix de contraintes mécaniques importantes. Le fluide peu performant entraîne une augmentation marquée de la force maximale de sortie (comme illustré à la figure 5.6.g), ce qui induit une énergie dissipée élevée dans le cas incompressible. Toutefois, cette énergie diminue lorsqu'on prend en compte le comportement élastique, sans pour autant passer en dessous de la valeur cible.

En résumé, les configurations FVD1 à FVD5 ainsi que FVD8 présentent une conception équilibrée, alliant judicieusement les paramètres géométriques et les propriétés du fluide. Cette cohérence dans le dimensionnement leur permet d'atteindre les performances dissipatives ciblées avec un bon niveau de fiabilité. À l'inverse, la configuration FVD6, caractérisée par une géométrie très contrainte, engendre une pression interne particulièrement élevée. Cette surpression conduit à l'apparition d'une force élastique importante, qui nuit considérablement à la capacité dissipative de l'amortisseur et empêche d'atteindre les performances visées. Quant à FVD7, bien qu'il parvienne à satisfaire l'objectif énergétique fixé, l'utilisation d'un fluide peu performant compromet l'atteinte des caractéristiques d'amortissement visées. Il en résulte une élévation significative de la force de sortie maximale, susceptible de dépasser la force de conception du dispositif. Un tel dépassement pourrait entraîner des risques mécaniques importants, voire endommager l'amortisseur en cas de sollicitations intenses.

Pour ces raisons, les configurations FVD6 et FVD7 sont jugées inadaptées pour être retenues dans l'étape suivante, qui consiste à évaluer l'effet thermique sur le fonctionnement de l'amortisseur.

5.4.4. Analyse de la variation thermique sous sollicitations cycliques prolongées

Après le dimensionnement, la sélection du fluide et l'analyse de l'influence du comportement élastique, l'étude se poursuit avec l'évaluation de l'effet de la variation thermique sur le fonctionnement des six amortisseurs restants.

Conformément à l'organigramme établi, cette étape (en rouge) repose sur la mise en œuvre d'un modèle numérique multiphysique, intégrant à la fois le comportement rhéologique du fluide et l'échauffement thermique induit par les sollicitations dynamiques. L'objectif est d'évaluer l'évolution de la température au sein du dispositif et de vérifier que les contraintes thermiques demeurent compatibles avec les performances mécaniques attendues, garantissant ainsi la fiabilité et la durabilité du système. Toutefois, avant d'engager cette analyse thermique, une vérification de la résistance mécanique du cylindre extérieur s'impose, accompagnée du calcul de son épaisseur, afin de s'assurer qu'elle soit suffisante pour assurer à la fois la sécurité structurelle et l'efficacité thermique de l'amortisseur.

5.4.4.1. Vérification de la résistance mécanique de la paroi du cylindre

Cette vérification a pour objectif de déterminer l'épaisseur minimale du cylindre extérieur, suffisante pour résister à la pression interne maximale tout en assurant une dissipation thermique optimale. Un compromis judicieux entre résistance mécanique et efficacité thermique est nécessaire pour garantir l'intégrité structurelle et les performances de l'amortisseur dans des conditions dynamiques sévères.

La démarche commence par le calcul de la pression interne p_i , obtenue en multipliant la force maximale standardisée $F_{max,c}^*$ par la surface transversale du piston. Cette pression correspond à la sollicitation maximale exercée sur le cylindre lors du fonctionnement de l'amortisseur. Une épaisseur initiale est ensuite proposée, puis vérifiée à l'aide des équations (5.24) à (5.28). Si la condition de résistance n'est pas satisfaite, l'épaisseur est ajustée itérativement jusqu'à ce que la contrainte admissible soit vérifiée. Le tableau 5.9 présente de manière synthétique les résultats de cette vérification pour l'ensemble des configurations étudiées.

Tableau 5.9. Justification de l'épaisseur du cylindre E_c sur la base des contraintes mécaniques pour chaque configuration FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
$F_{max,c}^* (KN)$	650	650	500	350	650			1000
$p_i (MPa)$	22.06	33.37	25.85	32.58	24.68			25.78
E_c	18	18	15	12	18			20
$\sigma_t (MPa)$	140.57	177.68	160.48	194.12	147.72			168.53
$\sigma_r (MPa)$	-22.06	-33.37	-25.85	-32.58	-24.68			-25.78
$\sigma_a (MPa)$	59.26	72.16	67.31	80.77	61.52			71.38
$\sigma_{eq} (MPa)$	140.84	182.77	161.37	196.32	149.30			168.27
$\sigma_{rd} (MPa)$	236.67	236.67	236.67	236.67	236.67			236.67

5.4.4.2. Évaluation de la variation thermique et de ses effets sur les propriétés du fluide

La vérification mécanique du cylindre extérieur ayant été validée, l'étude peut désormais se concentrer sur l'analyse thermique détaillée des configurations d'amortisseurs. Afin d'évaluer la capacité thermique des dispositifs et d'examiner leur comportement dans des conditions

prolongées de sollicitation, un mouvement sinusoïdal sera appliqué sur les huit configurations, sur une durée de 15 cycles. Ce nombre de cycles a été retenu afin de simuler un scénario prolongé de fonctionnement, représentatif d'un séisme de longue durée sans phase de repos. Ce choix se distingue des approches adoptées dans les études antérieures : *Frings et al.* (2011) [146] ont limité leur analyse thermique à 5 cycles, tandis que *Hu et al.* (2025) [135] n'en ont considéré que 4. L'extension à 15 cycles dans la présente étude vise ainsi à explorer plus en profondeur la dégradation thermique potentielle sur la durée, et à fournir une évaluation plus rigoureuse des effets cumulatifs de l'échauffement sur la viscosité du fluide et, par conséquent, sur les performances dissipatives du dispositif. La température de l'environnement extérieur est fixée à 25 °C, représentant une condition ambiante standard pour évaluer la dissipation thermique naturelle par conduction à travers les parois et par convection vers l'air environnant.

Les figures 5.7 et 5.8 présentent l'évolution des champs de température et de viscosité dynamique au 5e, 10e et 15e cycle pour les configurations FVD4 et FVD8. Ces résultats permettent de visualiser les effets thermiques induits par le cisaillement visqueux du fluide dans des conditions de fonctionnement prolongées.

L'analyse des contours de température révèle que la génération de chaleur est principalement localisée au niveau de l'orifice annulaire, là où le fluide est soumis aux plus fortes contraintes de cisaillement. Cette zone constitue le principal siège de dissipation visqueuse, à l'origine de l'élévation thermique observée.

Dans les deux cas, la montée en température est bien visible avec les cycles. Dans le cas du FVD4 En raison de l'amplitude de déplacement relativement faible (3 cm), la chaleur reste concentrée à proximité immédiate du piston, dans une zone restreinte autour de l'orifice. En revanche, pour la configuration FVD8, l'amplitude de mouvement beaucoup plus importante (20 cm) entraîne une circulation plus étendue du fluide dans les deux chambres. Il en résulte une répartition plus large de la température dans le volume du fluide.

Par ailleurs, on observe également une élévation progressive de la température dans les parties solides proche de l'orifice de l'amortisseur, notamment le cylindre et l'assemblage tige-piston. Cette évolution résulte du transfert thermique qui s'opère entre le fluide chauffé et les parois solides, celles-ci jouant un rôle de relais vers l'environnement extérieur. Ce mécanisme

de conduction représente un processus naturel de régulation thermique, contribuant à limiter localement l'accumulation excessive de chaleur au sein du fluide.

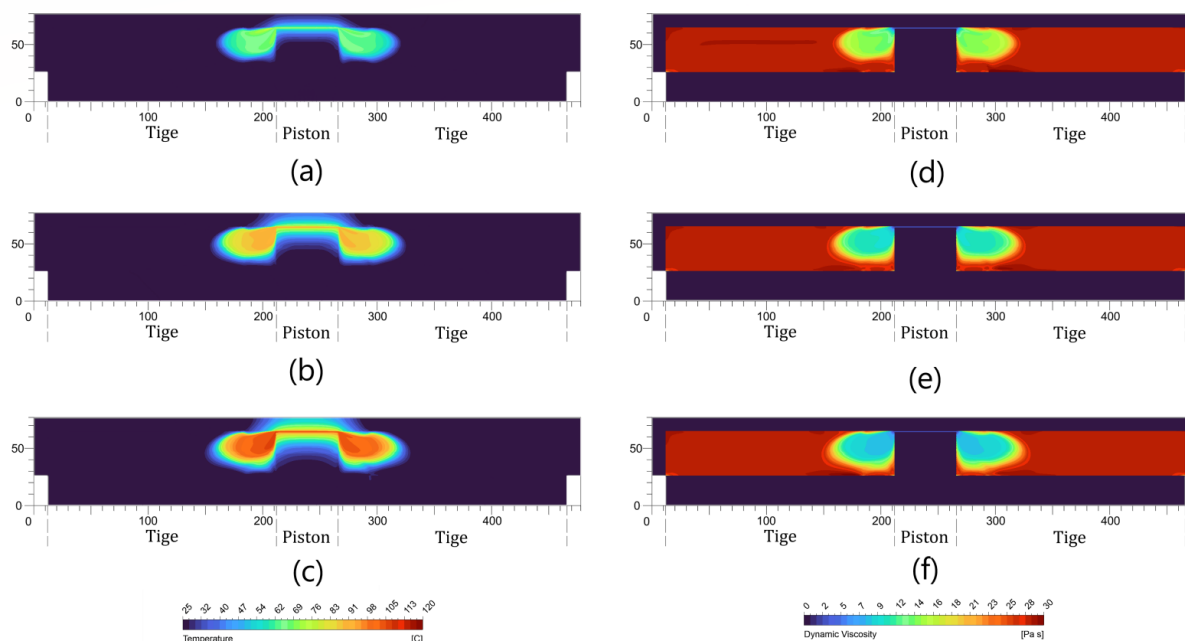


Figure 5.7. Contours de température et de viscosité dynamique au cours du chargement pour la configuration FVD4 : (a) Température au 5^e cycle ; (b) Température au 10^e cycle ; (c) Température au 15^e cycle ; (d) Viscosité au 5^e cycle ; (e) Viscosité au 10^e cycle ; (f) Viscosité au 15^e cycle.

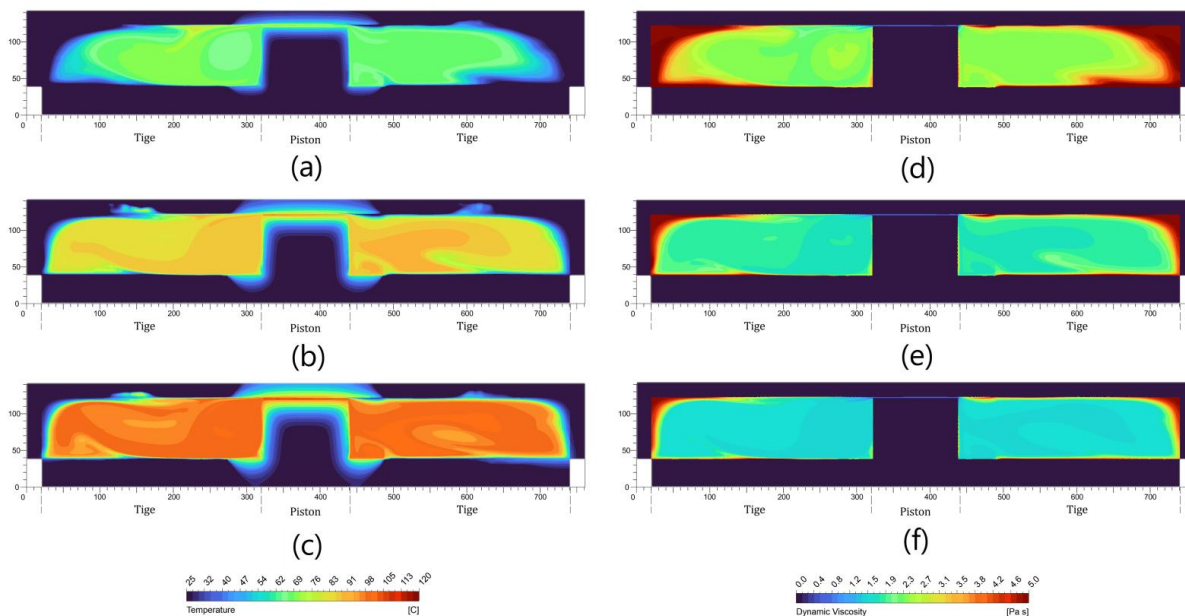


Figure 5.8. Contours de température et de viscosité dynamique au cours du chargement pour la configuration FVD8 : (a) Température au 5^e cycle ; (b) Température au 10^e cycle ; (c) Température au 15^e cycle ; (d) Viscosité au 5^e cycle ; (e) Viscosité au 10^e cycle ; (f) Viscosité au 15^e cycle.

Concernant la viscosité dynamique, les résultats montrent une diminution localisée dans les zones soumises à des températures élevées, ce qui est cohérent avec le comportement thermo-dépendant du fluide utilisé. Dans les deux configurations, les régions à plus faible viscosité coïncident étroitement avec les zones de forte élévation thermique, confirmant l'influence directe de la température sur la viscosité du fluide.

La figure 5.9 présente l'évolution de la température maximale du fluide, relevée à la fin de chaque cycle, pour l'ensemble des cas étudiés. Le tableau 5.10, quant à lui, synthétise les températures maximales atteintes au 15^e cycle pour chaque configuration de FVD. De manière générale, les courbes montrent une augmentation progressive de la température au fil des cycles, traduisant l'accumulation thermique liée à la dissipation visqueuse de l'énergie mécanique induite par l'excitation sinusoïdale.

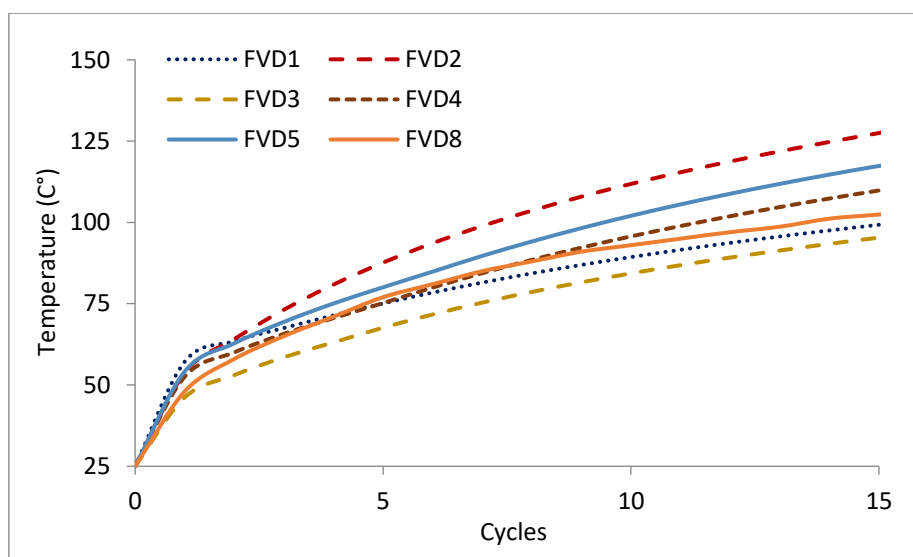


Figure 5.9. Évolution de la température au cours des cycles de chargement pour l'ensemble des configurations FVD.

Tableau 5.10. Température maximale atteinte au 15^e cycle de chargement pour les différentes configurations FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
Température (C°)	99	127	95	110	117			102

Les différences observées dans l'élévation thermique d'une configuration à l'autre s'expliquent par la complexité des mécanismes de génération de chaleur au sein de l'amortisseur. La production de chaleur est principalement régie par l'intensité des contraintes de cisaillement qui se développent lorsque le fluide est contraint de traverser l'orifice annulaire. Ces contraintes provoquent un frottement interne entre les couches de fluide, convertissant une

part significative de l'énergie cinétique en énergie thermique. Ce phénomène dépend fortement de plusieurs paramètres. D'abord, la viscosité initiale du fluide joue un rôle fondamental : un fluide plus visqueux génère davantage de résistance à l'écoulement, augmentant ainsi les frottements internes et donc la production de chaleur. Ensuite, la vitesse du fluide à travers l'orifice, déterminée par les conditions de chargement (amplitude et fréquence du mouvement) ainsi que par la géométrie du dispositif (notamment l'épaisseur de l'orifice), influe directement sur l'intensité des contraintes de cisaillement. Par ailleurs, certains facteurs contribuent à limiter l'élévation thermique. C'est notamment le cas du transfert de chaleur vers l'environnement extérieur, qui constitue un mécanisme naturel de régulation. Ce transfert dépend en grande partie de l'épaisseur du cylindre extérieur : plus celui-ci est mince, plus la conductivité thermique entre le fluide interne et l'air ambiant est facilitée, permettant une dissipation plus efficace de la chaleur accumulée. Ainsi, la combinaison spécifique des paramètres géométriques, rhéologiques et de chargement détermine, pour chaque configuration, le rythme et l'intensité de la montée en température observée.

FVD2 présente l'élévation la plus importante, atteignant 127 °C. Cela s'explique par une viscosité initiale élevée et une vitesse d'écoulement importante (>560 cm/s), générant de fortes contraintes de cisaillement. À l'inverse, des configurations telles que FVD1 et FVD3 présentent des températures maximales plus modérées atteignant respectivement 99 °C, 95 °C. Le cas de FVD1 est révélateur : bien qu'il partage avec FVD2 des conditions similaires en termes de viscosité du fluide, de chargement et d'épaisseur de cylindre, la vitesse d'écoulement y est nettement inférieure (243 cm/s), ce qui se traduit par une dissipation thermique plus faible.

La convergence progressive des courbes au-delà du dixième cycle, marquée par une diminution de la pente, suggère une tendance à la stabilisation thermique pour plusieurs configurations. Cette évolution indique que l'équilibre entre la chaleur générée et la chaleur dissipée commence à s'établir, mais aussi que la diminution progressive de la viscosité contrebalance partiellement la génération de chaleur, tendant ainsi vers un régime thermiquement quasi-stationnaire.

Enfin, il convient de souligner que les températures maximales atteintes dans l'ensemble des configurations restent inférieures aux seuils de tolérance thermique des huiles de silicone utilisées. Par conséquent, aucun risque de dégradation chimique n'est à prévoir dans les conditions de sollicitation simulées. « L'annexe E » présente les plages de température de fonctionnement des fluides considérés dans les simulations.

5.4.4.3. Effet de la température sur la force d'amortissement

Afin d'évaluer l'effet de l'élévation de la température sur la force de sortie du FVD, la figure 5.10 présente l'évolution des relations force-vitesse, force-déplacement et l'évolution temporelle de la force de sortie pour les configurations FVD4 et FVD8. L'ensemble de ces représentations met en évidence l'effet cumulatif des cycles de chargement sur le comportement du dispositif et ses performances dissipatives.

On observe que, dans les deux cas, la force maximale tend à diminuer progressivement au fil du temps. Cette diminution est visible dans les boucles hystérétiques (force-vitesse et force-déplacement) illustrée dans les figures 5.10.a, 5.10.b, 5.10.d et 5.10.e qui deviennent plus resserrées à mesure que les cycles avancent. Cela est également montrée dans les courbes des figures 5.10.c et 5.10.f, où l'amplitude des pics de force se réduit progressivement.

Ce comportement est attribué à l'échauffement progressif du fluide interne, causé par les contraintes de cisaillement répétées. L'augmentation de la température entraîne une réduction de la viscosité dynamique, diminuant ainsi la capacité de l'amortisseur à opposer une résistance à l'écoulement. Par conséquent, la force de sortie générée par le dispositif décroît, traduisant une perte d'efficacité dissipative au fil des cycles.

La figure 5.11 illustre l'évolution de la force maximale normalisée $F/F_{max,n}$ au cours des cycles pour l'ensemble des dispositifs étudiés, tandis que le tableau 5.11 présente le taux de réduction (%) de cette force après 15 cycles de chargement pour les différentes configurations de FVD. La normalisation appliquée permet d'éliminer les différences absolues de force entre les dispositifs, afin de mieux mettre en évidence les effets relatifs de la montée en température sur la dégradation progressive de la force d'amortissement, et facilitant ainsi les comparaisons entre configurations.

De manière générale, on observe une diminution progressive de la force maximale au fil des cycles, traduisant l'influence croissante de l'échauffement du fluide sur sa viscosité et, par conséquent, sur la capacité de l'amortisseur à générer une force de résistance efficace. Comme l'indique le tableau 5.11, cette réduction est particulièrement marquée pour la configuration FVD2, qui conserve seulement 52 % de sa force initiale après 15 cycles. À l'inverse, FVD3 enregistre la réduction la plus modérée, avec 63 % de la force initiale encore maintenue, ce qui suggère un échauffement interne moins prononcé ou une dissipation thermique plus efficace. Ces résultats sont cohérents avec les températures maximales relevées précédemment,

confirmant le lien direct entre l'élévation thermique, la réduction de la viscosité, et la diminution progressive de la force d'amortissement.

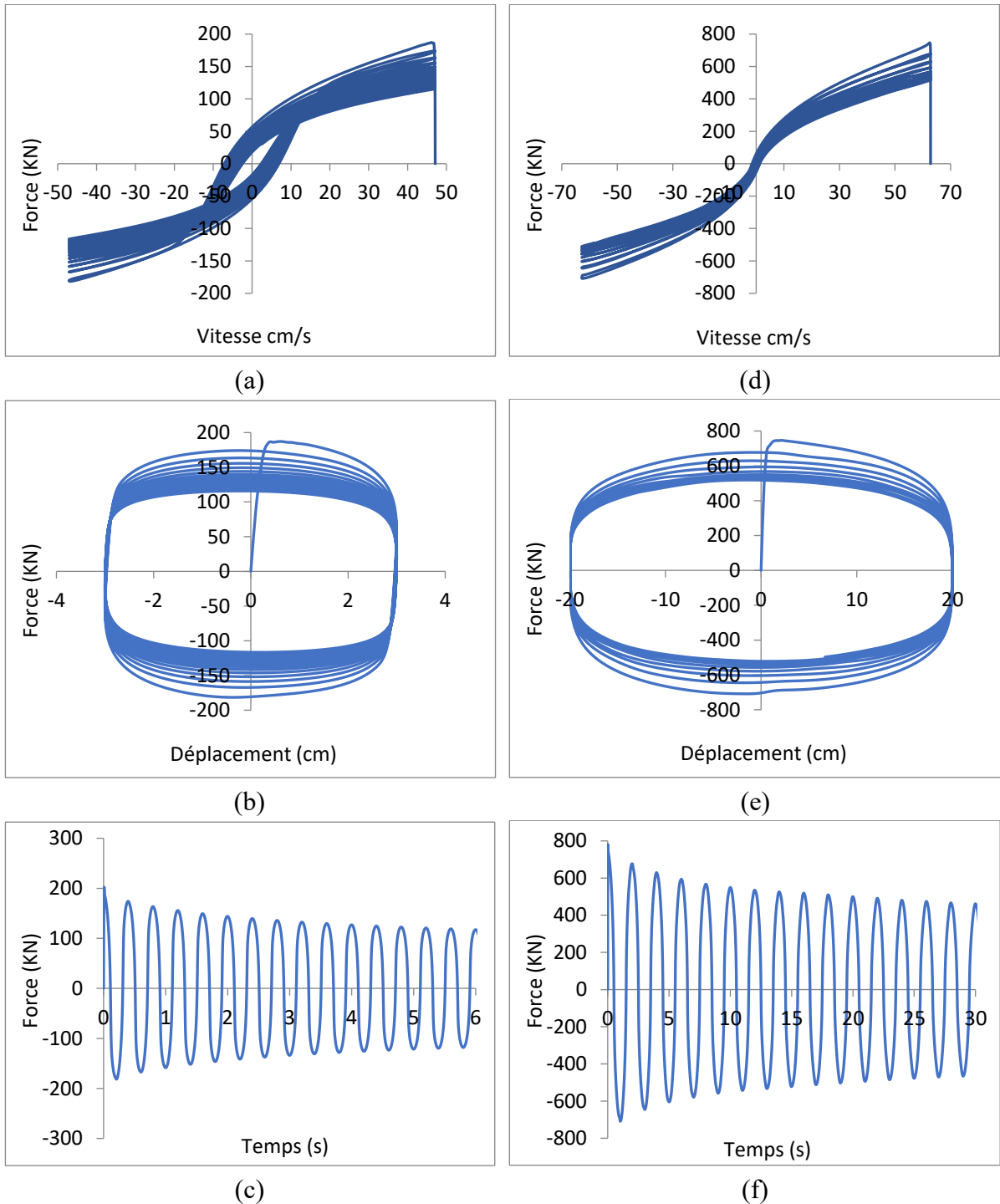


Figure 5.10. Effet cumulatif de la montée en température sur la force de sortie de l'amortisseur pour les configurations FVD4 et FVD8 : (a) Relation force-vitesse – FVD4 ; (b) Relation force-déplacement – FVD4 ; (c) Évolution temporelle de la force de sortie – FVD4 ; (d) Relation force-vitesse – FVD8 ; (e) Relation force-déplacement – FVD8 ; (f) Évolution temporelle de la force de sortie – FVD8.

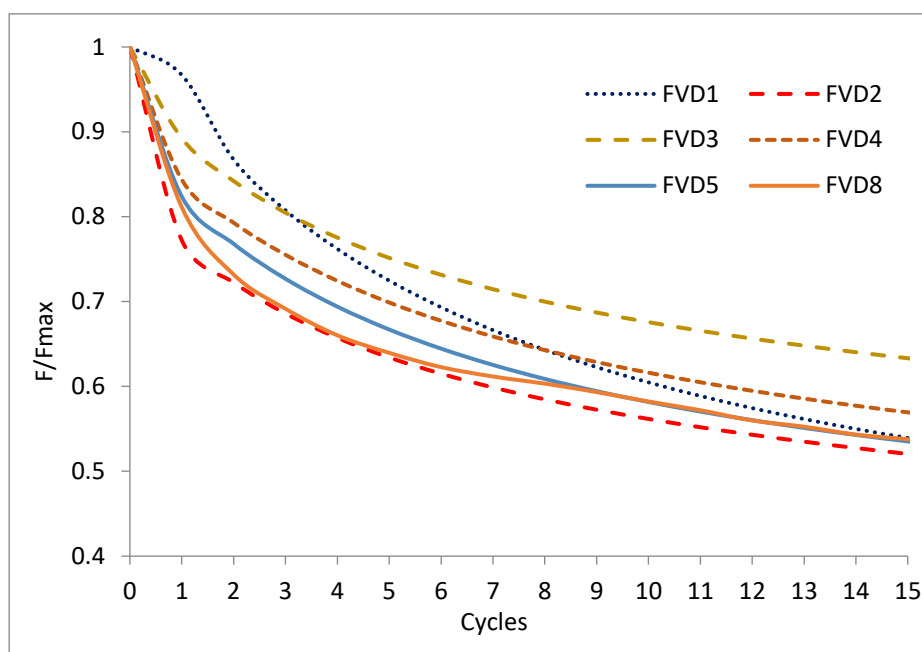


Figure 5.11. Taux de réduction de la force de sortie maximale au cours des cycles de chargement pour les différentes configurations FVD.

Tableau 5.11. Taux de réduction de la force maximale après 15 cycles de chargement pour les différentes configurations FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
$F/F_{max,n}$ (%)	54	52	63	57	54			54

La réduction observée de la force de sortie reste significative. Cette perte de performance, constatée même après un nombre élevé de cycles, met en évidence le caractère progressif et cumulatif des effets thermiques sur le comportement de l'amortisseur. Elle souligne l'importance d'intégrer, dès les premières étapes du dimensionnement, une évaluation prospective de ces effets, par exemple au moyen d'un coefficient majorateur appliqué à l'énergie dissipée cible. Négliger cet aspect pourrait conduire à une surestimation de la capacité dissipative réelle de l'amortisseur en fonctionnement prolongé. Ainsi, une prise en compte rigoureuse de l'interaction thermo-visqueuse du fluide s'avère indispensable pour garantir la fiabilité et la stabilité des performances des FVD.

5.4.4.4. Effet de la température sur la pression interne

L'élévation de la température au sein de l'amortisseur induit une augmentation de la pression interne du fluide, résultant de la dilatation thermique combinée au confinement volumique. Bien que cette surpression n'affecte pas directement les performances dissipatives de l'amortisseur,

elle peut compromettre l'intégrité structurelle de certains composants. En particulier, elle est susceptible d'entraîner une déformation du cylindre, pouvant altérer le rendement du dispositif, ainsi qu'une sollicitation accrue des joints d'extrémité, augmentant le risque de fuites de fluide.

La figure 5.12 présente l'évolution de la pression dans les deux chambres de l'amortisseur pour les configurations FVD4 et FVD8. Dans les deux cas, la pression affiche une composante oscillatoire due au mouvement alternatif du piston, superposée à une tendance croissante, qui reflète l'élévation progressive de la pression interne. Cette augmentation cumulative est principalement liée à l'expansion thermique du fluide, elle-même induite par la montée en température au fil des cycles.

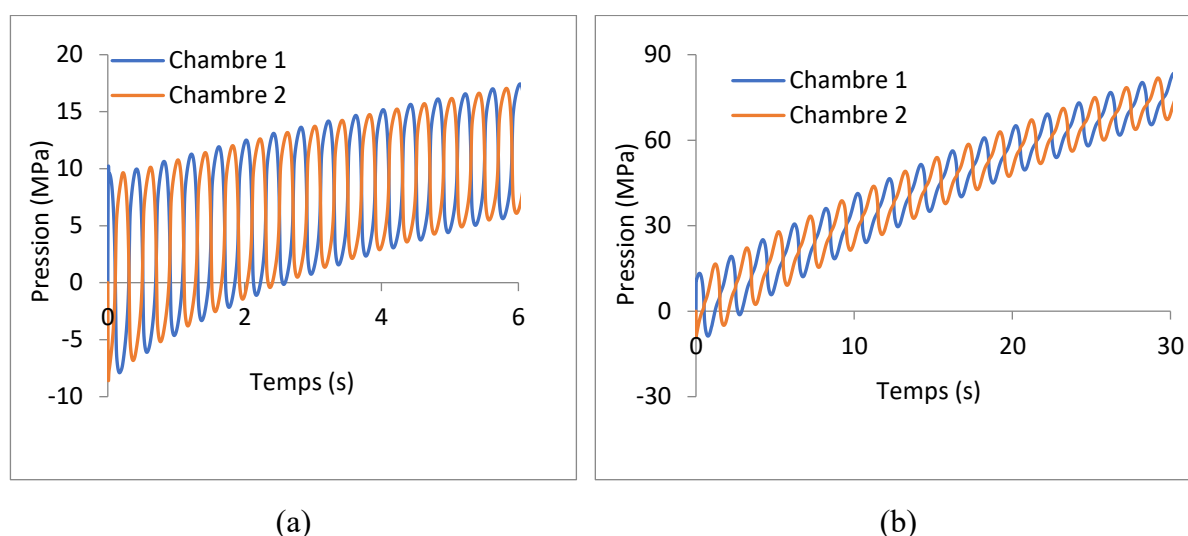


Figure 5.12. Évolution de la pression dans les deux chambres de l'amortisseur au cours des cycles de chargement : (a) Configuration FVD4 ; (b) Configuration FVD8.

Afin d'analyser les écarts de pression maximale entre les différentes configurations, la figure 5.13 montre l'évolution de la pression interne maximale enregistrée à la fin de chaque cycle pour l'ensemble des cas étudiés. En complément, le tableau 5.12 présente les valeurs de pression atteintes au 15^e cycle de chargement pour les différentes configurations de FVD.

Il ressort que la plupart des configurations présentent, dès le début, des niveaux de pression internes relativement modérés, avoisinant les 10 MPa, ce qui traduit un dimensionnement globalement équilibré entre la géométrie du dispositif et les propriétés du fluide. Au fil des cycles, une augmentation progressive de la pression interne est observée pour l'ensemble des cas étudiés. Cette évolution reste modérée et relativement homogène pour les configurations FVD1 à FVD5, avec des pressions maximales comprises entre 12 et 17.5 MPa à la fin de la

simulation. En revanche, la configuration FVD8 se distingue par une pente d'augmentation nettement plus marquée, atteignant une pression interne maximale d'environ 85 MPa au 15^e cycle. Cette élévation exceptionnelle s'explique par des conditions de sollicitation plus sévères, notamment une amplitude de déplacement très élevée ($A = 20$ cm), qui favorise une montée en température importante et une répartition thermique plus homogène dans le fluide, comme le montrent les contours thermiques de la figure 5.8. Il en résulte une dilatation thermique significative, induisant une surpression marquée à l'intérieur du dispositif.

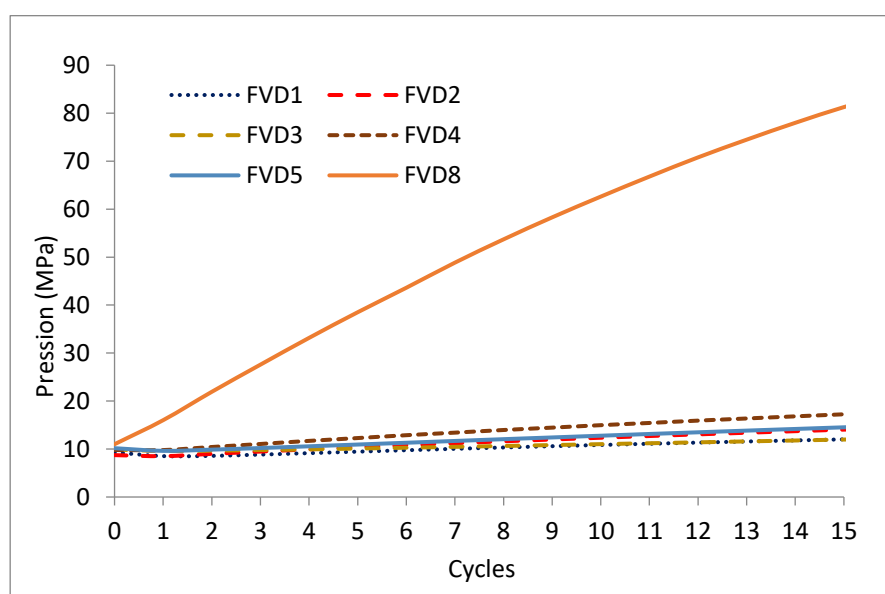


Figure 5.13. Évolution de la pression interne maximale au cours des cycles de chargement pour l'ensemble des configurations.

Tableau 5.12. Pression interne atteinte au 15e cycle de chargement pour les différentes configurations FVD.

	FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
Pression (Mpa)	12.01	14.05	11.98	17.24	14.53			81.27

Dans ce contexte, des dispositions particulières doivent être envisagées pour les FVD appelés à fonctionner sous de fortes amplitudes, notamment en ce qui concerne le dimensionnement du cylindre et la résistance des éléments d'étanchéité, afin de garantir l'intégrité du système face à des niveaux de pression accrus. À ce titre, pour le cas de FVD8, l'épaisseur de la paroi du cylindre a dû être réévaluée et portée à 35 mm, contre 20 mm initialement, afin d'assurer un niveau de sécurité et de durabilité conforme aux exigences de fonctionnement.

5.4.5. Récapitulatif de la méthodologie de conception des dispositifs FVD

Le tableau 5.13 présente une synthèse complète du processus de dimensionnement appliqué aux huit configurations d'amortisseurs à fluide visqueux étudiées dans cette thèse. Chaque configuration correspond à une combinaison spécifique de conditions de service (fréquence, amplitude) et de demande énergétique, à partir desquelles les objectifs dynamiques (force maximale, coefficient d'amortissement, exposant α) ont été déterminés.

Ce processus a été structuré en plusieurs étapes :

- **Définition des besoins dissipatifs de la structure et les caractéristiques d'amortissement cibles des FVD** : incluant l'identification de la quantité d'énergie cible à dissiper. À partir de cette analyse, les caractéristiques d'amortissement sont définies ($\alpha_c, C_c, F_{max,c}$) en cohérence avec les exigences de performance de la structure.
- **Application du modèle analytique au dimensionnement préliminaire des FVD** : Cette étape consiste à déterminer la géométrie de l'amortisseur et à sélectionner le fluide adapté, en s'appuyant sur le modèle analytique développé.
- **Validation numérique et analyse de l'effet du comportement élastique** : visant à confirmer les dimensions géométriques et le choix du fluide, tout en évaluant l'influence des effets élastiques sur les performances dissipatives de l'amortisseur.
- **Analyse de l'échauffement thermique sous sollicitations cycliques prolongées** : intégrant l'analyse de l'échauffement du fluide lors du fonctionnement de l'amortisseur, ses conséquences sur la diminution de la capacité dissipative et l'augmentation de la pression interne du système.

Les colonnes FVD1 à FVD8 représentent les différentes configurations analysées. On y retrouve les paramètres de conception, les résultats issus des modèles analytique et numérique, ainsi que l'évaluation thermique.

La majorité des configurations analysées ont atteint les performances ciblées, confirmant ainsi la pertinence et la robustesse de la démarche de dimensionnement proposée. Deux exceptions notables subsistent : les cas FVD6 et FVD7, volontairement conçus de manière défavorable, avec des géométries particulièrement contraignantes et l'emploi de fluides peu

adaptés aux exigences dissipatives. Ces cas ont été intégrés à titre illustratif, afin de mettre en évidence les limites de certaines combinaisons fluide-géométrie et d'accentuer la sensibilité du dispositif à ces paramètres. Par ailleurs, les valeurs indiquées en rouge dans le tableau correspondent aux écarts significatifs par rapport aux objectifs cibles fixés. Ces écarts concernent l'exposant de non-linéarité, le coefficient d'amortissement, la force de sortie maximale ou l'énergie dissipée, et permettent d'identifier rapidement les points de non-conformité dans le processus de dimensionnement.

Tableau 5.13. Récapitulatif des résultats issus du processus de dimensionnement proposé pour les différentes configurations FVD à orifice annulaire.

		FVD1	FVD2	FVD3	FVD4	FVD5	FVD6	FVD7	FVD8
Besoins dissipatifs et amortissement cible	f (Hz)	0.8	0.8	2.5	2.5	2	2	1.6	0.5
	A (cm)	3	3	1.6	3	2	2	3	20
	$E_{d,c}$ (KN.cm)	5000	5000	2000	2000	3500	3500	3800	55000
	α_c	1	0.35	0.45	0.45	0.45	0.45	0.65	0.55
	C_c (KN.s/cm)	35	180	84	34	115	115	40	82
	$F_{max,c}$ (KN)	528	465	358	193	491	491	366	799
Modèle analytique	R_p (mm)	102	85	84	64	97	61.4	69.4	118.8
	R_v (mm)	32	32	30	26	32	32	30	42
	R_c (mm)	105	86	85	65	98	62	70	120
	L_p (mm)	58	53	65	54	61	94	62	121
	L_v (mm)	150	150	150	150	150	150	150	300
	h (mm)	3	1	1	1	1	0.6	0.4	1.2
	Fluide	NF100	F-100	F-30	F-30	F-30	F-30	F-1	F-5
	α_a	1.00	0.35	0.46	0.46	0.46	0.46	0.70	0.56
	C_a (KN.s/cm)	35.35	180.50	80.89	32.72	111.93	112.15	42.82	79.38
	$F_{max,a}$ (KN)	533	461	362	194	498	494	464	820
	Statut	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X	✓
Modèle numérique	α_n	1.00	0.36	0.47	0.47	0.47	0.47	0.70	0.57
	C_n (KN.s/cm)	37.08	182.26	84.23	33.62	114.73	112.72	43.46	81.22
	$F_{max,n}$ (KN)	559	484	378	206	521	507	474	859
	k_{eff} (KN/cm)	19.37	56.58	42.09	49.21	36.75	153.92	98.82	3.55
	$E_{d,n}$ (KN.cm)	5252	5136	2124	2148	3664	2262	4089	58804
	Statut	✓	✓	✓	✓	✓	X	X	✓
Evaluation thermique (15 cycles)	E_c (mm)	18	18	15	12	18			35
	Température (C°)	99	127	95	110	117			102
	$F/F_{max,n}$ (%)	54	52	63	57	54			54
	Pression (Mpa)	12.01	14.05	11.98	17.24	14.53			81.27
	Statut	✓	✓	✓	✓	✓			✓

5.5. CONCLUSION

Ce chapitre a permis d'établir les fondements d'une démarche complète et rationnelle pour la conception des amortisseurs à fluide visqueux, en combinant modélisation analytique, simulations numériques et stratégie d'optimisation des performances. La première étape de cette démarche repose sur le développement d'un modèle analytique basé sur une généralisation de l'équation de Bernoulli, capable d'estimer explicitement la force de sortie, le coefficient d'amortissement et l'exposant de non-linéarité en fonction des propriétés du fluide et de la géométrie interne du dispositif. Ce modèle constitue un outil efficace pour identifier rapidement les combinaisons fluide-géométrie les plus adaptées aux objectifs de dissipation visés. Sa pertinence a été confirmée par comparaison avec des données expérimentales issues de la littérature, validant ainsi sa fiabilité pour les phases initiales de dimensionnement.

Afin d'enrichir cette approche et d'évaluer plus finement le comportement global du système, le modèle analytique a été complété par une série de simulations numériques intégrées au processus de conception. Ces simulations ont permis d'analyser non seulement la rigidité apparente et le comportement élastique du dispositif, mais également ses performances en conditions thermo-mécaniques, en tenant compte de l'échauffement progressif du fluide induit par la dissipation visqueuse lors d'un fonctionnement cyclique.

Afin de démontrer l'efficacité de la méthodologie proposée, huit configurations types de FVD ont été définies. Ce choix a permis, d'une part, d'explorer une large gamme de cas représentatifs en faisant varier les objectifs de dissipation, les conditions de fonctionnement, la géométrie du dispositif et le type de fluide utilisé. D'autre part, il a servi à analyser l'impact du comportement non linéaire et du type de montage sur les leviers d'optimisation en phase de dimensionnement. Les résultats obtenus ont mis en évidence la robustesse de l'approche et sa capacité à orienter la conception vers des solutions performantes, fiables et adaptées aux exigences du génie parasismique.

Les principales conclusions tirées de cette étude sont les suivantes :

- Un comportement non linéaire, caractérisé par un exposant α inférieur à 1, permet une réduction significative de la force de sortie maximale, tout en maintenant une capacité de dissipation d'énergie équivalente. Cette propriété se traduit par une réduction des

dimensions de l'amortisseur et du volume de fluide requis, comme observé dans la comparaison entre les configurations FVD1 et FVD2.

- Une influence similaire a été constatée en fonction du type de montage, notamment entre les configurations FVD3 et FVD4, où l'amplification de l'amplitude de déplacement permet également de diminuer la force maximale sans compromettre l'efficacité dissipative. Cela ouvre la voie à des conceptions plus compactes et économes.
- À l'inverse, une configuration géométriquement inadaptée, comme celle de FVD6 (caractérisée par un encombrement excessif), engendre une surpression interne importante et une augmentation de la rigidité apparente, réduisant de manière significative l'énergie effectivement dissipée. La configuration FVD5, mieux équilibrée, montre un comportement plus performant.
- De même, le recours à un fluide peu performant, comme dans le cas de FVD7, compromet la capacité à atteindre les performances dissipatives cibles, limitant ainsi son intérêt pratique.
- Enfin, l'échauffement thermique généré par une sollicitation cyclique prolongée constitue un facteur dégradant. Il entraîne une baisse progressive de la viscosité du fluide et donc une diminution de la force de sortie. Il provoque également une augmentation progressive de la pression interne, liée à la dilatation thermique du fluide. Ce phénomène a été particulièrement marqué dans le cas de FVD8, soumis à une grande amplitude, favorisant une répartition plus étendue de la chaleur dans les deux chambres du dispositif. Pour y faire face, une augmentation de l'épaisseur des parois du cylindre a été nécessaire afin d'assurer la résistance mécanique à la surpression.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

À l'heure où les exigences en matière de sécurité sismique deviennent de plus en plus élevées, notamment dans les zones à sismicité élevée et à forte densité urbaine, la nécessité de limiter les dommages structurels tout en assurant la sécurité des occupants et la continuité d'exploitation devient une priorité absolue. Dans ce contexte, le recours à des technologies avancées de dissipation d'énergie représente une évolution majeure des stratégies de conception parasismique. Contrairement aux approches conventionnelles, qui reposent principalement sur l'augmentation de la résistance et de la rigidité des structures, ou encore sur l'exploitation de leur ductilité en les poussant à dépasser leur domaine élastique (formation de rotules plastiques), les dispositifs de dissipation visent à absorber l'énergie sismique dès son introduction dans le système. Cette stratégie permet de réduire considérablement les sollicitations internes ainsi que les déformations irréversibles, tout en préservant l'intégrité des éléments structuraux.

C'est dans cette perspective que s'inscrivent les travaux présentés dans cette thèse, dont l'objectif principal est d'approfondir la compréhension du comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux. Plus spécifiquement, la recherche a porté sur la modélisation et l'optimisation de leur comportement non linéaire. En réponse aux limites des approches conventionnelles de conception parasismique, et face aux enjeux de résilience dans les zones à forte activité sismique, notamment en Algérie, cette étude adopte une démarche intégrée visant à modéliser, analyser et poser les bases d'une conception rationnelle des FVD, allant des critères de sélection du fluide et des caractéristiques géométriques appropriées jusqu'à la validation thermo-mécanique du dispositif.

Dans un premier temps, le chapitre 1 a permis de poser les bases théoriques de l'amortissement structurel et de présenter les principes fondamentaux des dispositifs de dissipation passive, en soulignant l'intérêt particulier des amortisseurs à fluide visqueux dans le contexte du génie parasismique.

Le chapitre 2 a ensuite été consacré à une revue détaillée de la littérature portant sur le fonctionnement interne de ce type d'amortisseurs, incluant les modèles analytiques existants, les approches de dimensionnement, ainsi que les limites identifiées dans les travaux antérieurs.

Dans le chapitre 3, un modèle numérique a été développé afin de simuler l'écoulement interne du fluide au sein de l'amortisseur. Ce modèle intègre les différents comportements rhéologiques du fluide, offrant ainsi une compréhension approfondie des mécanismes physiques qui gouvernent la réponse du dispositif. Les résultats issus de ce modèle ont été

CONCLUSION GENERALE

confrontés à des données expérimentales issues de la littérature, montrant une bonne concordance et validant ainsi la pertinence de l'approche adoptée.

Le chapitre 4 a été consacré à l'analyse du comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux à travers des simulations numériques, visant à évaluer l'influence des propriétés rhéologiques du fluide et des paramètres géométriques sur leur réponse dynamique.

Les principaux enseignements tirés de cette analyse sont les suivants :

- Les fluides newtoniens génèrent un comportement strictement linéaire ($\alpha = 1$), avec une force de sortie et un coefficient d'amortissement croissants avec la viscosité. Toutefois, pour les fluides peu visqueux, les effets inertiels peuvent devenir dominants, induisant un comportement non linéaire non souhaité ($\alpha > 1$) et provoquant l'apparition de turbulences dans l'écoulement.
- Les fluides rhéofluidifiants, tels que certaines huiles de silicone, favorisent un comportement non linéaire ($\alpha < 1$) bénéfique pour la dissipation. L'exposant α tend vers le paramètre de pente n à mesure que le taux de cisaillement augmente. Cette convergence est d'autant plus rapide que le fluide présente un temps de relaxation κ et un paramètre de transition a élevés.
- La réduction du rapport h/R_c (largeur d'orifice sur rayon du cylindre) induit une augmentation notable de la force de sortie et du taux de cisaillement, ce qui abaisse l'exposant α et le rapproche du paramètre n . Cependant, des rapports trop faibles peuvent générer des forces excessives et poser des contraintes de fabrication. Il convient donc de sélectionner un fluide dont les propriétés rhéologiques permettent une convergence rapide de l'exposant α vers le paramètre n .
- La longueur du piston L_p peut être ajustée pour moduler la force transmise sans altérer la non-linéarité du comportement, constituant ainsi un levier d'optimisation efficace pour le dimensionnement de l'amortisseur.
- La compressibilité du fluide induit une rigidité apparente dans le dispositif, à l'origine du comportement élastique observé. Cette rigidité dépend principalement du module de compressibilité du fluide K , mais peut également être renforcée par des paramètres géométriques et rhéologiques susceptibles d'augmenter la pression interne. Une rigidité

modérée peut favoriser l'atténuation des modes supérieurs de la structure, tandis qu'une rigidité excessive réduit la capacité dissipative de l'amortisseur.

Enfin, le chapitre 5 a posé les fondements d'une démarche complète et rationnelle de conception des amortisseurs à fluide visqueux, en s'appuyant initialement sur le développement d'un modèle analytique fondé sur une généralisation de l'équation de Bernoulli. Ce modèle permet d'estimer la force de sortie, le coefficient d'amortissement ainsi que l'exposant de non-linéarité à partir des propriétés du fluide et des caractéristiques géométriques du dispositif. Il constitue ainsi un outil efficace pour identifier rapidement la combinaison fluide-géométrie la plus adaptée aux performances recherchées. Sa validité a été confirmée par comparaison avec des données expérimentales issues de la littérature, renforçant sa pertinence pour les phases de dimensionnement. Dans un second temps, ce modèle a été complété par une série de simulations numériques, intégrées dans le processus de conception afin d'évaluer plus finement le comportement global du dispositif. Ces simulations ont permis d'évaluer le comportement élastique et la rigidité apparente de l'amortisseur, ainsi que de valider ses performances en conditions thermo-mécaniques, notamment en tenant compte de l'échauffement induit par la dissipation visqueuse. L'approche combinée permet ainsi de garantir des performances optimisées tout en assurant la fiabilité mécanique et thermique du dispositif.

Pour démontrer l'efficacité de la méthodologie proposée, huit configurations types de FVD ont été définies. Ce choix vise, d'une part, à explorer une diversité de cas représentatifs en faisant varier les objectifs dissipatifs, les conditions de fonctionnement, la géométrie du dispositif et le type de fluide utilisé. D'autre part, il permet d'analyser l'influence de la non-linéarité et du type de montage sur les gains obtenus en phase de dimensionnement. Les résultats ont confirmé la robustesse de l'approche et sa capacité à guider la conception vers des solutions performantes et adaptées aux exigences du génie parasismique.

Les principaux enseignements tirés de cette démarche sont les suivants :

- Un comportement non linéaire, caractérisé par un exposant inférieur à l'unité, permet de réduire significativement la force de sortie maximale sans compromettre la quantité d'énergie dissipée par cycle. Cette propriété se traduit par une réduction des dimensions de l'amortisseur.
- Le type de montage de l'amortisseur peut influencer fortement son efficacité, notamment en amplifiant l'amplitude de déplacement, ce qui contribue également à limiter la force maximale transmise.

CONCLUSION GENERALE

- Une géométrie interne mal adaptée peut entraîner une surpression interne excessive et une rigidité apparente trop élevée, engendre une surpression interne importante et une augmentation de la rigidité apparente, réduisant de manière significative l'énergie effectivement dissipée.
- L'utilisation d'un fluide inapproprié ou peu performant peut compromettre la capacité à atteindre les performances dissipatives cibles, limitant ainsi son intérêt pratique.
- L'échauffement thermique induit par un fonctionnement prolongé peut dégrader progressivement les performances en réduisant la viscosité du fluide et en augmentant la pression interne, nécessitant une attention particulière dans la conception mécanique.

Les travaux menés dans le cadre de cette thèse ont permis de mieux comprendre le comportement interne des amortisseurs à fluide visqueux et de proposer une démarche de conception optimisée. Toutefois, plusieurs pistes de recherche peuvent être envisagées pour prolonger et enrichir les résultats obtenus :

- **Validation expérimentale à l'échelle réelle :** La réalisation d'essais expérimentaux sur des prototypes physiques, reproduisant les conditions de fonctionnement étudiées analytiquement et numériquement, permettrait de valider les prédictions du modèle et d'évaluer les écarts éventuels liés aux incertitudes de fabrication ou à des phénomènes secondaires non pris en compte.
- **Amélioration du modèle analytique pour intégrer le comportement élastique du dispositif :** Le modèle analytique proposé dans cette thèse permet de prédire la force d'amortissement, le coefficient d'amortissement et l'exposant de non-linéarité. Toutefois, il ne considère pas encore la rigidité additionnelle induite par la compressibilité du fluide. Une perspective de recherche consiste à améliorer ce modèle en y intégrant ce phénomène, afin de mieux représenter la contribution élastique du dispositif.
- **Exploration d'une plus large variété de fluides :** L'étude de fluides autres que les huiles de silicone, présentant des comportements rhéologiques variés (fluides à seuil, viscoplastiques, etc.), permettrait d'élargir les possibilités de réponse du dispositif. Une telle démarche ouvrirait la voie à l'identification de comportements alternatifs,

susceptibles d'améliorer les performances dissipatives des FVD tout en répondant à des contraintes économiques de fabrication.

- **Exploration d'autres types d'orifices :** Les résultats obtenus ont montré que l'orifice annulaire contribue au comportement non linéaire en favorisant un taux de cisaillement élevé du fluide lors de son passage. Sur cette base, il serait pertinent d'envisager d'autres géométries d'orifice, susceptibles d'accentuer davantage ce phénomène. Une telle optimisation pourrait conduire à une amélioration significative des performances dissipatives de l'amortisseur.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] CGS. (2024). Règles parasismiques algériennes – RPA 2024. Centre National de Recherche Appliquée en Génie Parasismique (CGS), Ministère de l'Habitat, de l'Urbanisme et de la Ville, Alger.
- [2] CEN. (2004). Eurocode 8 : Calcul des structures pour leur résistance aux séismes. Comité Européen de Normalisation.
- [3] Zacek, M. (1996). Construire parasismique: risque sismique, conception parasismique des bâtiments, réglementation. Editions parenthèses.
- [4] Liang, Z., Lee, G. C., Dargush, G. F., & Song, J. (2011). Structural damping: Applications in seismic response modification. CRC Press.
- [5] Pecker, A. (2007). Dynamique des structures et des ouvrages. Presses de l'École Nationale des Ponts et Chaussées.
- [6] Chopra, A. K. (2011). Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering 4th edition Prentice Hall Englewood Cliffs.
- [7] Michel, C. (2007). Vulnérabilité Sismique de l'échelle du bâtiment à celle de la ville-Apport des techniques expérimentales in situ-Application à Grenoble (Doctoral dissertation, Université Joseph-Fourier-Grenoble I). <https://theses.hal.science/tel-00191024>
- [8] RAS, A. (2016). Étude du comportement des structures en acier sous sollicitations sismiques contreventées par amortisseurs à fluides visqueux (Thèse de doctorat). Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen, Algérie.
- [9] Vu, D. C. (2017). Contrôle sismique des structures (Doctoral dissertation, Université Paris Saclay (COMUE)). <https://pastel.hal.science/tel-01743792>
- [10] Xu, G., Guo, T., Li, A., Zhang, H., Wang, K., Xu, J., & Dang, L. (2024). Seismic resilience enhancement for building structures: a comprehensive review and outlook. In Structures (Vol. 59, p. 105738). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2023.105738>
- [11] Yao, H., Tan, P., Liu, Y., & Zhou, F. (2023). A simple strategy for active structural control against control–structure–excitation effects: Concept, framework, and experiments. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 52(2), 524-544. <https://doi.org/10.1002/eqe.3771>
- [12] Mehta, N. S., Bhaiya, V., Patel, K. A., & Farsangi, E. N. (2024). Predictive active control of building structures using LQR and artificial intelligence. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 23(2), 489-502. <https://doi.org/10.1007/s11803-024-2250-z>
- [13] Shen, Y., Tu, Z., Xu, W., Zhang, X., & Luo, Y. (2025, January). Stochastic search-based actuator placement optimization for adaptive beam string structures. In Structures (Vol. 71, p. 108087). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2024.108087>
- [14] Bhowmik, K., & Debnath, N. (2024). Semi-active vibration control of soft-storey building with magnetorheological damper under seismic excitation. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 12(4), 6943-6961. <https://doi.org/10.1007/s42417-024-01292-5>
- [15] Jangid, R. S. (2024). Seismic analysis and performance of semi-active spring for base-isolated structures. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 44(1), 497-511. <https://doi.org/10.1177/14613484241290564>

- [16] Shuang, Z., Wenliuhan, H. S., Liu, Y. H., Inoue, N., & Zhai, Z. P. (2023). Seismic response control for bridge piers with semi-active MR damper based on displacement feedback. *Journal of Earthquake Engineering*, 28(3), 849-865. <https://doi.org/10.1080/13632469.2023.2220419>
- [17] Wang, L., Zhou, Y., & Zhou, Z. (2024). Seismic response control of tall building using semi-active tuned mass damper considering soil-structure interaction. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 187, 108987. <https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2024.108987>
- [18] Constantinou, M. C., Soong, T. T., & Dargush, G. F. (1998). Passive energy dissipation systems for structural design and retrofit.
- [19] Valdevino, H. P. M., Silva, A. A., Moraes, Y. J. O., Oliveira, A. G., do Amaral Cristovão, F., de Siqueira, M. V., & de Medeiros Melo Neto, O. (2025). Passive vibration control applied to a building prototype incorporating a friction damping device. *International Journal of Dynamics and Control*, 13(3), 110. <https://doi.org/10.1007/s40435-025-01596-8>
- [20] Ras, A., & Hamdaoui, K. (2023). Effect of friction pendulum bearing on metallic buildings behaviour subjected to horizontal ground motions. *Asian Journal of Civil Engineering*, 24(7), 2065-2075. <https://doi.org/10.1007/s42107-023-00626-0>
- [21] Basri, H., Ras, A., & Hamdaoui, K. (2024). Parametric investigation of buckling restrained brace with auxetic core. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 12(4), 6215-6234. <https://doi.org/10.1007/s42417-023-01248-1>
- [22] Liu, M., Zhao, G., & Liu, K. (2025). Numerical study of seismic performance of grooved metallic-yielding damper made from shape memory alloys. *Journal of Engineering and Applied Science*, 72(1), 35. <https://doi.org/10.1186/s44147-025-00595-y>
- [23] Almajhali, K. Y. M., & Alhaddad, W. (2025). A systematic review of hybrid passive energy dissipating devices. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers-Structures and Buildings*, 1-16. <https://doi.org/10.1680/jstbu.24.00028>
- [24] De Domenico, D., Ricciardi, G., & Takewaki, I. (2019). Design strategies of viscous dampers for seismic protection of building structures: a review. *Soil dynamics and earthquake engineering*, 118, 144-165. <https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2018.12.024>
- [25] Taylor, D. P. (2010). Smart buildings and viscous dampers—a design engineer's perspective. *The Structural Design of Tall and Special Buildings*, 19(4), 369-372. <https://doi.org/10.1002/tal.621>
- [26] Soong, T. T., & Constantinou, M. C. (Eds.). (2014). *Passive and active structural vibration control in civil engineering* (Vol. 345). Springer.
- [27] Lee, C. T., & Moon, B. Y. (2006). Simulation and experimental validation of vehicle dynamic characteristics for displacement-sensitive shock absorber using fluid-flow modelling. *Mechanical Systems and signal processing*, 20(2), 373-388. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2004.09.006>
- [28] Nguyen, Q. H., & Choi, S. B. (2009). Optimal design of MR shock absorber and application to vehicle suspension. *Smart materials and Structures*, 18(3), 035012. <https://doi.org/10.1088/0964-1726/18/3/035012>
- [29] Huang, C., Ye, Y., Zeng, J., & Song, C. (2024). Stability assessment of railway vehicles considering undefined nonlinearity in static force–velocity characteristics of hydraulic yaw dampers. *Vehicle System Dynamics*, 1-24. <https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2443095>
- [30] Kang, H., Floros, M. W., & Reddinger, J. P. (2016). Physics-based hydraulic damper model for rotor structural loads. *Journal of Aircraft*, 53(6), 1697-1708. <https://doi.org/10.2514/1.C033735>

- [31] Rittweger, A., Albus, J., Hornung, E., Öry, H., & Mourey, P. (2002). Passive damping devices for aerospace structures. *Acta Astronautica*, 50(10), 597-608. [https://doi.org/10.1016/S0094-5765\(01\)00220-X](https://doi.org/10.1016/S0094-5765(01)00220-X)
- [32] Jiao, X., Zhao, Y., & Ma, W. (2018). Nonlinear dynamic characteristics of a micro-vibration fluid viscous damper. *Nonlinear Dynamics*, 92, 1167-1184. <https://doi.org/10.1007/s11071-018-4116-2>
- [33] Jiao, X., Zhang, J., Li, W., & Mu, J. (2023). A reduced-order model of the three-parameter fluid viscous damper with consideration of fluid compressibility and bellows volume deformation. *Nonlinear Dynamics*, 111(8), 7027-7053. <https://doi.org/10.1007/s11071-022-08211-x>
- [34] Parajuli, S., Pokhrel, P., & Suwal, R. (2023). A comprehensive study of viscous damper configurations and vertical damping coefficient distributions for enhanced performance in reinforced concrete structures. *Asian Journal of Civil Engineering*, 25(1), 1043-1059. <https://doi.org/10.1007/s42107-023-00831-x>
- [35] Ras, A. (2024). Far-field earthquake response examination of RC buildings equipped with fluid viscous dampers. *Asian Journal of Civil Engineering*, 26(1), 357-371. <https://doi.org/10.1007/s42107-024-01194-7>
- [36] Konstantinidis, D., Makris, N., & Kelly, J. M. (2014). In-situ condition assessment of seismic fluid dampers: experimental studies and challenges. *Meccanica*, 50, 323-340. <https://doi.org/10.1007/s11012-014-9882-4>
- [37] El Hankouri, Y., & El Ghoulbzouri, A. (2025). A Numerical Investigation of the Impact of Non-linear Viscous Damping on Structural Response to Seismic Excitation. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Civil Engineering*, 1-22. <https://doi.org/10.1007/s40996-025-01743-3>
- [38] Dall' Asta, A., Tubaldi, E., & Ragni, L. (2015). Influence of the nonlinear behavior of viscous dampers on the seismic demand hazard of building frames. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 45(1), 149-169. <https://doi.org/10.1002/eqe.2623>
- [39] Alhamdany, A. M. A., & Dilsiz, A. (2025). Comparative evaluation of shear walls and fluid viscous dampers in seismic retrofitting of RC public school buildings. In *Structures* (Vol. 72, p. 108231). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2025.108231>
- [40] Lin, Y. Y., Chang, K. C., & Chen, C. Y. (2008). Direct displacement-based design for seismic retrofit of existing buildings using nonlinear viscous dampers. *Bulletin of Earthquake Engineering*, 6, 535-552. <https://doi.org/10.1007/s10518-008-9062-9>
- [41] Martínez-Rodrigo, M., Lavado, J., & Museros, P. (2010). Dynamic performance of existing high-speed railway bridges under resonant conditions retrofitted with fluid viscous dampers. *Engineering Structures*, 32(3), 808-828. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2009.12.008>
- [42] Ziraoui, A., Kissi, B., Aaya, H., & Outassafte, O. (2024). Seismic response of SMRFs retrofitted with bracing systems and nonlinear fluid viscous dampers under near and far field ground motion. *Journal of Building Pathology and Rehabilitation*, 10(1), 10. <https://doi.org/10.1007/s41024-024-00516-1>

- [43] Asgarkhani, N., Kazemi, F., & Jankowski, R. (2022). Optimal retrofit strategy using viscous dampers between adjacent RC and SMRFs prone to earthquake-induced pounding. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 23(1), 7. <https://doi.org/10.1007/s43452-022-00542-1>
- [44] Bhattarai, S., & Suwal, R. (2025). Seismic Performance of an Elevated Water Tank by Employing Fluid Viscous Dampers Considering Hydrodynamic Effect. *Himalayan Journal of Applied Science and Engineering*, 5(2), 137-153. <https://doi.org/10.3126/hijase.v5i2.74785>
- [45] Hu, S., Meng, D., & Hao, H. (2025). Analytical Model and Abnormality Detection of the Fluid Viscous Damper in Railway Suspension Bridges Considering Performance Change. *Structural Control and Health Monitoring*, 2025(1), 2221608. <https://doi.org/10.1155/stc/2221608>
- [46] Su, L., Zhang, W., Yang, T. Y., & Zhang, C. (2025). Seismic design and evaluation of continuous girder bridge with winding rope fluid viscous damper (WRFVD) using equivalent energy design procedure (EEDP). In *Structures* (Vol. 71, p. 108175). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2024.108175>
- [47] Zoccolini, L., Bruschi, E., Pettoroso, C., Rossi, D., & Quaglini, V. (2024). Fluid Viscous Dampers for seismic protection of bridges: a State of the Art. *Procedia Structural Integrity*, 62, 669-676. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.09.093>
- [48] Symans, M. D., Charney, F. A., Whittaker, A. S., Constantinou, M. C., Kircher, C. A., Johnson, M. W., & McNamara, R. J. (2008). Energy dissipation systems for seismic applications: current practice and recent developments. *Journal of structural engineering*, 134(1), 3-21. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(2008\)134:1\(3\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(2008)134:1(3))
- [49] Taylor, D., & Katz, I. (2003). Seismic protection with fluid viscous dampers for the torre mayor, a 57-story office tower in Mexico City. Mexico, Recuperado el, 15.
- [50] Ras, A., & Boumechra, N. (2016). Seismic energy dissipation study of linear fluid viscous dampers in steel structure design. *Alexandria Engineering Journal*, 55(3), 2821-2832. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2016.07.012>
- [51] Philippe, D. (2011). Considerations in the design of viscous dampers used to suppress wind-induced vibration in high-rise buildings. In *Proceedings of the 8th International Conference on Structural Dynamics, EURODYN*.
- [52] Villanueva, C. M., & Dela Cruz, O. (2025). The application of nonlinear fluids viscous dampers in resilience-based seismic design: A systematic review. *Structures*, 74, 108538. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2025.108538>
- [53] Narkhede, D. I., & Sinha, R. (2014). Behavior of nonlinear fluid viscous dampers for control of shock vibrations. *Journal of Sound and Vibration*, 333(1), 80-98. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.08.041>
- [54] Guo, T., Xu, J., Xu, W., & Di, Z. (2014). Seismic upgrade of existing buildings with fluid viscous dampers: Design methodologies and case study. *Journal of Performance of Constructed Facilities*, 29(6), 04014175. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)CF.1943-5509.0000671](https://doi.org/10.1061/(ASCE)CF.1943-5509.0000671)
- [55] Wang, S. (2017). Enhancing seismic performance of tall buildings by optimal design of supplemental energy-dissipation devices. University of California, Berkeley.
- [56] Berquist, M., De Pasquale, R., Frye, S., Gilani, A., Klembczyk, A., Lee, D., ... & Winters, C. (2019). *Fluid viscous dampers-general guidelines for engineers including a brief history*. USA: Taylor Devices Inc.

- [57] Ras, A., & Boumechra, N. (2014). Study of nonlinear fluid viscous dampers behaviour in seismic steel structures design. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 39, 8635-8648. <https://doi.org/10.1007/s13369-014-1460-5>
- [58] De Domenico, D., & Ricciardi, G. (2019). Earthquake protection of structures with nonlinear viscous dampers optimized through an energy-based stochastic approach. *Engineering Structures*, 179, 523-539. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2018.09.076>
- [59] Thakur, R., & Tiwary, A. K. (2023). Comparative study on the effectiveness of fluid viscous dampers and base isolation: an approach toward enhancing seismic performance of composite structures. *Innovative Infrastructure Solutions*, 8(10), 267. <https://doi.org/10.1007/s41062-023-01229-z>
- [60] Narjabadifam, P., Mollaei, S., Noroozinejad Farsangi, E., & Khataei, M. (2025). Nonlinear Seismic Performance Evaluation of Hybrid Base Isolation Systems. *Journal of Structural Design and Construction Practice*, 30(2), 04025003. <https://doi.org/10.1061/JSDCCC.SCENG-1601>
- [61] Cu, V. H., & Han, B. (2015). A stay cable with viscous damper and tuned mass damper. *Australian Journal of Structural Engineering*, 16(4), 316-323. <https://doi.org/10.1080/13287982.2015.1092693>
- [62] Wang, W., Yu, T., Yang, Z., Chen, S., Hua, X., & Yang, O. (2023). Optimum design of pendulum tuned mass dampers considering control performance degradation from damper connection. *Journal of Structural Engineering*, 149(12), 04023163. <https://doi.org/10.1061/JSENDH.STENG-12312>
- [63] Yang, X., Zhou, H., Cai, C., Huang, X., & Du, Y. (2024). Vibration damping of a taut cable with the hybrid application of a viscous damper and a tuned mass damper. *Journal of Bridge Engineering*, 29(5), 04024014. <https://doi.org/10.1061/JBENF2.BEENG-6411>
- [64] P.T. Douglas (2013), *History Design, and Applications of Fluid Dampers in Structural Engineering*. Taylor Devices, Inc.
- [65] Lu, Z., Wang, Z., Zhou, Y., & Lu, X. (2018). Nonlinear dissipative devices in structural vibration control: a review. *Journal of Sound and Vibration*, 423, 18-49. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.02.052>
- [66] Symans, M. D., & Constantinou, M. C. (1998). Passive fluid viscous damping systems for seismic energy dissipation. *ISET Journal of Earthquake Technology*, 35(4), 185-206.
- [67] Lin, W. H., & Chopra, A. K. (2002). Earthquake response of elastic SDF systems with nonlinear fluid viscous dampers. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 31(9), 1623-1642. <https://doi.org/10.1002/eqe.179>
- [68] Building Seismic Safety Council (US), & Applied Technology Council. (1997). *NEHRP guidelines for the seismic rehabilitation of buildings (FEMA 274)*. Federal Emergency Management Agency.
- [69] Dong, B., Sause, R., & Ricles, J. M. (2022). Modeling of nonlinear viscous damper response for analysis and design of earthquake-resistant building structures. *Bulletin of Earthquake Engineering*, 20(3), 1841-1864. <https://doi.org/10.1007/s10518-021-01306-7>
- [70] Fournier, J. A., & Cheng, S. (2013). Impact of damper stiffness and damper support stiffness on the efficiency of a linear viscous damper in controlling stay cable vibrations. *Journal of Bridge Engineering*, 19(4), 04013022. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)BE.1943-5592.0000562](https://doi.org/10.1061/(ASCE)BE.1943-5592.0000562)

- [71] Seleemah, A. A., & Constantinou, M. C. (1997). Investigation of seismic response of buildings with linear and nonlinear fluid viscous dampers (No. 97-0004). Buffalo: National Center for Earthquake Engineering Research.
- [72] Hou, J.-Y. (2009). A New Mathematical Model for Nonlinear Viscous Fluid Dampers (NSC 97-2221-E-260-032-). National Dong Hwa University, Department of Civil Engineering. National Science Council, Executive Yuan, Taiwan.
- [73] Hou, C. Y. (2008). Fluid dynamics and behavior of nonlinear viscous fluid dampers. *Journal of Structural Engineering*, 134(1), 56-63. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(2008\)134:1\(56\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(2008)134:1(56))
- [74] Constantinou, M. C., & Symans, M. D. (1992). Experimental and analytical investigation of seismic response of structures with supplemental fluid viscous dampers, 160-160.
- [75] Dinh, H. N. (2020). Comportement dynamique des bâtiments : réduction de modèles et impact de l'ajout d'amortisseurs linéaires visqueux (Doctoral dissertation, Université de Lyon). <https://theses.hal.science/tel-03429474>
- [76] Uang, C. M., & Bertero, V. V. (1990). Evaluation of seismic energy in structures. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 19(1), 77-90. <https://doi.org/10.1002/eqe.4290190108>
- [77] Veletsos, A. S., & Ventura, C. E. (1986). Modal analysis of non-classically damped linear systems. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 14(2), 217-243. <https://doi.org/10.1002/eqe.4290140205>
- [78] Reinhorn, A. M., Li, C., & Constantinou, M. C. (1995). Experimental and analytical investigation of seismic retrofit of structures with supplemental damping: Part. 1-fluid viscous damping devices. In *Experimental and analytical investigation of seismic retrofit of structures with supplemental damping: Part. 1-Fluid viscous damping devices*.
- [79] Makris, N., & Constantinou, M. C. (1990). Viscous dampers: Testing, modeling and application in vibration and seismic. NCEER-90-0028, National Center for Earthquake Engineering Research.
- [80] Prestandard, F. E. M. A. (2000). commentary for the seismic rehabilitation of buildings (FEMA 356). Washington, DC: Federal Emergency Management Agency.
- [81] Prestandard, F. E. M. A. (2004). NEHRP recommended provisions for seismic regulations for new buildings and other structures (FEMA 450). Building Seismic Safety Council, National Institute of Building Sciences: Washington, DC, USA.
- [82] Hwang, J. S., Huang, Y. N., Yi, S. L., & Ho, S. Y. (2008). Design formulations for supplemental viscous dampers to building structures. *Journal of structural engineering*, 134(1), 22-31. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(2008\)134:1\(22\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(2008)134:1(22))
- [83] Xu, W., Du, D., Wang, S., & Li, W. (2020). A new method to calculate additional damping ratio considering the effect of excitation frequency. *Advances in Civil Engineering*, 2020(1), 3172982. <https://doi.org/10.1155/2020/3172982>
- [84] Pourzangbar, A., Vaezi, M., Mousavi, S. M., & Saber, A. (2020). Effects of brace-viscous damper system on the dynamic response of steel frames. *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING. TRANSACTIONS B: APPLICATIONS*, 33(5), 720-731. <https://doi.org/10.5829/ije.2020.33.05b.02>

- [85] Polat, E., & Constantinou, M. C. (2016). Open-space damping system description, theory, and verification. *Journal of Structural Engineering*, 143(4), 04016201. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)ST.1943-541X.0001698](https://doi.org/10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0001698)
- [86] Constantinou, M. C., & Sigaher, A. N. (2000). Energy dissipation system configurations for improved performance. In *Advanced Technology in Structural Engineering* (pp. 1-8).
- [87] Liu, X., Ding, Y., Zhang, H., Zhao, H., & Li, A. (2023). A novel brace-damper system for seismic response suppression of high-rise steel frame structures. *Journal of Building Engineering*, 72, 106655. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2023.106655>
- [88] Rouhani, B., Aghayari, R., & Mousavi, S. A. (2024). Fluid viscous dampers in tackle-damper configuration: An experimental study. *Engineering Structures*, 321, 118927. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2024.118927>
- [89] Cui, Y. Q., Guo, S. L., Xiang, Y., Kim, J., Jin, H. J., & Li, G. Q. (2025). Triangular Pyramid Scissor-Jack-Damper for Enhanced Stability and Efficiency. In *Structures* (Vol. 76, p. 108920). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2025.108920>
- [90] He, W., Zhou, Y., Xu, H., Shang, F., & Liu, W. (2025). Shaking table test and seismic evaluation of cross-layer installed cable-bracing displacement amplification damped system. *Journal of Building Engineering*, 112040. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2025.112040>
- [91] Xu Fei, Ji Jinbao, Liu Xujia, Zhang Huidong, Wu Yongfu, Li Fangfang, Zhao Zhuo. (2024). A Novel Brace-Damper Systems in High-Rise Steel Structures for Seismic Response Suppression. <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.4988979>
- [92] Amine, A. M., Afras, A., & Ghoulbzouri Abdelouafi, E. (2023). Structural behavior of steel structure retrofitted with bracing systems and nonlinear viscous dampers. *Current Materials Science*, 17(5), 522-539. <https://doi.org/10.2174/0126661454275276231129115712>
- [93] Deringöl, A. H., & Güneysi, E. M. (2021). Influence of nonlinear fluid viscous dampers in controlling the seismic response of the base-isolated buildings. In *Structures* (Vol. 34, pp. 1923-1941). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2021.08.106>
- [94] Lakes, R. S. (2010). *Viscoelastic materials*. Cambridge university press. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511626722>
- [95] Conde, J., & Bernabeu, A. (2021). Influence of Maxwell Stiffness in Damage Control and Analysis of Structures with Added Viscous Dampers. *Applied Sciences*, 11(7), 3089. <https://doi.org/10.3390/app11073089>
- [96] Hatada, T., Kobori, T., Ishida, M., & Niwa, N. (2000). Dynamic analysis of structures with Maxwell model. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 29(2), 159-176. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1096-9845\(200002\)29:2<159::AID-EQE895>3.0.CO;2-1](https://doi.org/10.1002/(SICI)1096-9845(200002)29:2<159::AID-EQE895>3.0.CO;2-1)
- [97] Greco, R., & Marano, G. C. (2013). Identification of parameters of Maxwell and Kelvin–Voigt generalized models for fluid viscous dampers. *Journal of Vibration and Control*, 21(2), 260-274. <https://doi.org/10.1177/1077546313487937>
- [98] Singh, M. P., Verma, N. P., & Moreschi, L. M. (2003). Seismic analysis and design with Maxwell dampers. *Journal of Engineering Mechanics*, 129(3), 273-282. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(2003\)129:3\(273\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(2003)129:3(273))

- [99] Lu, L. Y., Lin, G. L., & Shih, M. H. (2012). An experimental study on a generalized Maxwell model for nonlinear viscoelastic dampers used in seismic isolation. *Engineering structures*, 34, 111-123. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2011.09.012>
- [100] Park, S. (2001). Rheological modeling of viscoelastic passive dampers. In *Smart Structures and Materials 2001: Damping and Isolation* (Vol. 4331, pp. 343-354). SPIE. <https://doi.org/10.1117/12.432717>
- [101] Pritz, T. (1996). Analysis of four-parameter fractional derivative model of real solid materials. *Journal of Sound and Vibration*, 195(1), 103-115. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0406>
- [102] Atanackovic, T. M. (2002). A modified Zener model of a viscoelastic body. *Continuum Mechanics and Thermodynamics*, 14(2), 137-148. <https://doi.org/10.1007/s001610100056>
- [103] Song, D. Y., & Jiang, T. Q. (1998). Study on the constitutive equation with fractional derivative for the viscoelastic fluids—modified Jeffreys model and its application. *Rheologica Acta*, 37, 512-517. <https://doi.org/10.1007/s003970050138>
- [104] Pritz, T. (2003). Five-parameter fractional derivative model for polymeric damping materials. *Journal of Sound and Vibration*, 265(5), 935-952. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)01530-4](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)01530-4)
- [105] Bagley, R. L., & Torvik, P. J. (2012). Fractional calculus—a different approach to the analysis of viscoelastically damped structures. *AIAA journal*, 21(5), 741-748. <https://doi.org/10.2514/3.8142>
- [106] Schmidt, A., & Gaul, L. (2002). Finite element formulation of viscoelastic constitutive equations using fractional time derivatives. *Nonlinear Dynamics*, 29, 37-55. <https://doi.org/10.1023/A:1016552503411>
- [107] Makris, N., & Constantinou, M. C. (1993). Models of viscoelasticity with complex-order derivatives. *Journal of engineering mechanics*, 119(7), 1453-1464. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(1993\)119:7\(1453\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(1993)119:7(1453))
- [108] Schmidt, A., & Gaul, L. (2002, March). Parameter identification and FE implementation of a viscoelastic constitutive equation using fractional derivatives. In *PAMM: Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* (Vol. 1, No. 1, pp. 153-154). Berlin: WILEY-VCH Verlag Berlin GmbH. [https://doi.org/10.1002/1617-7061\(200203\)1:1<153::AID-PAMM153>3.0.CO;2-J](https://doi.org/10.1002/1617-7061(200203)1:1<153::AID-PAMM153>3.0.CO;2-J)
- [109] Galucio, A. C., Deü, J. F., & Ohayon, R. (2004). Finite element formulation of viscoelastic sandwich beams using fractional derivative operators. *Computational mechanics*, 33, 282-291. <https://doi.org/10.1007/s00466-003-0529-x>
- [110] Park, S. W. (2001). Analytical modeling of viscoelastic dampers for structural and vibration control. *International Journal of Solids and structures*, 38(44-45), 8065-8092. [https://doi.org/10.1016/S0020-7683\(01\)00026-9](https://doi.org/10.1016/S0020-7683(01)00026-9)
- [111] Gerlach, S., & Matzenmiller, A. (2005). Comparison of numerical methods for identification of viscoelastic line spectra from static test data. *International journal for numerical methods in engineering*, 63(3), 428-454. <https://doi.org/10.1002/nme.1161>
- [112] Mustapha, S. S., & Phillips, T. N. (2000). A dynamic nonlinear regression method for the determination of the discrete relaxation spectrum. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 33(10), 1219. <https://doi.org/10.1088/0022-3727/33/10/313>

- [113] Kim, J. H., Yang, D., & Park, S. (2024). Experimental validation for the interconversion between generalized Kelvin–Voigt and Maxwell models using human skin tissues. *Journal of biomechanics*, 162, 111908. <https://doi.org/10.1016/j.jbiomech.2023.111908>
- [114] Farran, A. M. H., & Kashani, R. (2025). Identification of Maxwell Model Parameters of Viscous Dampers With Elastic Traits. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (Vol. 88599, p. V001T01A016). American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/IMECE2024-145040>
- [115] Hansen, S. (2007). Estimation of the relaxation spectrum from dynamic experiments using Bayesian analysis and a new regularization constraint. *Rheologica Acta*, 47, 169-178. <https://doi.org/10.1007/s00397-007-0225-4>
- [116] Schmidt, A., & Gaul, L. (2002). Parameter identification and FE implementation of a viscoelastic constitutive equation using fractional derivatives. In *PAMM: Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics* (Vol. 1, No. 1, pp. 153-154). Berlin: WILEY-VCH Verlag Berlin GmbH. [https://doi.org/10.1002/1617-7061\(200203\)1:1<153::AID-PAMM153>3.0.CO;2-J](https://doi.org/10.1002/1617-7061(200203)1:1<153::AID-PAMM153>3.0.CO;2-J)
- [117] Zhang, J., & Ma, Y. (2023). Investigation of the thermoelastic behaviour of magneto-thermo-viscoelastic rods based on the Kelvin-Voigt viscoelastic model. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, 48(4), 1533-1549. <https://doi.org/10.1007/s40997-023-00736-9>
- [118] Serra-Aguila, A., Puigoriol-Forcada, J. M., Reyes, G., & Menacho, J. (2019). Viscoelastic models revisited: characteristics and interconversion formulas for generalized Kelvin–Voigt and Maxwell models. *Acta Mechanica Sinica*, 35, 1191-1209. <https://doi.org/10.1007/s10409-019-00895-6>
- [119] Vasile, O., & Bugaru, M. (2022). A New Modeling Approach for Viscous Dampers Using an Extended Kelvin–Voigt Rheological Model Based on the Identification of the Constitutive Law’s Parameters. *Computation*, 11(1), 3. <https://doi.org/10.3390/computation11010003>
- [120] Javadi, M., & Rahmanian, M. (2021). Nonlinear vibration of fractional Kelvin–Voigt viscoelastic beam on nonlinear elastic foundation. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 98, 105784. <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2021.105784>
- [121] Shabani, M., Jahani, K., Di Paola, M., & Sadeghi, M. H. (2019). Frequency domain identification of the fractional Kelvin-Voigt’s parameters for viscoelastic materials. *Mechanics of Materials*, 137, 103099. <https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2019.103099>
- [122] Karner, T., Gotlih, J., Razboršek, B., Vuherer, T., Berus, L., & Gotlih, K. (2019). Use of single and double fractional Kelvin–Voigt model on viscoelastic elastomer. *Smart Materials and Structures*, 29(1), 015006. <https://doi.org/10.1088/1361-665X/ab5337>
- [123] Karner, T., Vuherer, T., Gotlih, J., Razboršek, B., & Gotlih, K. (2018). Parameters identification method for viscoelastic dielectric elastomer actuator materials using fractional derivatives. *Materials Research Express*, 5(7), 075702. <https://doi.org/10.1088/2053-1591/aacecd>
- [124] Singh, M. P., & Chang, T. S. (2009). Seismic analysis of structures with viscoelastic dampers. *Journal of Engineering Mechanics*, 135(6), 571-580. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(2009\)135:6\(571\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(2009)135:6(571))
- [125] Lee, D., & Taylor, D. P. (2002). Viscous damper development and future trends. *The structural design of tall buildings*, 10(5), 311-320. <https://doi.org/10.1002/tal.188>

- [126] Makris, N., Roussos, Y., Whittaker, A. S., & Kelly, J. M. (1997). Viscous heating of fluid dampers during seismic and wind excitations: analytical solutions and design formulae. Report No. UCB/EERC 97, 11.
- [127] Black, C. J., & Makris, N. (2000). Viscous heating of fluid dampers: experimental studies. In *Smart Structures and Materials 2000: Damping and Isolation* (Vol. 3989, pp. 256-265). SPIE. <https://doi.org/10.1117/12.384566>
- [128] Black, C. J., & Makris, N. (2005). Viscous heating of fluid dampers under wind and seismic loading: experimental studies, mathematical modeling and design formulae. Earthquake Engineering Resource Center, College of Engineering, the University of California, Berkeley.
- [129] Makris, N. (1998). Viscous heating of fluid dampers. I: Small-amplitude motions. *Journal of engineering mechanics*, 124(11), 1210-1216. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(1998\)124:11\(1210\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(1998)124:11(1210))
- [130] Makris, N., Roussos, Y., Whittaker, A. S., & Kelly, J. M. (1998). Viscous heating of fluid dampers. II: Large-amplitude motions. *Journal of Engineering Mechanics*, 124(11), 1217-1223. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(1998\)124:11\(1217\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(1998)124:11(1217))
- [131] Black, C. J., & Makris, N. (2007). Viscous heating of fluid dampers under small and large amplitude motions: experimental studies and parametric modeling. *Journal of Engineering Mechanics*, 133(5), 566-577. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(2007\)133:5\(566\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(2007)133:5(566))
- [132] Lak, H., & Zahrai, S. M. (2023). Self-heating of viscous dampers under short-& long-duration loads: experimental observations and numerical simulations. In *Structures* (Vol. 48, pp. 275-287). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2022.12.079>
- [133] Venczel, M., Bognár, G., & Veress, Á. (2021). Temperature-dependent viscosity model for silicone oil and its application in viscous dampers. *Processes*, 9(2), 331. <https://doi.org/10.3390/pr9020331>
- [134] Zhang, Y., Xu, W., Wang, S., Du, D., & Geng, Y. (2024). Mechanical modeling of viscous fluid damper with temperature and pressure coupling effects. *Machines*, 12(6), 366. <https://doi.org/10.3390/machines12060366>
- [135] Hu, S., Hao, H., Meng, D., & Yang, M. (2025). Theoretical and numerical study of the thermo-mechanical coupling effect on the fluid viscous damper. *Journal of Sound and Vibration*, 597, 118846. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2024.118846>
- [136] Esfandiyari, R., Nejad, S. M., Marnani, J. A., Mousavi, S. A., & Zahrai, S. M. (2020). Seismic behavior of structural and non-structural elements in RC building with bypass viscous dampers. *Steel and Composite Structures*, 34(4), 487-497. <https://doi.org/10.12989/scs.2020.34.4.487>
- [137] Fahiminia, M., & Shishegaran, A. (2020). Evaluation of a developed bypass viscous damper performance. *Frontiers of Structural and Civil Engineering*, 14, 773-791. <https://doi.org/10.1007/s11709-020-0627-2>
- [138] Li, J. H., & Zhang, S. L. (2012). A New Type of Nonlinear Viscous Damper. *Applied Mechanics and Materials*, 220, 1934-1938. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.220-223.1934>
- [139] Lak, H., Zahrai, S. M., Mirhosseini, S. M., & Zeighami, E. (2023). Application of computational fluid dynamics in design of viscous dampers-CFD modeling and full-scale dynamic

- testing. *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, 22(4), 1065-1080. <https://doi.org/10.1007/s11803-023-2209-5>
- [140] Taylor, D. P. (n.d.). The application of energy dissipating damping devices to an engineered structure or mechanism. Taylor Devices, Inc. Website: <http://taylordevices.com>
- [141] Javadinasab Hormozabad, S., & Zahrai, S. M. (2019). Innovative adaptive viscous damper to improve seismic control of structures. *Journal of Vibration and Control*, 25(12), 1833-1851. <https://doi.org/10.1177/1077546319841763>
- [142] Yang, C., Wang, H., Xie, L., Li, A., & Wang, X. (2024). Experimental and Theoretical Investigations on an Asynchronized Parallel Double-Stage Viscous Fluid Damper. *Structural Control and Health Monitoring*, 2024(1), 6921518. <https://doi.org/10.1155/2024/6921518>
- [143] Hou, C. Y., Hsu, D. S., Lee, Y. F., Chen, H. Y., & Lee, J. D. (2011). Shear-thinning effects in annular-orifice viscous fluid dampers. *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, 30(2), 275-287. <https://doi.org/10.1080/02533839.2007.9671254>
- [144] Hou, C. Y. (2011). Behavior explanation and a new model for nonlinear viscous fluid dampers with a simple annular orifice. *Archive of Applied Mechanics*, 82, 1-12. <https://doi.org/10.1007/s00419-011-0534-z>
- [145] Jiahong, J., Jianye, D., Yu, W., & Hongxing, H. (2008). Design method for fluid viscous dampers. *Archive of Applied Mechanics*, 78, 737-746. <https://doi.org/10.1007/s00419-007-0185-2>
- [146] Frings, C., & De La Llera, J. C. (2011). Multiphysics modeling and experimental behavior of viscous dampers. In *International Conference on Structural Dynamics, EURODYN* (pp. 4-6).
- [147] Yeh, F. Y., Chang, K. C., Chen, T. W., & Yu, C. H. (2014). The dynamic performance of a shear thickening fluid viscous damper. *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, 37(8), 983-994. <https://doi.org/10.1080/02533839.2014.912775>
- [148] Jiao, S., Tian, J., Zheng, H., & Hua, H. (2016). Modeling of a hydraulic damper with shear thinning fluid for damping mechanism analysis. *Journal of Vibration and Control*, 23(20), 3365-3376. <https://doi.org/10.1177/1077546316629264>
- [149] Lu, Z., Li, J., & Jia, C. (2018). Studies on energy dissipation mechanism of an innovative viscous damper filled with oil and silt. *Sustainability*, 10(6), 1777. <https://doi.org/10.3390/su10061777>
- [150] Syrakos, A., Dimakopoulos, Y., & Tsamopoulos, J. (2018). Theoretical study of the flow in a fluid damper containing high viscosity silicone oil: Effects of shear-thinning and viscoelasticity. *Physics of Fluids*, 30(3). <https://doi.org/10.1063/1.5011755>
- [151] Yu, Q., Xu, D., Zhu, Y., Guan, G., & Li, Q. (2020). Damping characteristic modeling and numerical simulation analysis of the viscous damper of a clearance hydrocylinder. *J. Vib. Shock*, 39, 161-167. <https://doi.org/10.13465/j.cnki.jvs.2020.20.021>
- [152] Lewandowski, R., & Chorążyczewski, B. (2010). Identification of the parameters of the Kelvin–Voigt and the Maxwell fractional models, used to modeling of viscoelastic dampers. *Computers & structures*, 88(1-2), 1-17. <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2009.09.001>
- [153] Durst, F., & Arnold, I. (2008). *Fluid mechanics: an introduction to the theory of fluid flows* (Vol. 675). Berlin: Springer.

- [154] Storey, B. D. (2015). Fluid Dynamics and Heat Transfer: An Introduction to the Fundamentals.
- [155] Carreau, P. J. (1972). Rheological equations from molecular network theories. Transactions of the Society of Rheology, 16(1), 99-127. <https://doi.org/10.1122/1.549276>
- [156] Yasuda, K. (1979). Investigation of the analogies between viscometric and linear viscoelastic properties of polystyrene fluids (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology). <http://hdl.handle.net/1721.1/16043>
- [157] Swallow, F. E. (2002). Viscosity of polydimethylsiloxane gum: Shear and temperature dependence from dynamic and capillary rheometry. Journal of applied polymer science, 84(13), 2533-2540. <https://doi.org/10.1002/app.10563>
- [158] Hou, C. Y., Hsu, D. S., & Chen, H. Y. (2005). Experimental verification of the restoring-stiffness concept used in fluid dampers for seismic energy dissipation. The Structural Design of Tall and Special Buildings, 14(1), 1-13. <https://doi.org/10.1002/tal.255>
- [159] Li, Z. Q., Xu, Y. L., & Zhou, L. M. (2006). Adjustable fluid damper with SMA actuators. Smart materials and structures, 15(5), 1483. <https://doi.org/10.1088/0964-1726/15/5/038>
- [160] Singh, B. P. (2005). A comparison of equations of state including the generalized Rydberg EOS. Physica B: Condensed Matter, 369(1-4), 111-116. <https://doi.org/10.1016/j.physb.2005.08.004>
- [161] Plymate, T. G., & Stout, J. H. (1989). A five-parameter temperature-corrected Murnaghan equation for P-V-T surfaces. Journal of Geophysical Research: Solid Earth, 94(B7), 9477-9483. <https://doi.org/10.1029/JB094iB07p09477>
- [162] Lee, K. K., O'Neill, B., Panero, W. R., Shim, S. H., Benedetti, L. R., & Jeanloz, R. (2004). Equations of state of the high-pressure phases of a natural peridotite and implications for the Earth's lower mantle. Earth and Planetary Science Letters, 223(3-4), 381-393. <https://doi.org/10.1016/j.epsl.2004.04.033>
- [163] ANSYS® Academic Research, ANSYS Fluent, Release 15.0.
- [164] Soong, T.T., and Dargush, G. (1997). Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering. John Wiley & Sons Ltd., Chichester, United Kingdom.
- [165] Bouayad Agha, M. E., Ras, A. A., & Hamdaoui, K. (2023). *Investigation of rheological and geometric properties effect on nonlinear behaviour of fluid viscous dampers*. Journal of Applied Fluid Mechanics, 16(11), 2142–2157. <https://doi.org/10.47176/jafm.16.11.1940>
- [166] Bouayad Agha, M. E.-M., Ras, A., & Hamdaoui, K. (2025). *Study of rheological and geometrical impact on the nonlinear performance of fluid viscous dampers*. Progress in Computational Fluid Dynamics, pp. 289–304. <https://doi.org/10.1504/PCFD.2025.148788>
- [167] D.T.R B-C-2.44. (1997). Règles de Conception Et de Calcul Des Structures en Acier (CCM97). Ministère de l'Habitat, Algérie.
- [168] Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N. (1970). Theory of Elasticity, 3rd ed., New York: McGraw-Hill.
- [169] Ugural, A. C., & Fenster, S. K. (2003). Advanced strength and applied elasticity. Pearson education.

- [170] Jong, C., & Springer, W. (2009). Teaching von mises stress: from principal axes to nonprincipal axes. In 2009 Annual Conference & Exposition (pp. 14-1159). <https://libkey.io/libraries/1691/10.18260/1-2--5353>
- [171] Pritchard, P. J., & Leylegian, J. C. (2011). Fox and McDonald's introduction to fluid mechanics (8th ed.). John Wiley & Sons.
- [172] White, F. M. (2011). Fluid Mechanics (7th ed.). McGraw-Hill.

ANNEXES

ANNEXE A

Variation de la viscosité en fonction du gradient de vitesse (taux de cisaillement) de l'huile de silicone

Les résultats expérimentaux présentés dans cette figure ont été fournis par **Clearco Products**, entreprise spécialisée dans la fabrication des huiles de silicone : <https://www.clearcoproducts.com/>

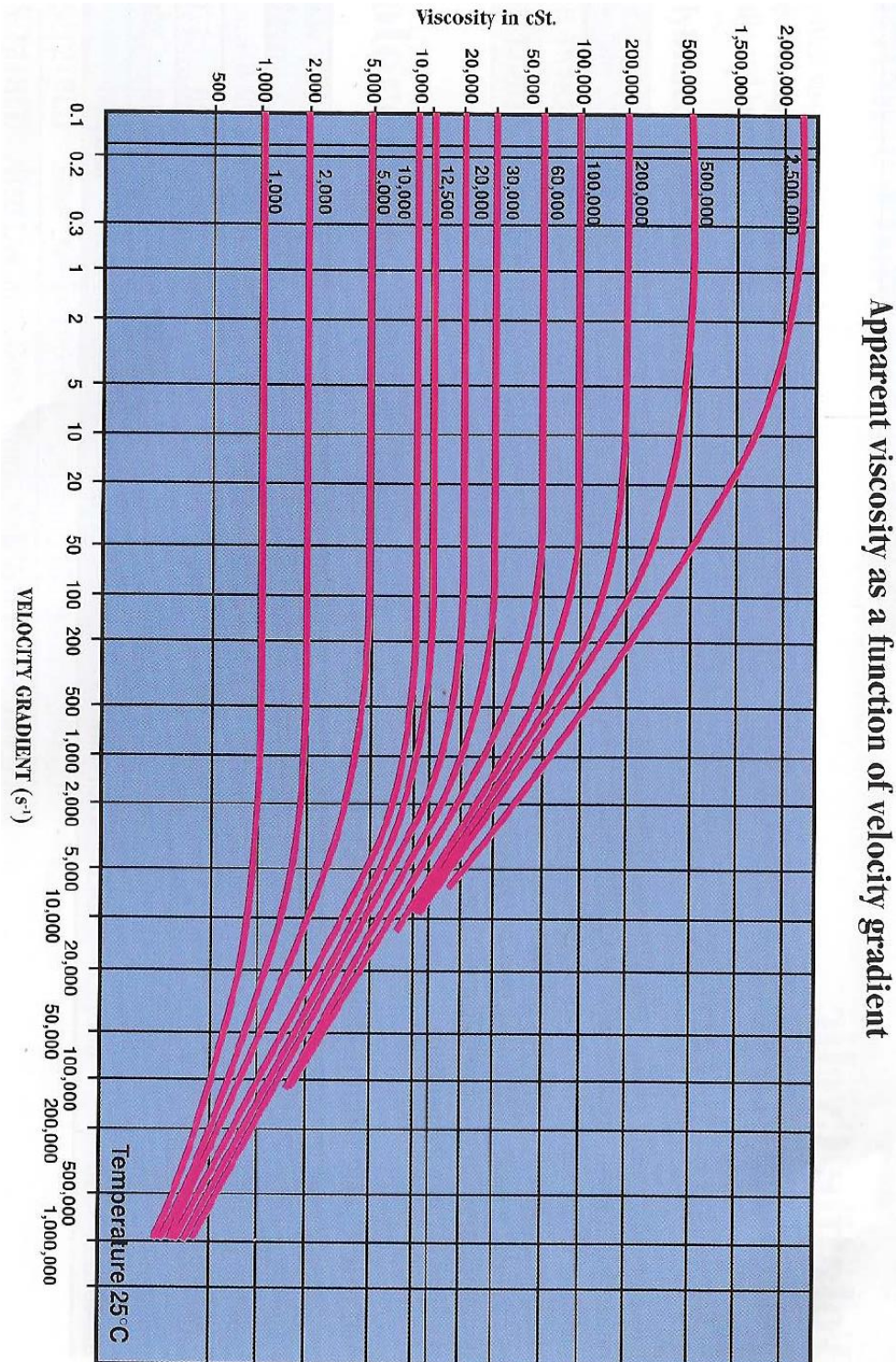


Figure A.1. Variation de la viscosité en fonction du taux de cisaillement de l'huile de silicone présentant différentes viscosités initiales.

ANNEXE B

Variation de la viscosité de l'huile de silicone en fonction de la température

Les résultats expérimentaux présentés dans cette figure ont été fournis par **Clearco Products**, entreprise spécialisée dans la fabrication des huiles de silicone : <https://www.clearcoproducts.com/>

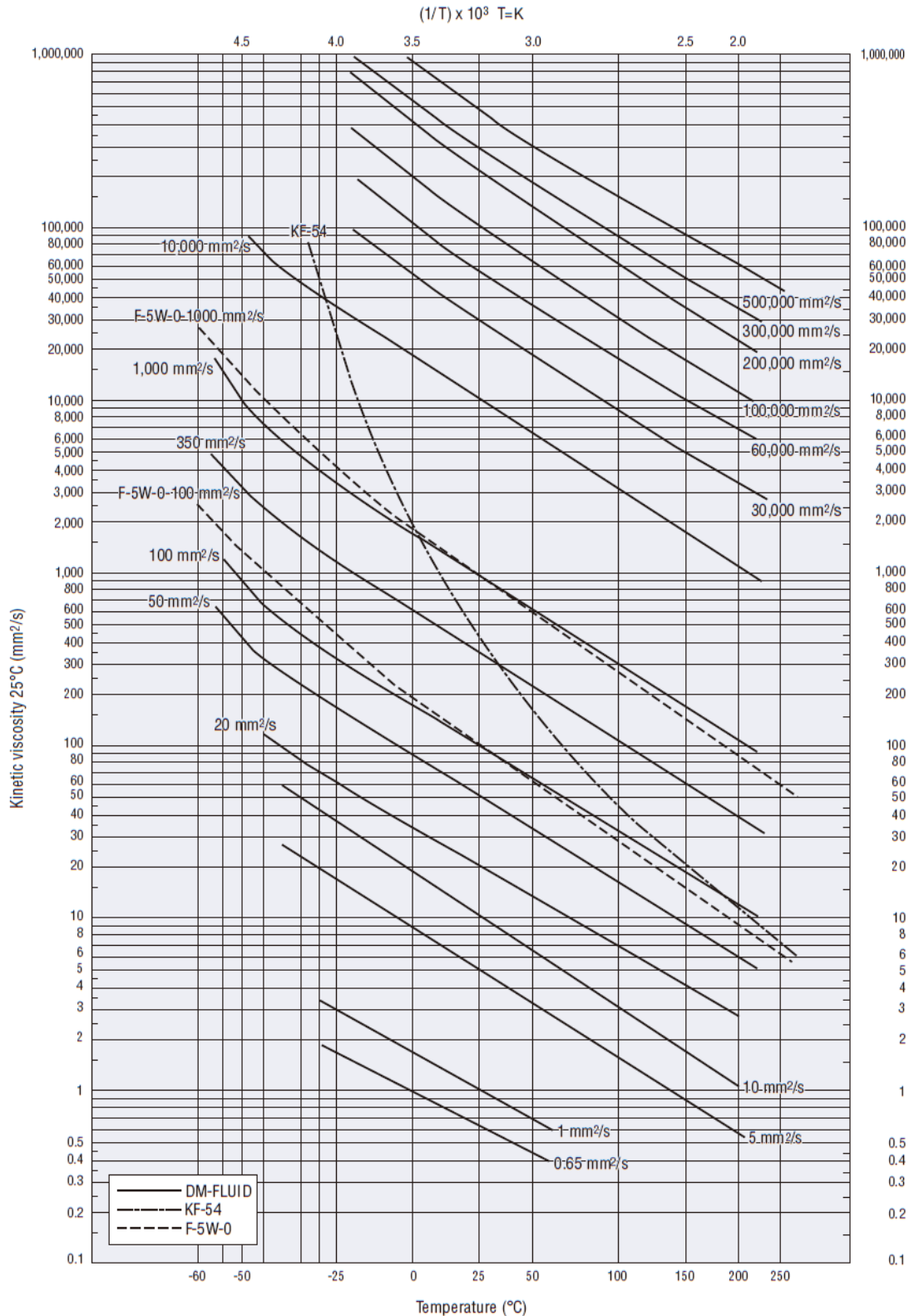


Figure B.1. Variation de la viscosité de l'huile de silicone en fonction de la température.

ANNEXE C

Compressibilité de l'huile de silicone

Les résultats expérimentaux présentés dans ce tableau ont été fournis par **Clearco Products**, entreprise spécialisée dans la fabrication des huiles de silicone : <https://www.clearcoproducts.com/>

Tableau C.1. Compressibilité de l'huile de silicone en fonction de la pression.

Pressure psi	% Compressibility (as $\Delta V/V_0 \times 100$)							
	Clearco Silicone Fluid of Various Viscosity Grades							Phenyl-methyl 125 Fluid
	0.65 cs	1 cs.	2 cs.	100 cs.	350 cs.	1000 cs.	12,500 cs.	
0	0	0	0	0	0	0	0	0
7,111	6.34	5.36	4.85	4.49	4.47	4.58	4.46	3.05
14,223	10.04	8.84	8.21	7.34	7.42	7.36	7.29	5.12
21,334	12.59	11.39	10.69	9.46	9.55	9.47	9.33	6.75
28,446	14.62	13.41	12.67	11.20	11.28	11.23	11.04	8.13
35,557	16.33	15.08	14.34	12.71	12.78	12.74	12.53	9.34
42,669	17.82	16.51	15.79	14.02	14.11	14.03	13.84	10.43
49,780	19.16	17.76	17.05	15.19	15.26	15.17	15.00	11.43
56,892	20.44	18.84	18.17	16.20	16.27	16.18	16.02	12.35
	(freezes)							
71,115	25.71	20.66	20.07	17.93	17.96	17.87	17.71	13.99
142,230	29.70	26.33	26.04	23.49	23.74	23.24	23.04	17.85
284,460	34.42	31.70	31.51	28.63	28.88	28.80	28.08	23.05
426,690	37.20	34.57	34.56	31.73	32.94	31.31	31.25	26.32
568,920	39.21	36.58	36.89	34.04	35.19	33.49	33.50	28.89

Les données expérimentales utilisées dans cette thèse correspondent au fluide silicone de viscosité 12 500 cSt (soit environ 12,13 Pa.s), car cette valeur se rapproche le mieux des fluides utilisés dans les simulations. Par ailleurs, la compressibilité reste pratiquement constante au-delà de cette viscosité, ce qui justifie l'emploi de ce fluide comme référence représentative pour modéliser le comportement compressible dans les amortisseurs étudiés.

ANNEXE D

Calcul du coefficient d'expansion thermique volumique β de l'huile de silicone

Les résultats expérimentaux présentés dans cette figure ont été fournis par **Clearco Products**, entreprise spécialisée dans la fabrication des huiles de silicone : <https://www.clearcoproducts.com/>

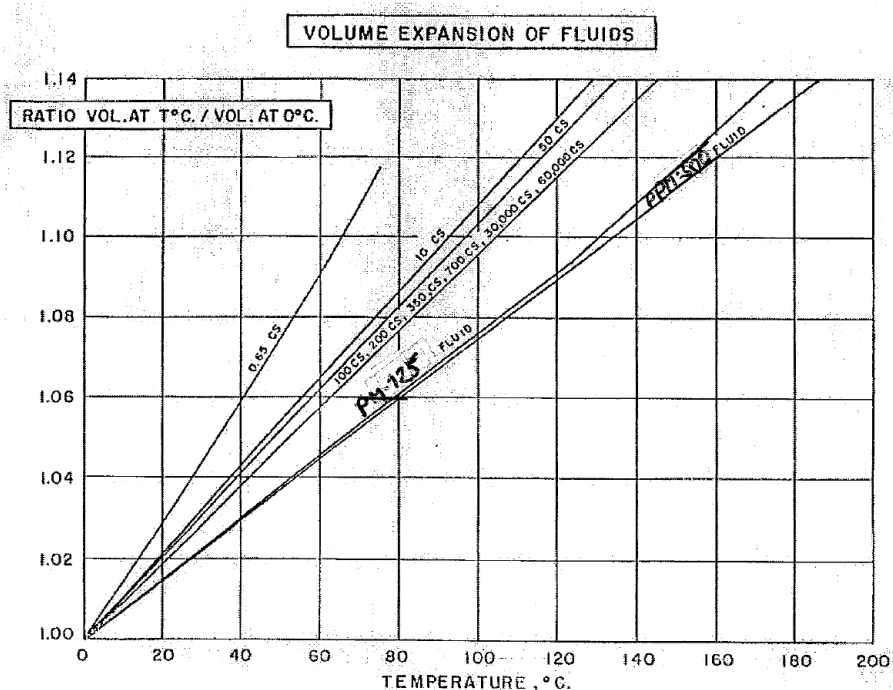


Figure D.1. Variation du volume de l'huile de silicone en fonction de la température.

La courbe correspondant aux huiles de viscosités 100 cSt, 200 cSt, 300 cSt, etc., a été considérée pour le calcul du coefficient d'expansion thermique β .

L'expansion thermique volumique peut être calculé par cette relation linéaire :

$$V = V_0(1 + \beta(T - T_0))$$

Où V_0 est le volume initial T_0 , V est le volume à une température T .

Divisons par V_0 en obtient :

$$\frac{V}{V_0} = (1 + \beta(T - T_0))$$

Or, dans le graphique, on a directement les valeurs de $\frac{V}{V_0}$ à différentes températures. Donc :

$$\beta = \frac{\frac{V}{V_0} - 1}{T - T_0} = \frac{\Delta V/V_0}{\Delta T}$$

$T = 100^\circ c$ Correspond à $\frac{V}{V_0} = 1.095$. Donc :

$$\beta = \frac{1.095 - 1}{100} = 9.5 \times 10^{-4} K^{-1}$$

Cette valeur du coefficient d'expansion thermique est valable dans la plage de température considérée, comprise entre 0 et 150 °C.

ANNEXE E

Plages de température de fonctionnement des huiles de silicones dans les systèmes fermés, °C

Les résultats présentés dans cette figure ont été fournis par **Clearco Products**, entreprise spécialisée dans la fabrication des huiles de silicone : <https://www.clearcoproducts.com/>

The graph below shows the typical operating ranges for Dimethyl, Phenyl methyl, and silicone diffusion pump fluids in systems that are closed to the atmosphere. Closed systems are systems from which air has been excluded. Pressure can build up in these systems. Due to the absence of air, temperature stability is higher in closed systems than in open systems.

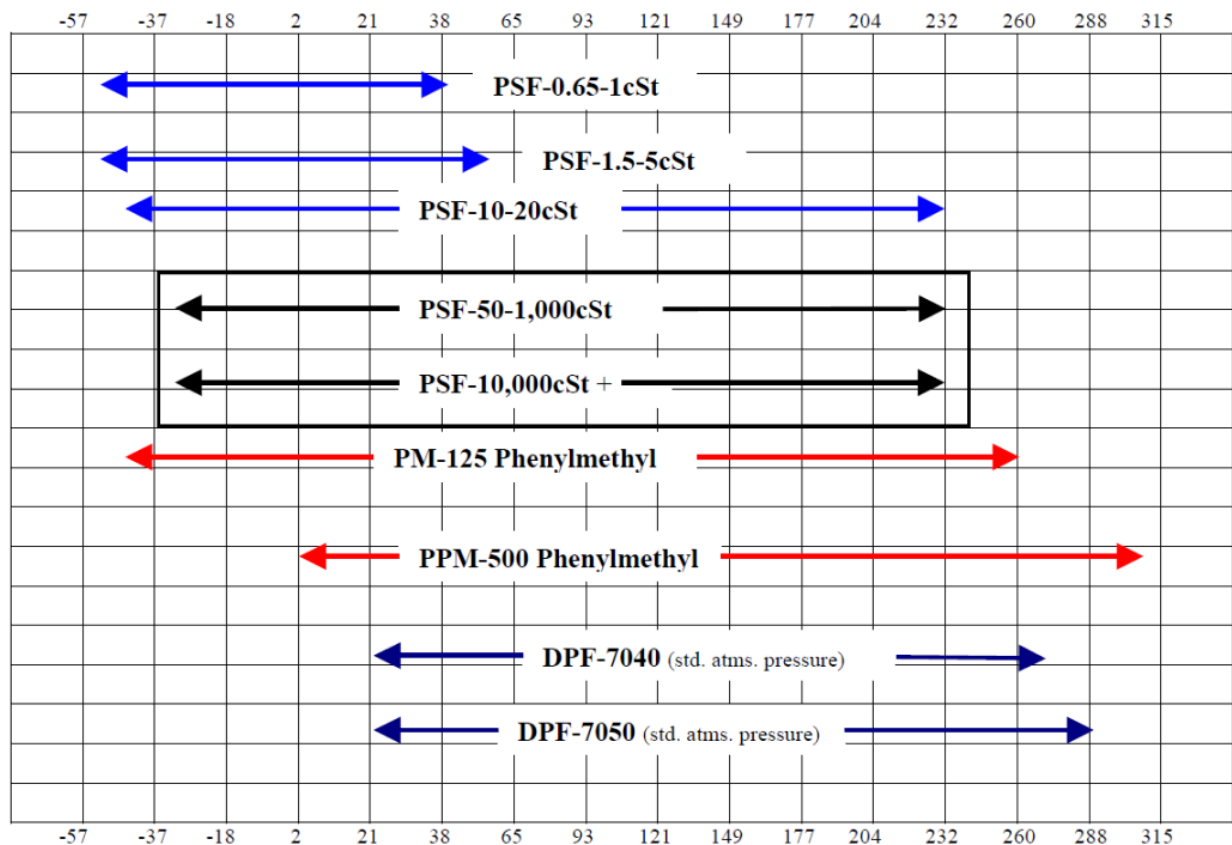


Figure E.1. Plages de température de fonctionnement des huiles de silicones dans les systèmes fermés (°C).