

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE MOULOUD MAMMARI - TIZI-OUZOU
FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE-MECANIQUE**

THESE DE DOCTORAT

En Génie Mécanique

L'EFFET DE TRIAXIALITE DE LA SOLLICITATION SUR LE COMPORTEMENT DES STRUCTURES TUBULAIRES

Présentée par

MENOUER AHCÈNE

DEVANT LE JURY :

AZEM Said	Professeur	UMM.Tizi-Ouzou	Président
DJEBBAR Arezki	Professeur	UMM.Tizi-Ouzou	Rapporteur
ABDUL-LATIF Akrum	Professeur	U Paris 8 - France	Co-Rapporteur
ATI Abdelaziz	Professeur	UAM. Béjaia	Examineur
BILEK Ali	Professeur	UMM.Tizi-Ouzou	Examineur
BOUKHAROUBA Taoufik	Professeur	USTHB-Alger	Examineur

Soutenue le 14 avril 2018

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au laboratoire (QUARTZ) de l'Institut Supérieur de Mécanique de Paris avec la collaboration du laboratoire de Matériaux Structure et Energétique (LMSE) de l'université Mouloud MAMMARI de Tizi-Ouzou, sous la direction du professeur Akrum ABDUL-LATIF et du professeur Arezki DJEBBAR, dans le cadre d'une bourse de coopération Algero-Française.

Je tiens à exprimer toute ma gratitude et mes profonds remerciements à M. ABDUL-LATIF professeur à l'université Paris 8 pour son accueil au sein de son équipe de recherche, pour la pertinence du thème proposé et la qualité de l'encadrement dont il a fait preuve tout au long de cette investigation. Son omniprésence et sa totale disponibilité, sa grande rigueur scientifique, ses grandes qualités humaines, les conseils qu'il n'a pas cessé de me prodiguer et la confiance qu'il a placée en moi, m'ont permis de bien mener à terme ce projet. Qu'il trouve ici toute ma reconnaissance.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur DJEBBAR, professeur à l'université Mouloud MAMMARI de Tizi-Ouzou et encadreur de cette thèse pour m'avoir laissé libre quant à l'orientation et la conduite de ce travail et pour tous les conseils et les encouragements qu'il m'a apportés. Il a su m'orienter et me témoigner aide et assistance. Je n'oublierai jamais ses qualités humaines et son entière disponibilité.

Mes remerciements vont également à Monsieur Rachid BALEH, Maître de conférences avec qui j'ai partagé beaucoup de temps de travail, pour son aide et assistance, ses valeurs humaines, ses discussions scientifiques et pour ses conseils éclairés. Les mots ne peuvent exprimer toute ma gratitude.

Je n'oublie pas non plus de remercier Monsieur Donné RAZAFINDRAMARY, Maître de conférences à l'IUT de Tremblay en France pour sa disponibilité et la précieuse aide qu'il a apportée dans la gestion et la maintenance de la partie électronique. Qu'il trouve ici toute ma reconnaissance.

Je voudrais aussi remercier les membres du jury qui m'ont fait l'honneur d'examiner ce travail, Messieurs Said AZEM en tant que président du jury, Ali BILEK, Abdelaziz ATI et Taoufik BOUKHAROUBA, qui m'ont manifesté bienveillance, disponibilité et réactivité quant à l'examen ce travail.

Mes remerciements et ma sympathie vont également à toute l'équipe technique de l'IUT de Tremblay Messieurs, Yazid TIGHANIMINE, Mohamed KADRI, Delphin FERNANDEZ et Jean-Louis GONÇALVES, qui ont permis, chacun à son niveau, la réalisation des éléments de modification apportées au banc d'essai dynamique.

Je souhaite remercier par la même occasion les autres membres de l'équipe Messieurs, Amor BOUDEN et AHMED ALI Abdellah, qui m'ont accompagné durant ces 18 mois de finalisation de thèse.

Mes remerciements s'adressent aussi à Monsieur Djamel LOUNIS en qualité d'étudiant stagiaire à l'IUT de Tremblay pour la préparation de son mémoire d'ingénieur du CNAM, avec qui j'ai partagé une partie de mon travail.

Je dois remercier par ailleurs l'ex-directeur de l'IUT de Tremblay en France Gorgui SEY et son personnel administratif pour toutes les facilités accordées lors des 18 mois de séjour au sein de l'établissement.

Je voudrais également remercier Monsieur SLAOUI Jamil responsable de l'administration de la recherche de l'Institut Supérieur de Mécanique de Paris.

En fin, je dédie ce travail :

A la mémoire de :

Mon frère Mohamed. Paix à son âme !

A mes parents, à ma femme, mes enfants, mes frères et sœurs,

A toute ma famille,

A tout mes ami(e)s.

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	1
PARTIE I : ETAT DE L'ART	5
I-1. PREAMBULE	6
I-2. DIFFERENTS MECANISMES D'ABSORPTION D'ENERGIE.....	7
I-2.1 Systèmes travaillant par traction uniaxiale simple de matériaux ductiles	7
I-2.2 Systèmes travaillant par pliage des poutres et des structures planes	7
1) Cas des zones de plasticité localisées ou rotules plastiques	7
2) Cas de compression des poutres	8
3) Cas de plaques sandwichs.....	8
I-2.3 Absorption d'énergie par déformation de divers dispositifs métalliques et non métalliques.....	9
I-2.4 Absorption d'énergie par déformation plastique des plaques et coques.....	10
I-2.5 Absorption d'énergie par déformation plastique de structures coniques.....	11
I-3. LES MECANISMES DE DISSIPATION PAR DEFORMATION PLASTIQUE DES STRUCTURES TUBULAIRES	12
I-3.1 Le mode dissipatif par déformation plastique radiale.....	12
I-3.1.1 Structures tubulaires sous chargement localisé.....	12
I-3.1.2 Compression latérale des tubes	14
I-3.2. Le mode dissipatif par compression axial.....	18
I-3.2.1 Flambage progressif des tubes	19
I-3.2.2 Inversion de tube	22
I-3.2.3 Aplatissement des tubes	25
I-4. APPROCHE THEORIQUE ET DEFINITIONS DE BASE.....	26
I-5. QUELQUES TECHNIQUES D'OPTIMISATION DE LA CAPACITE DES SAE. 30	
I-6. A PROPOS DE L'USAGE DES MATERIAUX CELLULAIRES ET DES MOUSSES.....	33
1. Les cellules en nid d'abeilles	34
2. Les mousses.....	34
I-7. POURQUOI LA MOUSSE D'ALUMINIUM ?.....	38
PARTIE II : TECHNIQUES ET EQUIPEMENTS EXPERIMENTAUX.....	45
II-1 Le dispositif expérimental biaxial ACTP.....	46
II-1.1 Caractéristiques techniques de base	46
II-1.2 Les principales modifications adoptées	49
II-1.3 Autres solutions de fixation.....	50

II-2 Structures métalliques utilisées	51
II-2.1 Argumentaire de la géométrie des structures	51
II-2.2 Choix des matériaux utilisés.....	53
II-3 Machines et dispositifs expérimentaux	54
II-3.1 Machine de traction-compression pour le régime quasi-statique	54
II-3.2 La station crash-test.....	55
II-3.2.1 Description du crash-test.....	55
II-3.2.2 Modifications apportées au crash-test.....	65
II-3.2.2.1 Sur le volet mécanique	65
II-3.2.2.2 Sur le volet instrumentation et mesure.....	67
 PARTIE III : FLAMBAGE UNIAXIAL DES TUBES A SECTION CARREE SOUS REGIMES QUASI-STATIQUE ET DYNAMIQUE	 69
III.1 Introduction au flambage plastique uniaxial	70
III.2 Flambage plastique uniaxial de référence.....	71
III.2.1 Résultats expérimentaux sous régime quasi-statique	71
III.2.1.1 Mode de déformation	73
III.2.1.2 Charge appliquée.....	75
III.2.2 Résultats expérimentaux sous régime dynamique.....	77
III.2.2.1 Sur la vitesse de sollicitation et le choix de l'interface quasi-statique dynamique	79
III.2.2.2 Sur l'effet énergétique de la vitesse de sollicitation	80
III.2.3 Conclusions.....	82
 PARTIE IV : FLAMBAGE BIAxIAL EN QUASI STATIQUE SOUS DIFFERENTS DEGRES DE COMPLEXITE GENERANT DES DEFORMATIONS TRI-AXIALES-84	 84
IV-1 Préambule.....	85
IV-2 Description de la méthode expérimentale utilisée.....	86
VI-2.1 Frottement en mode biaxial.....	86
VI-2.2 Évaluation du frottement en fonction de la complexité du chargement.....	88
VI-2.3 Conclusion.....	90
IV-3 Flambage biaxial des structures en cuivre à section cylindrique en régime quasi- statique	90
IV-3.1 Introduction	90
IV-3.2 Démarche expérimentale adoptée pour les structures cylindriques en cuivre.....	92
IV-3.3 Résultats expérimentaux obtenus en mode biaxial.....	94
IV-3.4 Interprétations et commentaires	95
IV-3.4.1 Mode de déformation	95
IV-3.4.2 Charge appliquée et énergie consommée en biaxial	96
IV-3.5 Discussion et conclusions.....	102

IV-4 Flambage biaxial des structures en aluminium à section carrée en régime quasi- statique -----	106
IV-4.1 Introduction -----	106
IV-4.2 Résultats expérimentaux obtenus -----	107
IV-4.3 Interprétations et commentaires -----	108
IV-4.3.1 Mode de déformation -----	108
IV-4.3.2 Charge appliquée et énergie consommée	109
IV.4.4 Discussions et commentaires.....	112
IV.4.5 Conclusion.....	113
 PARTIE V : FLAMBAGE BIAxIAL EN REGIME DYNAMIQUE DE STRUCTURE A SECTION CARREE GENERANT DES DEFORMATIONS TRI-AXIALES.....	115
V-1 INTRODUCTION.....	116
V-2 BACKROUND.....	117
V-3 PROCEDURE EXPERIMENTALE.....	119
V-3.1 Sur les conditions experimentales	119
V-3.2 Matériaux et structures utilisés.....	120
V- 4 A PROPOS DE LA PROCEDURE EXPERIMENTALE.....	121
V- 5 RESULTATS ET COMMENTAIRES.....	123
V-5.1 Modes de déformation générés.....	123
V-5.2 Grandeurs physiques enregistrées : Charge,course et énergie.....	126
V-6 CONCLUSION.....	135
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	137
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	143
ANNEXES.....	152

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION

La conception des composants et systèmes mécaniques de sécurité qui a pour rôle d'absorber l'énergie cinétique, spécialement dans les véhicules de transport (routier, ferroviaire, naval, téléphérique, ascenseurs) et autres (centrales nucléaires et différentes autres structures) demeure un sujet d'actualité et d'une importance capitale pour les industriels activant dans ces divers domaines de l'ingénierie. Ainsi, le contexte de responsabilité sociétale actuel impose des concepts de sécurité passive de plus en plus exigeants couronnés par un état de l'art des plus riches dans ce domaine de recherche. Ceci reflète plusieurs concepts théoriques et expérimentaux révélant une intense activité au niveau mondial. A cet effet, une multitude de systèmes innovants ont ainsi fait l'objet de plusieurs études approfondies. L'objectif commun (voir le centre d'intérêt) essentiel assigné à ces tous dispositifs est d'améliorer leur pouvoir dissipatif d'énergie donc la résistance aux chocs des véhicules de transport qui en sont équipés en cas de collision, afin d'éviter les tragédies humaines et de minimiser les dégâts matériels et autres conséquences qui peuvent en découlent.

Par définition, un système d'absorption d'énergie (SAE) est un organe mécanique destiné à transformer de l'énergie cinétique provenant d'un choc en déformations élastique et plastique et en chaleur. Dans le cadre d'une déformation plastique, les organes déformables, conçus à usage unique, sont divers et variés. Et l'organe qui est le plus largement employé dans ce type d'application est la structure tubulaire à base d'un matériau métallique ou non métallique caractérisé par un bon compromis entre deux propriétés mécaniques, la ductilité et la résistance. Ainsi, la compréhension du comportement de la structure et du matériau écrasés est essentielle pour contrôler l'énergie dissipée. Par exemple, une des principales fonctions des structures avant d'une automobile, comme les longerons, est d'absorber l'énergie d'un choc éventuel pour avoir une meilleure protection des occupants du véhicule. La capacité dissipatrice de tel ou tel SAE dépend de plusieurs paramètres clés tels que l'intensité de la charge, le mode d'application ou le trajet de chargement, la vitesse de sollicitation, de la nature du matériau ainsi que de la géométrie de la structure. A cet effet, l'écrasement axial des tubes à paroi mince à section circulaire ou carrée est l'un des systèmes les plus employés en raison notamment de leurs performances énergétiques, une charge moyenne relativement constante et une contribution de la quasi-totalité du matériau au travail de déformation plastique qui s'ensuit.

Il est à préciser que le thème de cette investigation relève du domaine des grandes déformations de la mécanique des solides, doté d'un caractère purement expérimental innovant.

Et contrairement aux systèmes classiques, le concept utilisé dans ce travail est basé sur une idée originelle développée assez récemment au travers de la mise en place d'un dispositif breveté et présenté dans les références bibliographiques, servant d'intermédiaire entre la presse ou le banc d'essai dynamique et le tube à écraser. Son rôle est de transformer la nature unidirectionnelle de la charge d'écrasement, issue d'une presse par exemple, en sollicitation bidirectionnelle, résultat d'une combinaison de compression-torsion. De ce fait, le flambage plastique biaxial devient plus complexe car induisant une composante supplémentaire de cisaillement qui s'ajoute simultanément aux phases séquentielles des chargements habituels de compression et de flexion subis par la paroi du matériau. Testé déjà sur plusieurs structures à section circulaire, les résultats obtenus dans le cas du cuivre par exemple, exhibent des augmentations de l'énergie absorbée de l'ordre de 35% en écrasement quasi-statique et 44% en flambage dynamique en biaxial modéré (Bi-45°) comparativement au cas uniaxial classique de référence.

L'objectif essentiel de ce travail vise finalement à améliorer davantage la capacité dissipatrice d'énergie de systèmes tubulaires à section droite aussi bien circulaire que carrée sous sollicitations quasi-statique et dynamique sans faire intervenir, ni la nature, ni la géométrie et encore moins sur les propriétés des tubes appelés à être écrasés. L'usage du dispositif ACTP (Absorption par Compression -Torsion -Plastique) advient de ce fait inévitable et une nouvelle approche générant un trajet de chargement encore plus complexifié que ceux utilisés jusque-là, via deux nouveaux angles d'inclinaison (53° et 60°), est alors abordée.

Ainsi, cette étude purement expérimentale est donc menée sur plusieurs tubes en cuivre à section circulaire en mode biaxial modéré mais aussi en mode sévère, jamais utilisé, jusque-là et d'autres en aluminium à section carrée, pour l'ensemble des configurations. L'évaluation de la charge moyenne et de l'énergie absorbée renseigne particulièrement sur l'efficacité du concept développé via le taux d'augmentation de l'angle d'inclinaison de l'hélice.

La démarche suivie, pour mener à bien cette étude est scindée en cinq parties distinctes. La première phase est consacrée comme habituellement pour ce genre d'études à une recherche détaillée sur l'état de l'art traitant du sujet des systèmes d'absorption

d'énergie. Il a été clairement mis en évidence à travers cette partie les nombreuses et riches découvertes dans ce domaine et son évolution perpétuelle depuis le début du vingtième siècle (i.e., en 1908) jusqu'à nos jours.

La deuxième partie se focalise sur une description détaillée des techniques et équipements expérimentaux utilisés. Elle comprend notamment les caractéristiques techniques de base du dispositif biaxial utilisé et les modifications apportées via quelques accommodations conçues et réalisées au niveau notamment du système de fixation des éprouvettes, pour tenir de la nature de la section des structures métalliques appelées à être tester. Enfin, des modifications adoptées au crash test original sur les deux volets: le volet mécanique et le volet électronique et instrumentation ont été également signalées.

La troisième partie est consacrée à une étude expérimentale préliminaire sur le comportement des structures tubulaires à section carrée en aluminium sous chargement uniaxial de référence quasi-statique et dynamique. Il est fait état ici de l'influence des paramètres géométriques, de la vitesse de sollicitation et de la nature du matériau sur le mode de déformation et par conséquent sur la dissipation d'énergie qui en découle sous sollicitations uniaxiales classiques. Un matériau métallique est étudié ici, il s'agit de l'aluminium.

La quatrième partie aborde l'optimisation de la capacité dissipatrice d'énergie cinétique en régime quasi-statique, des structures tubulaires à parois minces à sections circulaire et carrée, dans le cadre de déformations triaxiales émanant d'un chargement extérieur uniaxial. Elle décrit d'abord la démarche expérimentale suivie pour tenir compte de la contribution du phénomène de frottement et son influence dans le processus d'absorption d'énergie. Son évaluation en fonction de la complexité du trajet de chargement dans le cas des structures cylindriques en cuivre, ainsi pour le cas des tubes en aluminium à section carrée, et pour toutes les configurations et le mode extrême notamment, d'estimer sa quote-part dans le processus de dissipation. L'effet de la complexité de la sollicitation est ainsi largement abordé et bien analysé pour une même vitesse de sollicitation quasi-statique et pour les cinq configurations biaxiales distinctes et les deux matériaux choisis, cuivre et aluminium.

La cinquième partie porte sur le flambage dynamique biaxial de structures tubulaires en aluminium. Elle comprend en premier lieu une série de tests de type dynamique uniaxial simple, réalisée sur le poids tombant, qui sert de base de données expérimentales de référence, destinée à l'analyse comparative par rapport à la campagne de tests biaxiaux. Celle-ci se rapporte à l'objectif fondamental du thème de recherche, à savoir l'application du même

protocole expérimental biaxial du chapitre précédent mais en régime dynamique et pour la seule section carrée. Le comportement de la structure choisie, sous écrasement dynamique biaxial, est ainsi reproduit grâce à la combinaison des deux réalisations évoquées antérieurement (le montage biaxial et le poids tombant). Les résultats dynamiques enregistrés sont analysés dans cette partie, la finalité étant essentiellement une estimation du gain éventuel en énergie dissipée par les tubes écrasés biaxialement par rapport à l'écrasement uniaxial classique.

Enfin, au terme de cette étude, une conclusion générale couronne ce travail, appuyées par des perspectives du projet aussi bien sur le plan recherche scientifique qu'industriel.

PARTIE I
ETAT DE L'ART

I-1. PREAMBULE

L'usage des systèmes d'absorption d'énergie comme composants mécaniques entre dans le cadre du concept de *sécurité passive* adopté sur les différents types de véhicules de transport (routier, ferroviaire, aéronautique, naval...) et de systèmes de convoyage et de déplacement (ascenseurs, tapis roulants, escalators etc.) depuis plusieurs décennies déjà. En effet, les évolutions économiques et technologiques de ces dernières décennies ont donné naissance à des besoins de plus en plus exigeants de la part du consommateur en termes de concept de sécurité passive, de confort, d'ergonomie, de fonctionnalité et de consommation et/ou de dissipation d'énergie. Aussi, la littérature dans ce domaine propose plusieurs concepts théoriques et expérimentaux révélant une intense activité dans le domaine de recherche appliquée mais également fondamentale.

En guise de définition, un système d'absorption d'énergie ou SAE par abréviation, est un organe mécanique destiné à transformer de l'énergie cinétique provenant d'un choc en déformation plastique en frottement et en chaleur. La partie active du composant mécanique est un organe déformable plastiquement, s'apparente souvent à une structure à base d'un matériau métallique ou non métallique et caractérisé par un bon compromis de ses deux principales propriétés mécaniques : la ductilité et la résistance. Et contrairement à la déformation élastique, ici l'énergie absorbée par la structure n'est nullement restituée, se manifestant alors par une déformation de type plastique, donc permanente. Ainsi, ces systèmes sont dits à *usage unique* car leur sollicitation est de nature destructive. Ces systèmes présentent par conséquent un caractère interchangeable.

Nous sommes amenés à distinguer alors cinq catégories de systèmes d'absorption d'énergie par déformation plastique. Leurs performances dépendent d'une multitude de facteurs entre autres, de la nature et de l'intensité de la charge appliquée, de la vitesse de sollicitation, du type de structure (géométrie de la section et dimensions) et enfin et bien évidemment des caractéristiques mécaniques du matériau utilisé. Ces cinq classes de systèmes sont globalement:(1)absorption par traction uniaxiale simple des matériaux ductiles,(2)absorption par déformation de montages divers de systèmes métalliques et non-métalliques, celui-ci constitue le centre d'intérêt de notre travail,(3)absorption par pliage des poutres et structures planes simples,(4)absorption par déformation plastique des plaques et coques,(5) enfin l'absorption par déformation plastique des matériaux cellulaires qui a connu un essor considérable ces dernières années.

I-2. DIFFRENTS MECANISMES D'ABSORPTION D'ENERGIE

I-2.1 Systèmes travaillant par traction uniaxiale simple de matériaux ductiles

Le plus répandu des systèmes d'absorption d'énergie demeure celui relatif à la traction uniaxiale des câbles, fils et tubes en matériau ductile ou malléable. A cet effet, Grange et al. [1970] ont étudié à l'aide d'un montage précis, l'évolution de la microstructure du matériau pendant l'absorption d'énergie pour certains aciers. De leur côté, Thornton et Magee [1977] ont travaillé sur des tubes cylindriques en acier et en alliage d'aluminium de sections différentes, pour différentes conditions de température, environnement, etc. Il s'est avéré que l'énergie maximale absorbée par unité de masse E_m , avant l'atteinte de l'instabilité de traction, dépend de la contrainte maximale de traction ainsi que de la déformation maximale, liées par la relation [I.1]:

$$E_m = \frac{\sigma_{11} \varepsilon_{11}}{\rho(1+\varepsilon_{11})} \quad [I.1]$$

où ρ désigne la densité du matériau et ε_{11} et σ_{11} sont respectivement la déformation et la contrainte axiales limites.

Ces systèmes sont toutefois caractérisés par une course limite (ou déplacement maximal) de la structure en déformation et le manque de sensibilité du système à la direction de la charge de traction. Aussi, dans le cas particulier d'une traction impulsive, il peut survenir le phénomène d'onde plastique sous chargement dynamique pour laquelle l'application de la formule [I.1] est inadéquate. C'est notamment le cas où la masse du corps en décélération est du même ordre que l'intensité de la réaction du système, Goldsmith [1961]. Cependant, l'approche quasi-statique reste correcte pour tous les cas où la masse du corps à amortir est suffisamment grande devant celle du système employé. Par ailleurs, les effets dits d'ondes élastiques réfléchies ont largement été traités par les auteurs Achenbach [1974] et Graff [1975].

I-2.2 Systèmes travaillant par pliage des poutres et des structures planes

1) Cas des zones de plasticité localisées ou rotules plastiques

L'exemple le plus typique de ce système d'absorption se rapporte au cas des compressions axiale et latérale des structures tubulaires qui seront discutées en profondeur ultérieurement. L'absorption se ramène donc au cas du flambage plastique axial. Sous l'hypothèse de négliger la variation du volume, elle peut être déterminée par le rapport E_l/E_d de l'énergie consommée par compression axiale E_l (suivant la longueur) sur l'énergie

nécessaire à une compression latérale E_d (suivant le diamètre) [Grange et al.,1970 ;Thornton et Magee.,1977]:

$$\frac{E_i}{E_d} = 0.39 \left(\frac{t}{D} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [1.2]$$

où D est le diamètre du tube, t l'épaisseur pour une course approximative de $0,7D$ en compression latérale et de $0,7L$ en axial. On peut signaler à ce titre les travaux de Rawlings [1974] sur les caractéristiques des courbes force-déplacement d'éléments simples pourvus de coudes, qui sont des sources de zones de **plasticité localisées** appelées **rotules plastiques**; ceux de Fuse et Fukuda [1974] sur des cylindres à section hexagonale.

2) Cas de compression des poutres

On peut citer ici, l'étude théorique et expérimentale menée conjointement par Posthwaite et Mills [1970] sur des poutres simples en acier soumises à des charges dynamiques sous différentes vitesses de sollicitation pouvant atteindre 11 m/s. Ils ont notamment montré que les poutres subissent en première phase un flambage élastique. Le reste de l'énergie cinétique se dissipe par déformation plastique, essentiellement à travers les rotules plastiques, situées principalement au niveau des coins où le rayon de courbure est maximal.

De leur côté, Abrahamson et Goodier [1976] ont présenté une étude réalisée sur ces systèmes, en considérant l'effet de l'écrouissage sur le travail de déformation plastique, comme caractéristique tout en expliquant le comportement de la poutre lors du chargement. D'autre part, Grzebieta et Murray [1985] ont travaillé sur une poutre simple pourvue d'un défaut initial. Ils ont montré que du fait que la déformation plastique localisée était restreinte à la seule zone contenant le défaut, l'énergie absorbée lors des tests quasi-statiques était minimale. L'amplitude de l'imperfection initiale était alors exploitée pour contrôler la dissipation d'énergie pour ce type de système.

3) Cas de plaques sandwichs

Les structures sandwichs sont largement utilisées comme systèmes d'absorption d'énergie d'impact, dans diverses applications, telles que les véhicules terrestres, trains, avions et bateaux. Une structure sandwich est construite à partir d'un noyau lié à chacune de ses extrémités à une couche, du fait qu'une large gamme de matériaux peut être choisie comme âme et couches extérieurs. Ceci offre un large éventail de combinaisons en vue de

l'élaboration de la meilleure structure possible pour un problème donné. C'est l'une des raisons principales, qui nécessite un développement théorique pour la prédiction du comportement de plusieurs constructions sandwichs. Avec l'accroissement de l'intérêt accordé à la conception des structures résistant aux chocs, la notion d'absorption d'énergie pour les plaques sandwichs devient de plus en plus importante.

L'impact et l'absorption d'énergie des structures sandwichs intéressent beaucoup de nombreux chercheurs. A titre d'exemple, Gilkie et Sundararay [1971] ont étudié l'effet de l'épaisseur de l'âme et des couches ainsi que de la portée du renfort sur la force d'impact. Ils ont alors montré que les panneaux sandwichs sont plus résistants que ceux simplement laminés. Les résultats montrent aussi que l'effet de la force d'impact sur la face externe est indépendant de l'épaisseur de l'âme. Par contre, sur la face interne, elle croît en fonction de cette même épaisseur.

Raschbichler [1973] a réalisé des tests sur des prototypes de châssis pour des véhicules construits en structures sandwichs. Il a conclu que les panneaux sandwichs offrent l'avantage d'une dissipation demeurant localisée dans la zone d'impact, et que l'endommagement ne se propage pas sur toute la structure.

Goldsmith et Sackman [1992] ont présenté une étude expérimentale détaillée portant sur les chargements statique et dynamique des structures en nid d'abeilles d'aluminium, couvertes par des plaques en aluminium ou en matériau non-métallique. Les réponses étaient similaires aussi bien en statique qu'en dynamique, à la seule différence qu'en terme d'intensité, elles étaient de 20 à 50 % plus importantes en régime dynamique.

De leur côté (Banhart et al., [2001] ; Seeliger [2004] ; Banhart [2000,2001]) ont développé et réalisé des tôles sandwichs par le procédé de moulage par métallurgie des poudres et qui a été utilisé pour la production de pièces automobile en petites série (par karmann Ghia pour la Mercedes SLK décapotable).

I-2.3 Absorption d'énergie par déformation de divers dispositifs métalliques et non métalliques

Diverses conceptions de systèmes d'absorption d'énergie ont pour principe de base des procédés d'usinage ou de mise en forme des métaux tels que l'extrusion, l'expansion de tubes, la torsion plastique de bars etc., voir l'étude de Robinson et Greenbank [1926]. Un autre procédé d'usinage qui a été utilisé à maintes reprises comme absorbeur d'énergie, est la découpe des métaux ou encore l'usinage de gorges sur des structures tubulaires, Kirk [1977] pour une meilleure maîtrise du processus de flambage.

Pour les systèmes non-métalliques, ils concernent plusieurs types de matériaux destinés essentiellement à la conservation et à la protection de produits fragiles contre les chocs et l'usure par frottement, ces systèmes sont à base de matériaux, naturel ou artificiel, souples tels que le liège ou le polystyrène. Dans le domaine des composites, les papiers et les cartons sont des amortisseurs largement utilisés en emballage. Par ailleurs, d'autres matériaux sont régulièrement employés comme systèmes d'absorption, sous forme de poudre ou de mousse, tels que les copeaux de bois, les fibres fines, la laine, le polyuréthane, le caoutchouc, etc.

I-2.4 Absorption d'énergie par déformation plastique des plaques et coques

C'est l'industrie navale et la conception des bateaux qui ont suscité l'intérêt particulier quant à l'étude de la résistance des plaques soumises à des chargements dynamiques latéraux (De Oliveira et Wierzbicki [1982]).

Jones [1989] de son côté, fût le premier à présenter une étude expérimentale d'une plaque circulaire sollicitée au chargement impulsif. Il a ainsi étudié le comportement des plaques fixes soumises à des accélérations élevées régulières en tenant compte à la fois de la tension superficielle et du moment de flexion. Il a montré, alors, qu'il est possible d'obtenir une réponse juste et précise aux sollicitations dynamiques appliquées sur des plaques rectangulaires. Pour cela, il a réalisé plusieurs expériences sur des plaques en aluminium et en acier doux de différentes épaisseurs, mais ayant le même rapport géométrique (épaisseur sur largeur). En outre, pour égaliser les vitesses d'impact, il utilise des chargements brusques provoqués par des explosifs.

En ce qui concerne l'étude des coques, plusieurs travaux de recherche ont été effectués sur des structures de sous-marins soumises à des contraintes statiques et dynamiques. Ce type de système est utilisé dans plusieurs domaines, notamment nautique, pour parer aux collisions des bateaux sur les quais des ports, pour les casques de protection des militaires, les conducteurs et les motocyclistes. Kitching et al., [1977] ont réalisé différentes expériences sur les coques demi-sphériques.

L'écrasement latéral ou axial des structures tubulaires a été d'un intérêt particulier pour les chercheurs, comme systèmes d'absorption d'énergie. Il est à noter que les cylindres creux sont les structures les plus employées comme systèmes d'absorption d'énergie (Andrews et al., [1983]; Johnson et Reid ; [1978, 1986] et Alghamdi, [2001]). C'est la forme la plus répandue, en raison notamment de la facilité de production de ce type de structures. Les autres avantages et caractéristiques essentielles de ces structures sont : légèreté, coût

faible et haute densité d'absorption d'énergie à charge moyenne d'écrasement constante et longue course.

Ces systèmes d'absorption sont répertoriés selon l'orientation de la direction du chargement appliqué et le type de déformation engendrée. Une étude détaillée et approfondie sera d'ailleurs consacrée à ce type particulier de structure dans le paragraphe suivant. Il constitue le type de système d'absorption sur lequel est basée toute notre investigation.

I-2.5 Absorption d'énergie par déformation plastique de structures coniques

Elles font partie des gammes de sections largement employées pour l'absorption d'énergie de collision et également l'une des plus anciennes, à côté des tubes cylindriques (**figure I.1**). Ces systèmes concernent surtout les cônes tronqués ou frustas dont les domaines d'application sont larges en raison de la stabilité de leur comportement plastique lors de l'écrasement axial. Les premières études sur ce sujet sont l'œuvre de Postlethwaite et Mills [1970], qui ont utilisé la théorie d'Alexander[1960] sur des structures considérées coniques en matériau rigide parfaitement plastique. La prédiction de la force d'écrasement moyenne peut être réalisée selon la relation [I.3]:

$$F_{moy} = 6Yt^2 \sqrt{d + 2x \sin(\Phi)} + 5.69Yt^2 \tan(\Phi) \quad [I.3]$$

où Y est la limite d'élasticité, t est l'épaisseur du cône, x la déformation, d le plus petit des diamètres du cône et Φ est le demi-angle au sommet du cône.

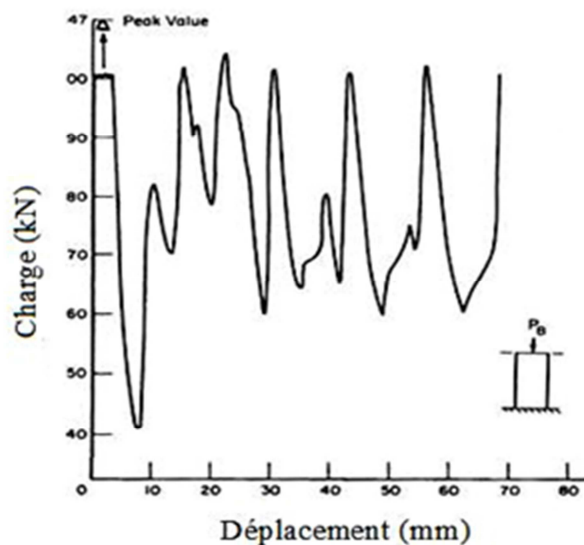


Figure I.1 : Flambage plastique axial: évolution typique de la courbe charge-déplacement d'un tube circulaire en mode quasi-statique [Reid,1993].

On peut citer notamment deux études intéressantes se rapportant à ce type de structure. Mamalis et Johnson [1983] ont étudié expérimentalement la différence entre les comportements des structures en cône tronqué et celles cylindriques en aluminium, sous compression quasi-statique avec une épaisseur variable. Une telle étude a alors montré que les courbes charge-déplacement sont plus régulières pour les tubes coniques. La charge post-flambage croît de manière parabolique avec l'accroissement de l'épaisseur de la paroi et décroît avec l'augmentation de l'angle au sommet du cône. Le mode de déformation des cônes à paroi mince est le mode diamant, alors que pour les parois épaisses, il est axisymétrique, comme dans le cas pour les tubes cylindriques en général. La seconde investigation (Mamalis et al., [1984]) a porté sur les mêmes types de structures, avec les mêmes géométries, cylindriques et coniques 5° et 10° (**figure I.7**), que précédemment, mais à base d'acier doux et avec une vitesse de déformation relativement élevée. Ils ont alors conclu que le mode de déformation, initialement axisymétrique, se transforme en mode diamant et le nombre de sommets en mode diamant en fonction du rapport du diamètre moyen sur l'épaisseur.

I-3. LES MECANISMES DE DISSIPATION PAR DEFORMATION PLASTIQUE DES STRUCTURES TUBULAIRES

Le tube est la pièce mécanique la plus employée, comme système d'absorption d'énergie par déformation plastique, c'est aussi le plus ancien parmi les organes mécaniques utilisés à cet effet (Mallock, [1908]). Utilisée initialement en traction, outre une reproductibilité facile, cette structure a l'avantage de pouvoir s'adapter à toutes les autres configurations de sollicitation, en vue d'une meilleure efficacité d'absorption spécifique. Pour cela, divers mécanismes de dissipation d'énergie sont associés à ce type de structure qui se révélera parmi les meilleurs du point de vue pouvoir dissipatif.

I -3.1 LE MODE DISSIPATIF PAR DEFORMATION PLASTIQUE RADIALE

I-3.1.1 Structures tubulaires sous chargement localisé

De nombreuses recherches ont été menées à propos de la déformation des tubes chargés localement, notamment celles de Thomas et al., [1976] ; Watson et al., [1976] ; Johnson et Mamalis, [1978] et Lu, [1993]. Sous l'action d'une charge localisée, le processus de déformation plastique des tubes, en appuis simples sur leurs extrémités, se produit en trois étapes, comme le montre le schéma de la **figure I.2** (Thomas et al., [1976]). Le début de l'écrasement s'initie par un affaissement localisé, suivi d'une deuxième phase, caractérisé

simultanément par un affaissement plus prononcé, accompagné d'un début de fléchissement global et enfin d'un effondrement de la structure par pliage total.

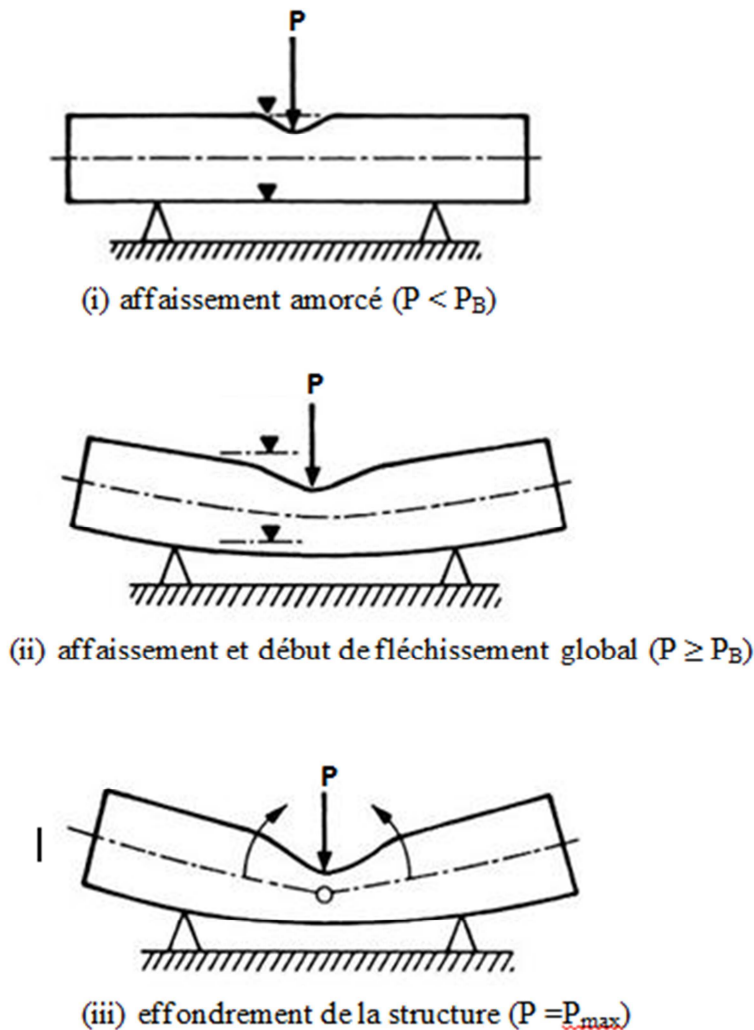


Figure I.2 : *Processus d'écrasement par chargement localisé comprenant trois phases distinctes; (i) affaissement amorcé, (ii) affaissement et début de fléchissement global, (iii) effondrement de la structure (Thomas et al., [1976]).*

Une autre étude, plus approfondie encore, d'un chargement axial par l'usage d'un piston, a révélé que le comportement des tubes présente les caractéristiques suivantes :

1. une déformation plastique, au niveau des zones chargées (points d'application de la charge), diminue au fur et à mesure que l'on se rapproche des extrémités, selon une relation dont le coefficient dépend des dimensions du tube.

2. pour les tubes ayant une certaine section, la déformation dépend fortement de la longueur des tubes, de telle sorte que, pour les tubes courts, elle est similaire à celle des

bagues. Avec l'augmentation de la longueur, l'influence du chargement considéré diminue et la pente de la courbe charge-déplacement varie progressivement de manière faible, à l'image du comportement des plaques dans le domaine des grandes déformations.

I-3.1.2 Compression latérale des tubes

La **figure I.3** décrit le processus d'écrasement latéral d'un tube entre deux plateaux rigides et parallèles d'une machine de compression.

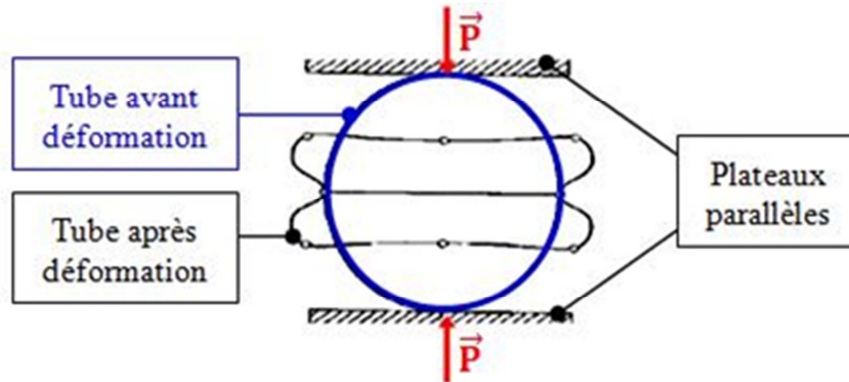


Figure I.3 : Processus de compression latérale des tubes cylindriques (Alghamdi, [2001]).

La **figure I.4** ci-dessous renseigne sur l'évolution typique de la courbe caractéristique, charge-déplacement, pour une déformation par écrasement latéral. Cette figure donne aussi une comparaison entre les résultats théoriques établis par Deruntz et Hodge [1963], Redwood [1964], Reid et Reidy [1978] et la courbe expérimentale. La courbe exhibe une évolution à trois phases. La première correspond à un déplacement faible, avec une augmentation rapide de la charge de compression. La seconde phase est caractérisée par une pente faible de l'intensité de la charge, pour une large zone de déplacement. Enfin, l'ultime phase où la charge reprend son évolution rapidement (fin d'écrasement).

Deruntz et Hodge [1963] ont établi la relation entre les évolutions de la force appliquée en fonction du déplacement, sur un tube simple soumis à une pression dirigée latéralement. Vu que le matériau est supposé rigide et parfaitement plastique, la relation [I.4] s'écrit alors :

$$P_L = \frac{2\sigma_0 t^2 L}{D[1 - (\frac{\delta}{D})^2]^{\frac{1}{2}}} \quad [I.4]$$

où L désigne la longueur du tube, D son diamètre, t son épaisseur et Y la contrainte limite d'élasticité, qui permet de calculer σ_0 par la formule [I.5]:

$$\sigma_0 = \frac{2}{\sqrt{3}} Y \quad [\text{I.5}]$$

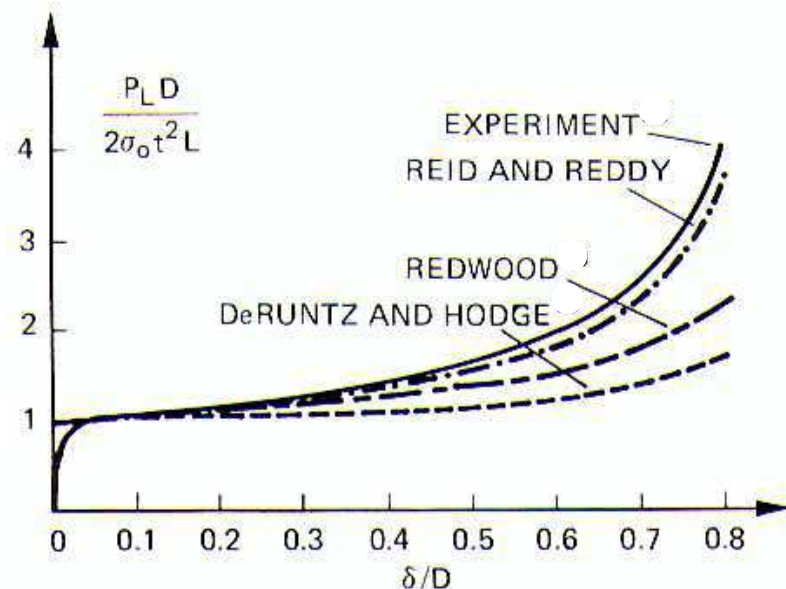


Figure I.4 : Comparaison entre les courbes théoriques et expérimentale charge-déplacement, en compression latérale de tubes à section cylindrique (Johnson et Reid [1978]).

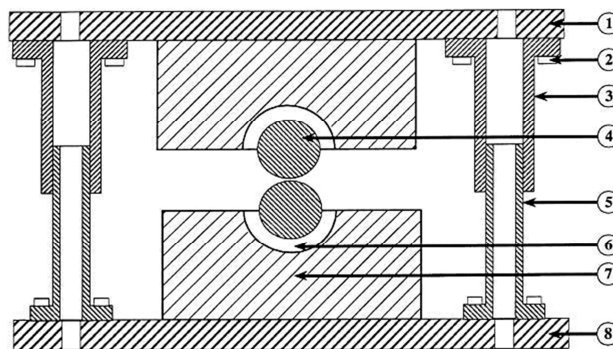
Par la suite, dans différents travaux, Reid et Reddy [1978] et Reddy et Reid [1979] ont largement développé cet aspect de l'écrasement latéral des systèmes tubulaires. Ils ont remis en cause la formule [I.5], en montrant qu'elle donne des valeurs inférieures aux valeurs réelles. Ils ont alors proposé une solution théorique, dans laquelle l'influence de l'écroutissement sur les zones de plasticité localisée a été prise en compte (rotules plastiques), notamment au niveau du diamètre passant par l'horizontale.

Par ailleurs, Johnson et al., [1977] ont, entre autres, travaillé sur divers systèmes dits ouverts, constitués d'associations de tubes juxtaposés. Des tubes cylindriques sont disposés perpendiculairement, par rapport à des couches constituées par d'autres tubes. Il a été conclu, notamment, que la capacité d'absorption de tels systèmes équivaut à celle des tubes pris individuellement.

Les systèmes fermés ont été abordés dans plusieurs autres travaux de recherche, on cite ceux de Reid et Reddy [1979]. Dans leur autre étude, ils ont montré que la capacité des systèmes fermés (pas de jeu entre les tubes) est trois fois plus importante que celle des

systèmes ouverts, pour tout déplacement axial. Ils ont par ailleurs développé une autre solution théorique sur la compression des tubes métalliques en partant de certains résultats expérimentaux et en supposant que le mode de déformation principal est la flexion pour le cas des matériaux rigides parfaitement plastiques. Ils ont également étudié l'influence de la vitesse de déformation dynamique. A cet effet, une relation entre les chargements quasi-statique et dynamique a été établie en tenant compte de la vitesse de déformation, grâce à l'usage d'un poids tombant, dans le cas de la sollicitation dynamique.

Dans leurs études Abdul-Latif [2000], Nesnas et Abdul-Latif [2011], Abdul-Latif et Nesnas [2003] et Abdul-Latif [2004], ont abordé le comportement en écrasement latéral de couples de tubes épais en mode quasi-statique. L'objectif de ces recherches est de simuler le comportement des matériaux métalliques en régime dynamique en utilisant pour cela un matériau superplastique (étain-plomb) sollicité en chargement quasi-statique. Deux types de montage, l'un ouvert (**figure I.5**) et l'autre fermé (**figure I.6**). Pour chaque montage, deux situations structurales ont été proposées. La première traite le cas où les deux cylindres sont fabriqués en superplastique noté Déformable-déformable (DD). En revanche, le deuxième cas se base sur une configuration où l'on utilise un cylindre déformable fabriqué en superplastique, et l'autre en acier (plastiquement indéformable). Ce cas sera nommé Déformable-indéformable (DND). L'influence de la vitesse de déformation plastique et de la géométrie des cylindres sur la capacité d'absorption d'énergie est mise en évidence. Pour le montage ouvert (DD), une modélisation analytique du comportement mécanique, pour simuler la compression des cylindres est alors réalisée ; donnant des résultats en adéquation avec ceux obtenus par l'expérimental (Abdul-Latif, [2000]).



(1) plateau supérieur ; (2) vis ; (3) coulisseau ; (4) éprouvette ;
(5) guide ; (6) support d'éprouvette ; (7) base ; (8) plateau inférieur

Figure I.5 : Exemple de compression latérale de couples de tubes circulaires en montage dit ouvert (Abdul-Latif, [2000]).

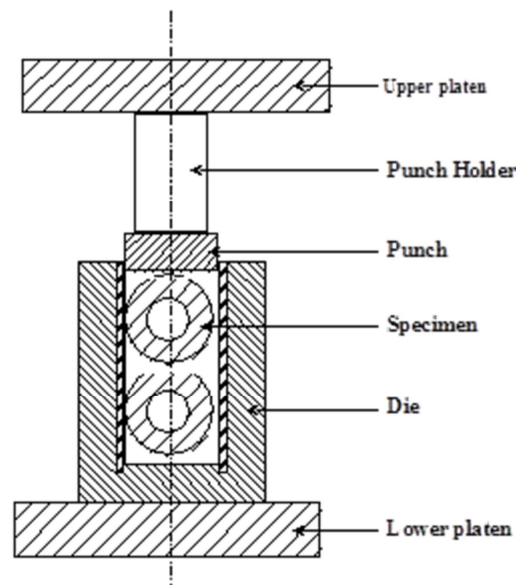


Figure I.6 : Exemple de compression latérale de couples de tubes cylindriques en montage de type fermé (Abdul-Latif et Nesnas [2003]).

Ils ont notamment prouvé que les systèmes constitués de tubes déformables-indéformables (DND) consomment plus d'énergie que les déformables-déformables (DD). D'intéressants résultats sont ainsi montrés, parmi lesquels l'effet de la vitesse de déformation et du paramètre géométrique ciblé R (défini par le rapport des diamètres intérieur et extérieur) sur le mécanisme de déformation et à fortiori sur l'absorption d'énergie, et ce quelle que soit la combinaison considérée DD ou DND (Abdul-Latif et Nesnas [2003]). La modélisation du comportement viscoplastique par la méthode des éléments finis, montre une bonne corrélation avec les observations expérimentales.

Enfin, il y a lieu de noter de plus, que Johnson et Reid [1978] entre autres, ont prouvé de manière incontestable, qu'une structure tubulaire, circulaire et chargée latéralement, nécessite moins d'intensité qu'un autre tube identique et de même matériau, mais soumis à un **écrasement axial**, ce qui sous-entend en toute évidence, **une meilleure consommation d'énergie** pour ce dernier type de sollicitation. D'où l'intérêt majeur accordé à ce mode de dissipation d'énergie par déformation plastique axiale, qui constitue le centre d'intérêt de cette thèse.

I-3.2. LE MODE DISSIPATIF PAR COMPRESSION AXIAL

La compression axiale des tubes présente un large éventail de mécanismes de déformation plastique, parmi lesquels on peut citer l'inversion, le flambage plastique axial progressif et l'aplatissement. Les deux premiers mécanismes ont attiré particulièrement l'attention des chercheurs pour l'élaboration des théories relatives au domaine des grandes déformations. Le troisième mécanisme, considéré initialement comme une anomalie de l'inversion, a été largement développé par la suite comme mécanisme d'absorption à part entière.

Ainsi, l'étude du comportement des structures tubulaires notamment celle à paroi mince ($R/t > 10$ où R représente le rayon moyen du tube et t l'épaisseur de sa paroi), cylindriques, coniques ou à sections carrées, a été d'un intérêt particulier comme système d'absorption d'énergie (**figure I.1**). Néanmoins, les sections circulaires se révèlent de loin les plus répandues et les plus appropriées en raison notamment, de la stabilité de la charge moyenne d'écrasement axiale (Alexander, [1960]; Ezra et Fay, [1972]), qui dans beaucoup de cas d'ailleurs, demeure le critère principal de sélection. En outre, ce genre de tubes offre une densité de dissipation d'énergie élevée par unité de masse, en comparaison avec les autres types tels que la compression latérale, ou l'inversion par exemples. Ceci est dû à la participation de la quasi-totalité du matériau de la structure au processus de déformation. Ainsi, d'après Reid [1985], un même tube circulaire, soumis à un flambage plastique axial, possède une capacité d'absorption dix fois plus importante qu'en compression latérale. En effet, la course d'écrasement maximale est de l'ordre de 70% de la longueur initiale du tube. Par ailleurs, comme autre avantage, ce type de système est le seul qui permet de reproduire, sur des éprouvettes de dimensions et matériau donnés, le même mode de déformation en compression aussi bien quasi-statique que dynamique (Johnson et Reid, [1978]).

Il est à noter aussi du fait de l'importance de la déformation plastique, que l'élasticité est souvent négligée, comme c'est le cas en général dans la théorie des grandes déformations. Ainsi, dès que l'énergie de plasticité est supérieure à trois fois celle d'élasticité, cette approximation est adoptée. En effet, le comportement des tubes est assimilé à celui du modèle théorique rigide-plastique, du fait de l'insignifiance de la composante d'énergie associée à la partie élastique de la déformation totale.

Le pic initial, dépassant la charge moyenne, ainsi que les fluctuations de la courbe charge-déplacement des tubes en écrasement axial, sont l'un des inconvénients majeurs de ce type de système d'absorption. A titre indicatif, dans le cas du mécanisme d'inversion elle peut atteindre plus de 90%.

I-3.2.1 Flambage progressif des tubes

Ce mécanisme d'absorption a été abordé depuis relativement longtemps, dans le cadre des cylindres à parois minces. En effet, depuis les années 1900 déjà, plusieurs travaux ont été déjà réalisés sur ce thème précis de flambage plastique axial, sous chargement aussi bien statique que dynamique (Mallock, [1908] et Pugsley et Macaulay, [1960]).

Quant à la capacité d'absorption d'énergie d'un tel système, les différentes études montrent que les tubes à paroi mince à section circulaire (**figure I.7**) constituent les meilleurs systèmes d'absorption d'énergie comparativement aux sections carrées, triangulaires, hexagonales et autres (Alexander, [1960] ; Johnson et al., [1977]; Tvergaard, [1983] ; Andrews et al., [1983] ; Mamalis et al., [1983, 1984] ; Gupta, [1998] ; Harte, [2000] ; Baleh, [2004] ; Abdul-Latif et al., [2006]) et d'autres encore.

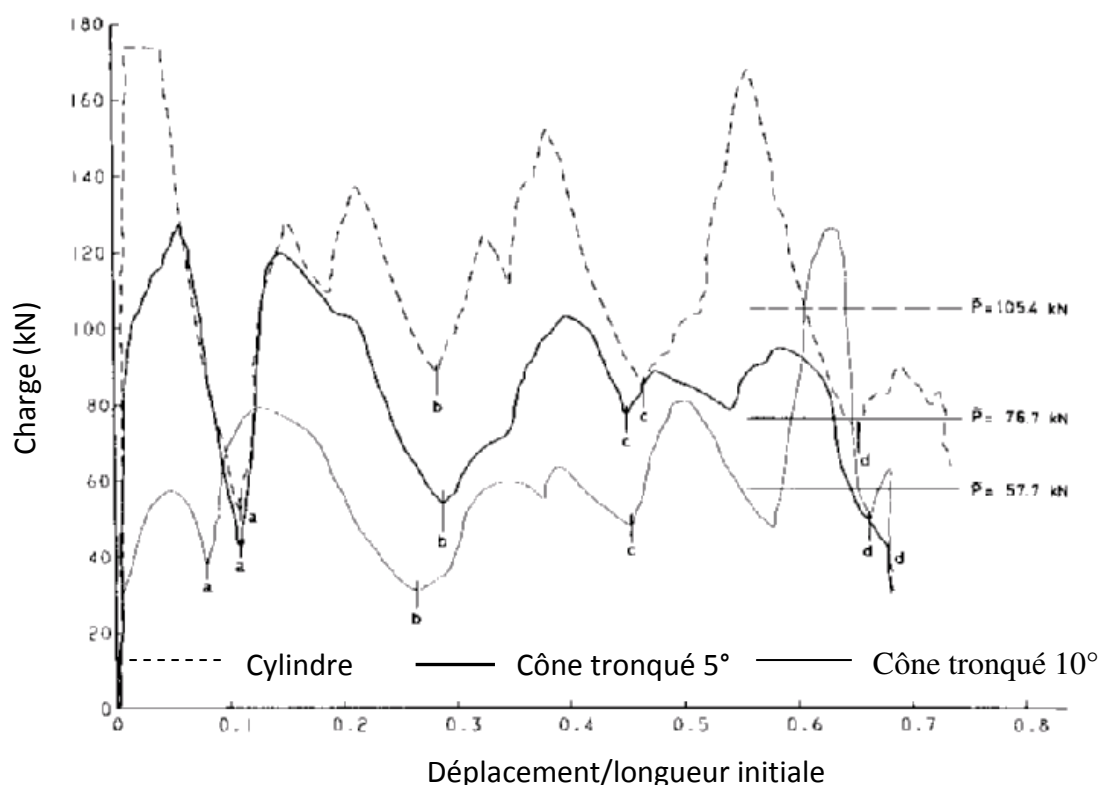


Figure I.7 : Comparaison du comportement charge-déplacement de deux types de système : cylindres et cônes tronqués en acier en compression axiale (Mamalis et al., [1984]).

Selon la littérature, la déformation plastique s'opère d'une manière succincte suivant l'un des modes de déformation proposés ci-dessous et selon la classification d'Andrews et al., [1983]. Par exemple, on trouve :

- ◆ Le mode eulérien (**figure I.8**).
- ◆ Le mode axisymétrique dit concertina (**figure I.9**).

- ◆ Le mode non-axymétrique ou mécanisme de en déformation diamant (**figure I.10**).
- ◆ Le mode mixte, une combinaison concertina-diamant (**figure I.11**)

Le mode eulérien se manifeste par un pliage au milieu de la structure faisant suite un début de flambage progressif et affecte surtout des tubes ayant une longueur initiale relativement importante. Ce mécanisme a fait l'objet de plusieurs études celles d'Abramowicz et Jones, [1977] ; Abdul-Latif et al., [2006] et Menouer et al., [2014] qui ont montré que le point de transition dépend à la fois de la longueur du tube, de la section droite, de l'écrasement ainsi que des conditions aux limites.

Par ailleurs, plusieurs références indiquent, en général, que les tubes à paroi mince engendrent un mode de déformation axisymétrique (concertina). Par contre, pour ceux à paroi dont le rapport D/t est relativement petit, c'est le mode non-axisymétrique (diamant) qui se produit, et selon Tvergaard, [1983] et Mamalis et Johnson, [1983] $R/t < 15$.



Figure I.8 : Mode de déformation eulérien obtenu sur un tube en cuivre, par écrasement axial quasi-statique (Baleh et al., [2003]).



Figure I.9 : Mode de déformation axisymétrique obtenu sur un tube en aluminium, par écrasement axial quasi-statique (Baleh et al., [2003]).



Figure I.10 : Mode de déformation non-axisymétrique (ou diamant) obtenu sur tube en aluminium, par écrasement axial quasi-statique (Baleh et al., [2003]).



Figure I.11 : Mode de déformation mixte (concertina-diamant) obtenu sur tube en aluminium, par écrasement axial quasi-statique (Baleh et al., [2003]).

I-3.2.2 Inversion de tube

Dans ce type de systèmes, on utilise des structures tubulaires à paroi mince et à base de matériau ductile, (Al-Hassani et al., [1972]; Al-Qureshi et De Morraiss [1977]; Johnson et Reid [1978]; Reid [1993] ; Al-Ghamdi [2001]).

Ce procédé d'écrasement de tubes nécessite l'usage d'une matrice pourvue d'un profil adéquat. Le tube, une fois monté sur la matrice, se déforme sous l'effet d'un chargement axial par enroulement de ses extrémités vers l'intérieur ou vers l'extérieure (**voir figures I.12 et I.14**), correspondant alors à l'inversion intérieure ou extérieure de tube.

La **figure 1.13** donne l'évolution de la charge d'inversion en fonction du déplacement. Les points A, B, C, D, E, F et G montrent les différentes zones de plasticité distinctes du comportement du matériau, au cours du processus d'inversion : (OA) zone d'élasticité linéaire,(AB) zone d'entrée en plasticité du matériau caractérisée par une chute assez brutale, (DEF) zone d'évolution monotone avec de faibles fluctuations ,(FG) zone de saturation assez prononcée de la charge appliquée.

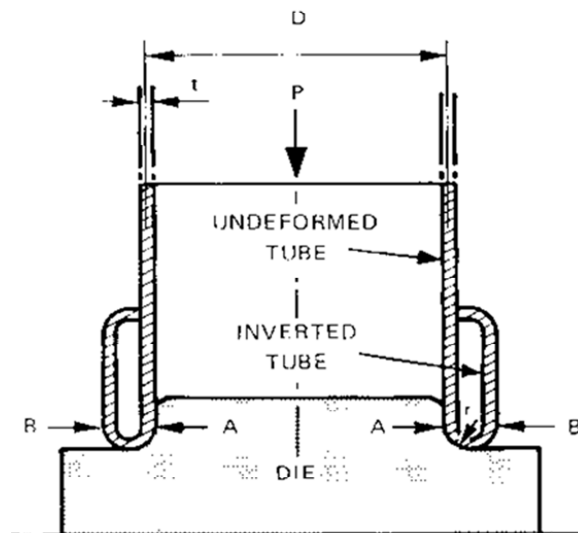


Figure I.12 : Processus classique d'inversion extérieure d'un tube circulaire (Johnson et Reid, [1978]).

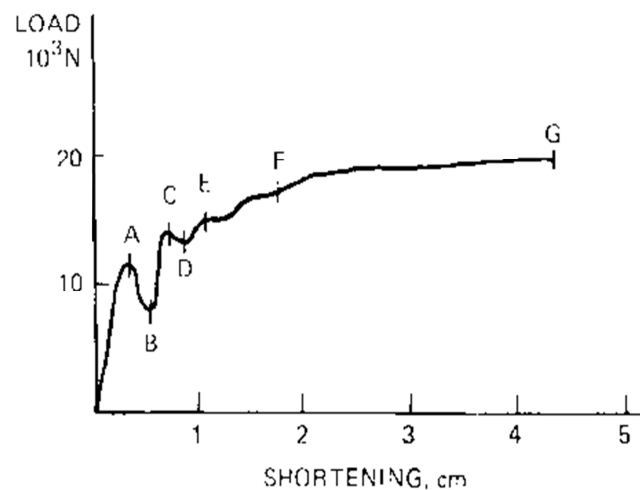


Figure I.13 : Évolution typique charge-déplacement lors d'un mécanisme d'inversion (Johnson et Reid, [1978])

Ce procédé d'écrasement est semblable à celui du flambage axial axisymétrique. A cet effet, le calcul analytique de la charge d'inversion se fait selon la relation [I.6] proposée par Al-Hassani et al.,[1972] (**Figure I.11**)

$$F = \frac{4\pi R t A}{n+1} \left[B + \frac{2}{\sqrt{3}} \ln\left(1 + \sqrt{\frac{t}{R}}\right) \right]^{n+1} \quad [I.6]$$

où R : rayon de courbure et t : épaisseur du tube

Les grandeurs A , B et n sont constantes.

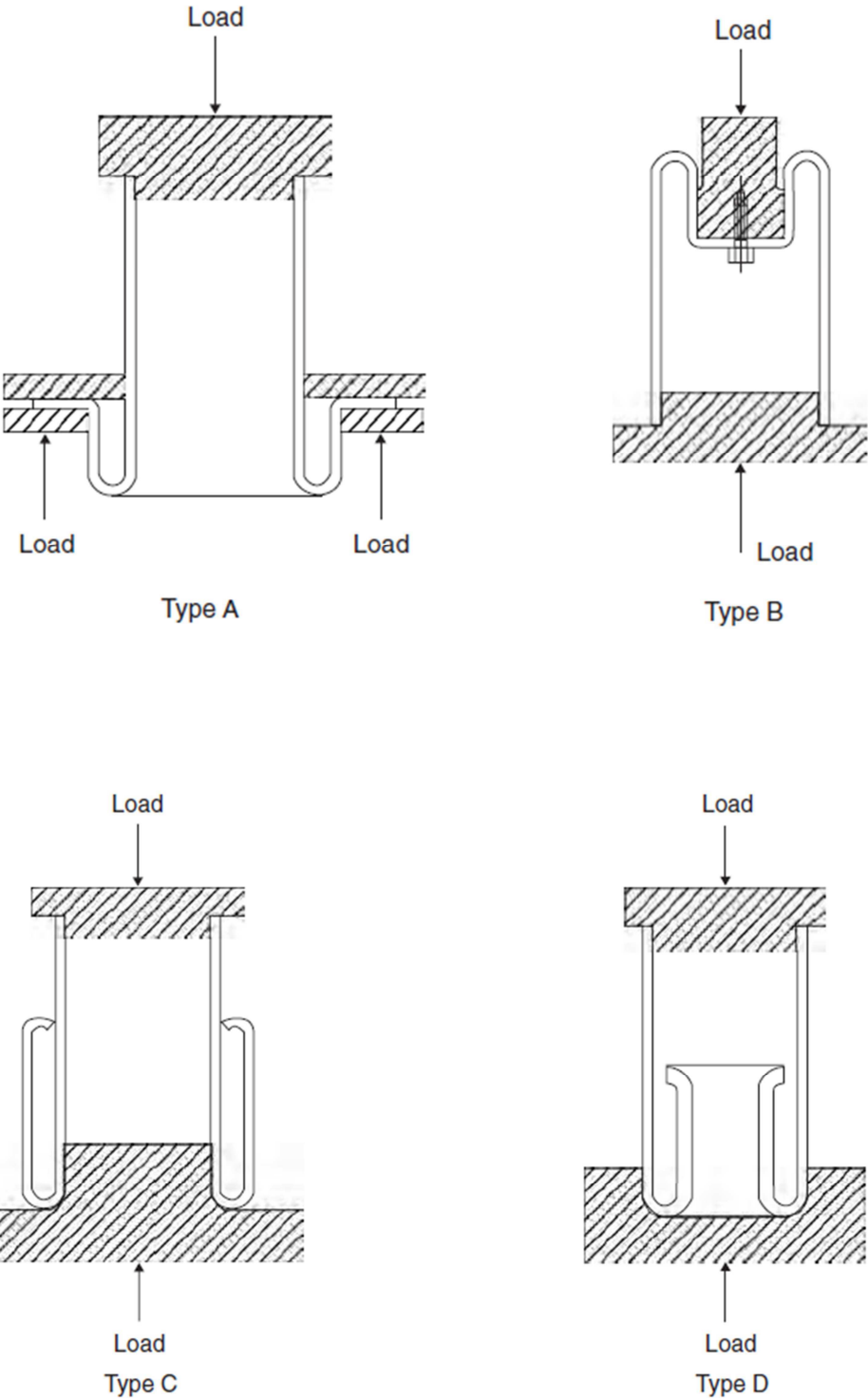


Figure I.14 : Différents types d'inversion de tubes (Al-Hassani et al.,[1972])

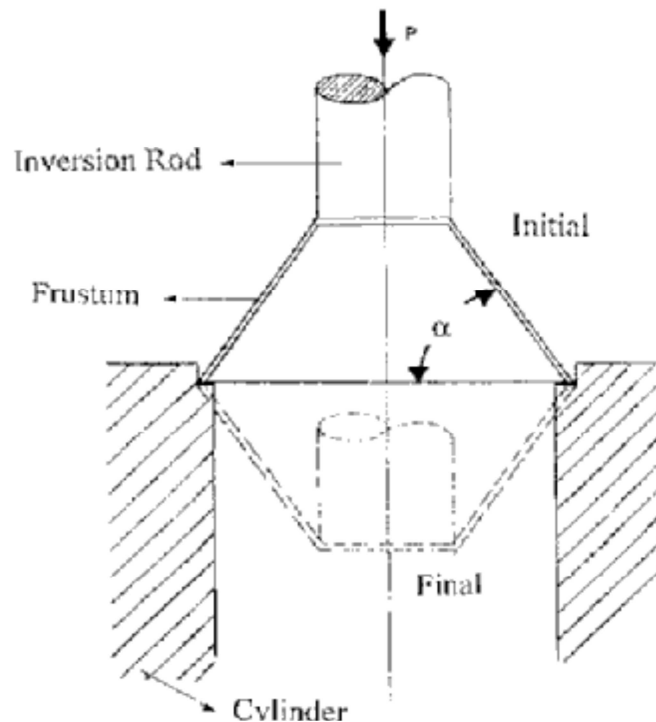


Figure I.15 : Autre technique dissipative par inversion de tubes mise au point par Al-Ghamdi, [2001], utilisant des structures coniques tronquées dites frustra.

De son côté, Al-Ghamdi [2001] a mis au point deux procédés de déformation par inversion. Le premier concerne l'inversion directe, telle que décrite par la **figure I.15** et le second se rapporte à l'aplatissement dit outward.

I-3.2.3. Aplatissement des tubes

C'est un cas particulier d'inversion de tube, survenant lorsque le rayon de courbure de la matrice est relativement important, de telle sorte que l'inversion se transforme en aplatissement, avec déchirure de la paroi et suivie, ou non, d'inversion (**figure I.16**). Plusieurs investigations ont été menées sur ce mode de déformation plastique, celles notamment de Atkins [1987] ou alors de Lu et al. [1994].

Al-Hassani et al., [1972] ont réalisé préalablement une analyse complète sur ce type de déformation plastique. Une matrice, munie d'un arrondi de faible rayon de courbure, induit une inversion progressive, alors qu'au delà d'une certaine valeur critique, elle provoque la déchirure de la paroi du tube et par conséquent son aplatissement (**figure I.16**). Une grande proportion de l'énergie absorbée est alors consacrée au phénomène de fissuration.

Déjà Ezra et Fay, [1972] ont identifié les modes d'aplatissement et de bouclage des extrémités des tubes comme moyen efficace de dissipation d'énergie. Cette dernière se dissipe notamment par déchirement de la paroi du tube.

Stronge et al., [1983] ont travaillé sur l'aplatissement des tubes carrés, où ils ont identifié deux modes de déformation, avec ou sans inversion. Ces deux modes de déformation ont été mis en évidence expérimentalement par plusieurs chercheurs notamment (Reid, [1993]) sur des structures tubulaires circulaires. La **figure I.16** illustre clairement les deux versions du produit final après écrasement.

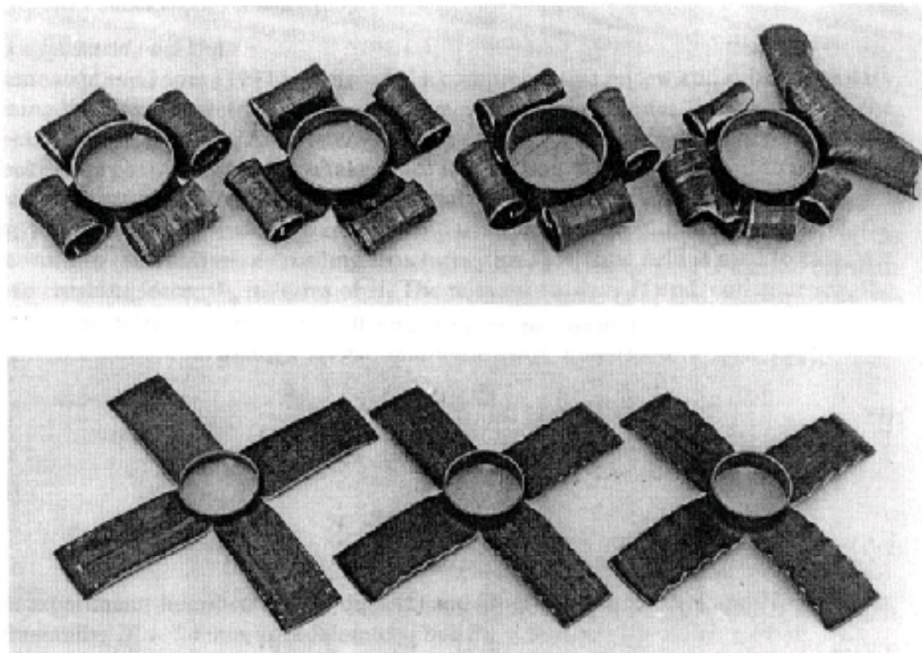


Figure I.16 : Mécanisme dissipatif par rupture de la paroi de tubes circulaires avec et sans inversion sur des structures en acier (Reid, [1993]).

I-4. APPROCHE THEORIQUE ET DEFINITIONS DE BASE

Il est clair que la compréhension du comportement de ces organes du point de vue géométrique et du matériau écrasé est essentielle pour le contrôle de l'énergie dissipée. La capacité dissipatrice de tel ou tel SAE dépend de plusieurs paramètres tels que l'intensité de la charge, le mode d'application ou le trajet de chargement, la vitesse de sollicitation, de la nature du matériau ainsi que de la géométrie de la structure.

A cet effet, à titre d'exemple, l'écrasement axial des tubes à paroi mince, à section circulaire ou carrée représente l'un des systèmes les plus employés en raison notamment de leurs performances énergétiques spécifiques, caractérisés par une charge moyenne

relativement constante et une contribution de la quasi-totalité du matériau au travail de déformation plastique (**figure I.17**). Ce comportement s'apparente correctement à celui d'un absorbeur d'énergie idéal dont voici les principales définitions et grandeurs régissant son comportement.

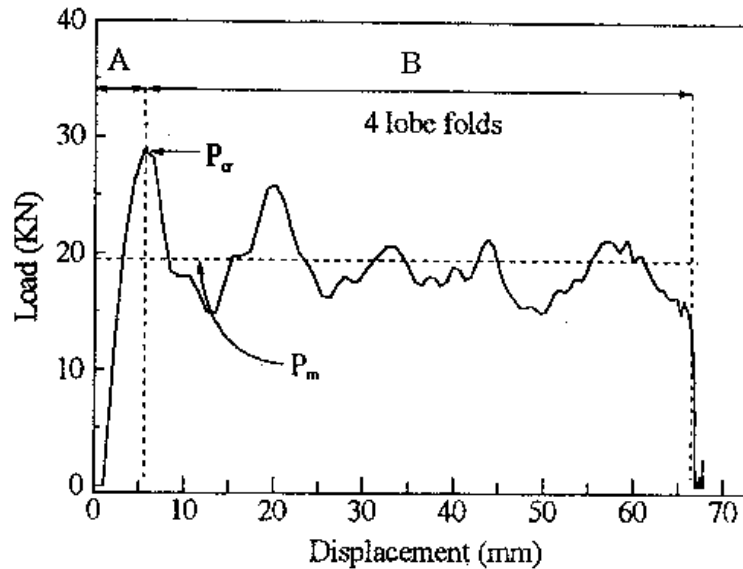


Figure I.17 : Comportement réel en flambage plastique axial de structures tubulaires : exemple d'évolution typique de la courbe charge-déplacement en régime **dynamique** (Song et al., [2000]) et identification des zones élastique A et plastique B.

1) Force plateau

Ces structures, dont le principe d'absorption d'énergie repose sur le flambage plastique comme nature de déformation, possèdent de grandes capacités d'absorption d'énergie. A priori, un "absorbeur" d'énergie idéal présente une courbe de variation charge-déplacement monotone, telle que décrite dans la **figure I.18** (Harte et al., [2000]). La déformation plastique s'opère à force constante dénommée « *force plateau* » F_{pl} . Dans la pratique, les systèmes d'absorption sont conçus de telle sorte que la force F_{pl} soit légèrement inférieure à celle pouvant causer des dégâts sur le produit à protéger.

Voici quelques autres définitions donnant les caractéristiques de base de ces systèmes d'absorption d'énergie.

2) Forces maximale et moyenne du flambage

Contrairement à la définition relatée précédemment, l'expérience a prouvé qu'en réalité la réponse charge-déplacement du tube suit une évolution de nature oscillatoire, à l'image de la **figure I.18** (Harte et al., [2000]). La courbe présente un pic initial ou **charge maximale F_{max}** , dépassant la valeur de la **charge moyenne F_{moy}** , induisant un accroissement de l'accélération, qui est un danger potentiel pour la structure. F_{moy} équivaut mathématiquement au quotient de l'aire sous la courbe charge-déplacement, obtenue par intégration par la course d'écrasement du tube.

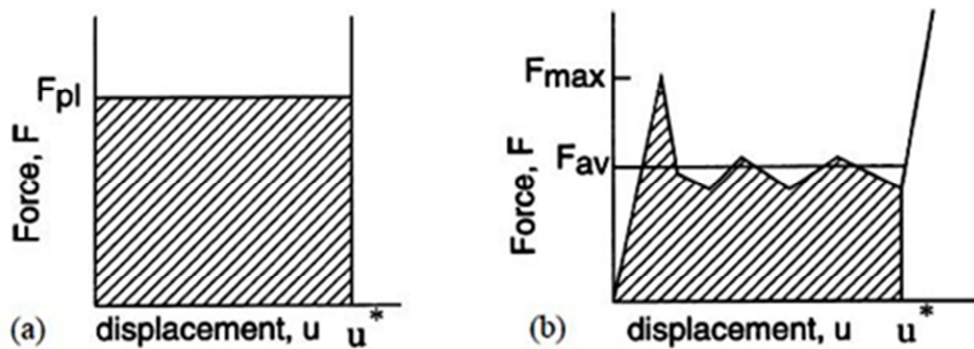


Figure I.18 : Comparaison du comportement charge-déplacement : (a) système d'absorption idéal, (b) système d'absorption réel (Harte et al., [2000]).

Par ailleurs, on exprime alors l'efficacité d'une force d'écrasement par le rapport de la force moyenne F_{moy} sur la force maximale d'écrasement F_{max} [I.7]. Et par définition, un système d'absorption d'énergie idéal (théorique) présente une efficacité optimale, $\eta = 1$ (Harte et al., [2000]).

$$\eta = \frac{F_{moy}}{F_{max}} \quad [I.7]$$

Afin de pouvoir prédire analytiquement la déformation plastique axisymétrique, Alexander [1960], pour la première fois, et Johnson et Reid [1978], après avoir supposé que le matériau du tube est rigide et parfaitement plastique, avaient proposé et vérifié l'équation empirique [I.8] permettant la déduction de la charge moyenne d'écrasement pour un mode d'écrasement axisymétrique :

$$F_{moy} = K_1 Y \sqrt{Dt} \quad [I.8]$$

où Y est la limite d'élasticité, D le diamètre extérieur du tube, t son épaisseur, K_I un coefficient du matériau à identifier. Il faut signaler que cette relation, qui demeure largement utilisée, s'applique pour toutes les structures dont le rapport $D/2t$ est inférieur à 15. Par contre, l'augmentation de la valeur de ce rapport, au delà de 15, a pour conséquence la transition du mode de déformation axisymétrique en mode diamant (Abdul-Latif et al., [2006]).

Dans ce cas, c'est plutôt la relation suivante [I.9] de Pugsley et Macaulay [1960], la première du genre, qui permet de prédire de manière pratiquement correcte la charge moyenne pour un mode de déformation diamant. Dans leur analyse, l'énergie est assumée comme absorbée par pliage plastique et par cisaillement au niveau des zones de plasticité localisée.

$$F_{moy} = K_I Y (10,05t + 0,38D) \quad [I.9]$$

A retenir aussi que dans le cadre toujours de l'étude dynamique de la compression de tubes à section circulaire, la grande partie de la déformation plastique se localise aux extrémités des tubes, en cas de chargement impulsif, alors qu'elle est toute autre en quasi-statique. Le flambage plastique dynamique peut être classé selon Wang et Ru [1985] en deux types :

- i) Le flambage plastique dynamique instantané, pour lequel les forces d'inertie jouent un rôle important à vitesse d'impact élevée.
- ii) Le flambage dynamique progressif qui se produit de manière progressive tout au long de la déformation du tube. Celui-ci se développe à de faibles vitesses d'impact, pour lesquelles les effets de l'inertie peuvent être négligeables.

3) Énergie dissipée

L'aire intégrée de la courbe charge-déplacement (**figure I.18**) détermine alors l'énergie absorbée par tube durant le flambage. Celle-ci se répartit en deux parties. La première s'apparente à l'énergie de déformation élastique, la seconde correspond à l'énergie de déformation plastique. L'énergie élastique est souvent négligée car représentant une portion minimale de l'énergie totale de déformation.

On définit aussi l'absorption spécifique d'énergie notée E_S^c , comme le paramètre de performance par excellence de la capacité dissipatrice d'énergie des composants mécaniques, qui détermine l'énergie absorbée par unité de poids du spécimen. Elle est donnée par la relation [I.10]:

$$E_S^c = \frac{F_{moy}\delta}{AL\rho} \quad [I.10]$$

où δ désigne la course ou la longueur écrasée, A la section du tube, ρ la densité du matériau et L la longueur initiale du tube.

Dans le cas du mode de déformation diamant, Thorton et Magee [1977] ont proposé la formule suivante [I.11] pour le calcul de l'absorption d'énergie spécifique :

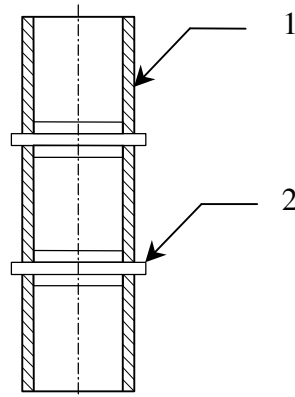
$$E_S^c = C(t/D)^m \quad [I.11]$$

où D est le diamètre extérieur du tube, C et m des constantes propres du matériau.

I-5. QUELQUES TECHNIQUES D'OPTIMISATION DE LA CAPACITE DES SAE

L'état de l'art révèle plusieurs études de recherche ciblant l'optimisation de la dissipation d'énergie par déformation plastique axial, des structures tubulaires notamment, que l'on peut classer en trois approches ou trois voies distinctes :

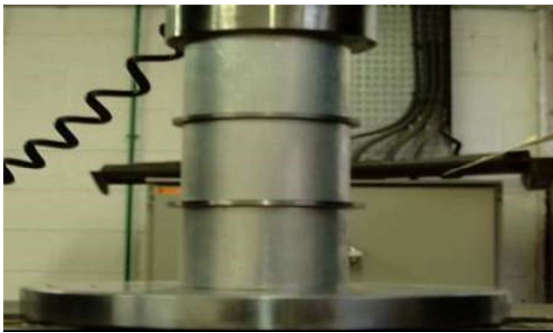
1. La première voie que l'on peut dénommer **optimisation par voie de maîtrise de l'écoulement plastique**. Elle regroupe l'ensemble des techniques relatives au mode de déformation, celles évoquées notamment par Al-Ghamdi [2001] ; Hosseinipour et Daneshi [2003] ; Abdul-Latif et al., [2010] ; Olabi et al., [2007], qui ciblent essentiellement la maîtrise de l'écoulement plastique à travers le contrôle du mode de déformation, en favorisant notamment l'avènement du mode axisymétrique, plus dissipateur que le mode diamant dans le cas des structures tubulaires. Ainsi et à titre d'exemple, l'étude réalisée par Abdul-Latif et al., [2006], portant sur l'écrasement axial des structures tubulaires à section circulaire, a mis en évidence la sensibilité significative de la géométrie de l'éprouvette est clairement établie, aussi bien le mode de déformation (**figures I.19 et I.20**) que la charge moyenne appliquée, et par voie de conséquence sur l'énergie absorbée en régime quasi-statique.



(1) portion de tube

(2) pastille indéformable en acier trempé.

Figure I.19 : Schéma de montage d'une technique d'optimisation par subdivision de la structure à écraser : exemple d'une configuration à 3 étages.



(a)



(b)

Figure I.20 : Contrôle du processus d'écrasement en mode axisymétrique pour une structure subdivisée à 3 niveaux en aluminium : (a) avant écrasement (b) fin de l'opération d'écrasement (Abdul-Latif et al., [2006]).

L'étude montre une interdépendance entre le mode de déformation et les deux paramètres géométriques λ (rapport épaisseur/longueur) et η (rapport épaisseur/rayon). Par ailleurs, il a été clairement confirmé que le mode de déformation axisymétrique consomme plus d'énergie que le mode diamant comme le stipule la littérature dans son ensemble.

2. Quant à la seconde voie, que l'on peut qualifier d'optimisation par combinaison : elle est articulée autour d'un principal atout, basé sur un bon compromis entre l'allégement des structures et la dissipation d'énergie, par l'usage d'un matériau composite comme structure déformable plastiquement. Cette approche fait appel à deux types de matériaux, un matériau cellulaire en combinaison avec des matériaux denses conventionnels.

C'est le cas par exemple des panneaux sandwichs qui sont utilisées pour remplir des colonnes ou des poutres creuses par un matériau d'apport à structure poreuse. Ainsi, dans le cas de cette deuxième approche, une diversité très large de matériaux tels que métaux, bois, carton, matières plastiques, composites est largement utilisée à cet effet. En outre, un intérêt particulier est accordé aux structures cellulaires telles que les mousses ou les cellules en nids d'abeilles qui s'accompagnent d'une diversité de mécanismes physiques dissipatifs d'énergie (gonflement de la paroi, frottement, rupture, flexion ou torsion plastique, flambage plastique, etc.). Ainsi, plusieurs travaux de recherche sont d'ores et déjà consacrés aux différents matériaux cellulaires utilisés comme systèmes d'absorption d'énergie parmi lesquels Stronge et al., [1984], Reid [1993], Neilsen et al., [1995], Mamalis et al., [1991, 1996], Deshpande et Feck [2000], Chen et Wierzbicki [2000], Harte et al., [2000], Chen et al., [2001], Lopatnikov et al., [2004], dont certains seront abordés avec plus de détails par la suite.

De son côté, Nahas [1993] et d'autres, ont travaillé sur plusieurs types de cylindres à paroi mince pour mettre surtout en évidence l'effet du "bourrage" des spécimens (gonflement de la paroi) même avec du liquide ou du sable en vue d'améliorer la capacité d'absorption d'énergie. Néanmoins, les applications des mousses métalliques sont potentiellement les plus larges et les opportunes, dès lors qu'on a besoin d'un matériau léger et résistant aux chocs. Cette approche largement développée consiste alors en l'usage des matériaux cellulaires comme matériau d'apport sous d'élément de bourrage destiné à complexifier la sollicitation que subit la paroi du tube à écraser Ashby [1997], Blazy [1978], etc. Les constructeurs d'automobiles sont concernés au premier chef, tant la demande est forte en matière de sécurité. L'utilisation de mousses métalliques pour certaines pièces (capot, pare-chocs) est évaluée par rapport à d'autres matériaux. L'intérêt, c'est que la mousse est isotrope : on peut l'écraser dans toutes les directions de la même façon, alors qu'une structure en nid d'abeille ne résiste que dans une direction privilégiée.

3. En ce qui concerne la troisième voie, que l'on peut appeler voie d'optimisation par transition : elle est basée sur le principe de la complexification du trajet de chargement, conduisant soit une bifurcation de la sollicitation passant de l'uniaxiale à biaxiale ou carrément multiaxiale et/ou de la déformation elle-même. Par conséquent, il s'ensuit une "sursollicitation" de la paroi du matériau à déformer plastiquement dont l'objectif essentiel est de provoquer un changement de comportement de celui-ci, s'accompagnant alors d'un durcissement par surécrouissage, phénomène physique propre à certains polycristallins. L'amélioration de l'absorption d'énergie est alors induite mécaniquement alors à travers un changement de la nature de la sollicitation au cours du flambage comme cela a été développé

par Baleh et Abdul-Latif [2007], Menouer et al. [2014] sur des structures tubulaires à section circulaire ou carrée. Par ailleurs, et dans le sciage une autre nouvelle méthodologie d'optimisation est exploitée actuellement au sein de notre laboratoire sur la base d'un nouveau concept mis au point par Abdul-Latif [2014] utilisant des structures cylindriques en composite acier/acier, obtenues suite à un traitement thermique spécifique. Des résultats forts intéressants sont obtenus à travers tous ces travaux et certains ont déjà fait l'objet de publications (Abdul-Latif et al., [2017] et d'autres sont en cours de finalisation.

I-6. A PROPOS DE L'USAGE DES MATERIAUX CELLULAIRES ET DES MOUSSES

Au niveau des matériaux, les exigences antinomiques de légèreté et de potentiel dissipatif spécifique des SAE imposent le développement ou l'amélioration des nouveaux concepts. La tendance actuelle se dirige ainsi, d'un côté vers l'allègement des structures afin de minimiser la consommation d'énergie tout en optimisant les propriétés mécaniques et la durabilité et de l'autre côté vers la multifonctionnalité des matériaux, combinant par exemple des bonnes caractéristiques mécaniques à des fonctionnalités comme l'isolation thermique et acoustique ou encore la conductivité électrique ou encore l'absorption d'énergie. Et dans ce contexte particulier, les matériaux cellulaires (qu'on peut classer en deux familles : plastique, et métallique) se présentent comme des candidats idéaux. En effet, ces matériaux apportent des solutions dans plusieurs des domaines nouveaux ci-dessus mentionnés exigeant allègement, multifonctionnalité.

A cet effet, une diversité de matériaux tels que métaux, bois, carton, matières plastiques et composites se révèlent très utiles. En outre, un intérêt particulier est accordé aux structures cellulaires telles que les mousses ou les cellules en nids d'abeilles qui s'accompagnent d'une diversité des mécanismes physiques de dissipation d'énergie (gonflement de la paroi, frottement, rupture, flexion ou torsion plastique, flambage plastique, etc.). Et dans ce cadre, plusieurs travaux de recherche sont déjà consacrés aux différents matériaux cellulaires utilisés comme systèmes d'absorption d'énergie parmi lesquels Chen et Wierzbicki ,[2000]; Harte et al., [2000]; Chen et al., [2001]; Lopatnikov et al., [2004].

1. Les cellules en nid d'abeilles

Historiquement, McFarland [1963] a déjà travaillé de son côté sur des structures à section hexagonale telles que les structures en nid d'abeilles utilisées ultérieurement dans la protection des coques de bateaux à propulsion nucléaire.

En se basant sur le travail dissipé en flexion plastique et en extension par des structures métalliques hexagonales en forme de nids d'abeilles, Wierzbicki et Abramowicz [1983] ont développé un modèle analytique permettant de prédire la force axiale d'écrasement moyenne [I.11].

$$F_{moy} = 8.61Yt^{\frac{5}{3}}C^{\frac{1}{3}} \quad [I.12]$$

où Y est la limite d'élasticité moyenne, t l'épaisseur et C une constante.

De leur côté, Wu et Jiang [1997] ont mené une étude expérimentale comparative sur le comportement en chargements statique et dynamique des structures en nid d'abeilles en aluminium. Ils ont relevé un accroissement fort important de la force d'écrasement, de l'ordre de 74 % en faveur du chargement dynamique. Zhao et Gary [1998] ont, par ailleurs, confirmé ce résultat mais avec une différence relativement modérée de l'ordre de 40 %.

2. Les mousses

La diversité des mécanismes physiques de dissipation d'énergie (frottement, rupture, flexion ou torsion plastique, flambage plastique, etc.) s'accompagne de la diversité des matériaux utilisés à cet effet, métaux, bois, carton, matières plastiques, composites et autres. Kreig [1972] fut l'un des premiers auteurs à développer une théorie sur la plasticité des sols et des mousses soumises à une sollicitation par écrasement alors que Neilsen et al., [1995] ont élaboré une théorie sur la plasticité des mousses semi-rigides en polyuréthane. De son côté, Nahas [1993] a travaillé sur plusieurs types de cylindres à paroi mince. Il a mis surtout en évidence l'effet de "bourrage" (filling) de spécimens avec du liquide ou du sable sur la capacité d'absorption d'énergie.

Les propriétés mécaniques de ces matériaux sont d'un intérêt de plus en plus croissant pour leurs applications dans le domaine notamment de la résistance aux chocs. La microstructure cellulaire leur confère alors une aptitude considérable aux grandes déformations à contrainte nominale quasi-constante dite contrainte-plateau et un effet de

densification en compression uniaxiale (Deshpande et Feck, [2000] ; Hanssen et al., [2000, 2002] et Seitzberger et al., [2000] ; Hall et al., [2000]). De là découle l'intérêt grandissant accordé à ces matériaux quant à leur utilisation comme système de dissipation d'énergie.

Ce type de matériaux cellulaires prédestinés à cet usage se répartit alors en trois grandes familles : les mousses à base polymériques, les mousses métalliques, et les matériaux naturels. Caractérisées principalement par leur densité et leur porosité, le choix de telle ou telle mousse pour tout concepteur impose de bien connaître le comportement du matériau sous diverses vitesses de déformation et à différentes températures. Ce dernier critère (effet de la température) avec celui de la compatibilité avec les matériaux des systèmes tubulaires destinées au bourrage dans le cas des composites, constituent une différence fondamentale dans le choix des différentes mousses utilisées. Ainsi, Harte et al., [2000] ont abordé le cas des tubes en composite tissé fibre de verre/epoxy et remplis de mousse en polymère sollicités en compression et en traction. Les effets du rapport R/t (rayon du tube sur l'épaisseur de la paroi) et de celui σ/Y (de la limite d'élasticité du tube sur celle de la mousse) ont été abordés.

Ces deux paramètres sans dimension affectent considérablement la densité optimale tout en favorisant l'absorption d'énergie. Il est utile de rappeler que la combinaison peut concerner deux ou plusieurs matériaux, qui peuvent être de natures différentes, à l'image des tubes simples ou enrobés d'un composite et remplis de mousse (Harte et al., [2000]). La finalité de cette opération est en premier lieu la stabilisation du mécanisme de déformation de ces tubes, puis par voie de conséquence l'amélioration de leur capacité spécifique de dissipation d'énergie. Des tubes de sections et profils divers, cylindrique, carré ou hexagonal et les mousses sont choisis en fonction de restrictions géométriques, matérielles et des objectifs fixés « *target restrictions* ». Et pour des performances optimales, les matériaux de base (colonne et mousse) doivent avoir **des contraintes limites de compression assez proches** d'un côté, et de l'autre le choix de la mousse est conditionné **par une densité appropriée**.

Dans ces applications industrielles, les mousses sont souvent sujettes à de grandes déformations plastiques à vitesse élevée notamment. Ainsi, on retrouve des mousses plastiques dans des applications comme l'emballage, les structures de protection, le rembourrage, les structures flottantes et l'isolation thermique, l'isolation acoustique. Pour les mousses métalliques telles que celles à base d'alliages légers non-ferreux, comme les alliages d'aluminium (Al-Mg par exemple), elles sont largement utilisées en tant que système d'amortissement contre les chocs (Karagiozova et al., [2010] ; Zhimin et al., [2014] ; Alia et al., [2014] ; Abramovitch et Wierzbicki [1988]; Seitzberger et al., [2000] ; Hanssen et al.,

[2000, 2002]; Hall et al., [2002]; Doyoyo et Wierzbicki [2002] et Santosa et al., [2000]). Selon Deshpande et Feck [2000], les mousses à base d'aluminium sont des solides légers qui absorbent d'importantes quantités d'énergie par déformation plastique.

Du point de vue composite, outre la contribution à la stabilisation du mécanisme de déformation des tubes bourrés de mousse (**figure I.21**), la conséquence directe est l'évidente influence dans la résistance à l'écrasement du matériau cellulaire lui-même et des effets d'interaction entre ce dernier et la paroi du tube (Reddy et Wall [1989] ; Reid et al., [1986] et Hanssen et al., [2000, 2002]). Ainsi, dans ce cas précis, il a été prouvé qu'une combinaison adéquate doit nécessairement prendre en considération les paramètres suivants : (1) la densité de la mousse, (2) la largeur de la colonne, (3) l'épaisseur de la colonne, (4) le type de section et enfin, (5) les propriétés mécaniques du matériau de la colonne et du matériau de bourrage. Le choix des matériaux est donc une tâche importante pour une meilleure efficacité de la combinaison (Seitzberger et al., [2000] ; Hall et al., [2002]). Ainsi, on peut noter sur la **figure I.22** suivante, un accroissement de l'ordre de 10 kN dû à la combinaison tube/mousse.

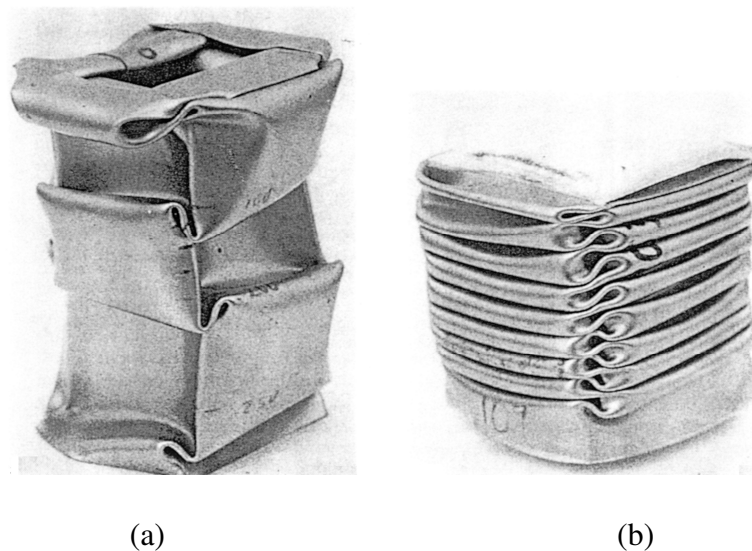


Figure I.21 : Mise en évidence de l'effet de la mousse sur le mécanisme de déformation des tubes carrés : (a) non-compact et (b) compact sur des spécimens en acier à section carrée respectivement, vide et rempli de mousse d'aluminium (Reid [1993]).

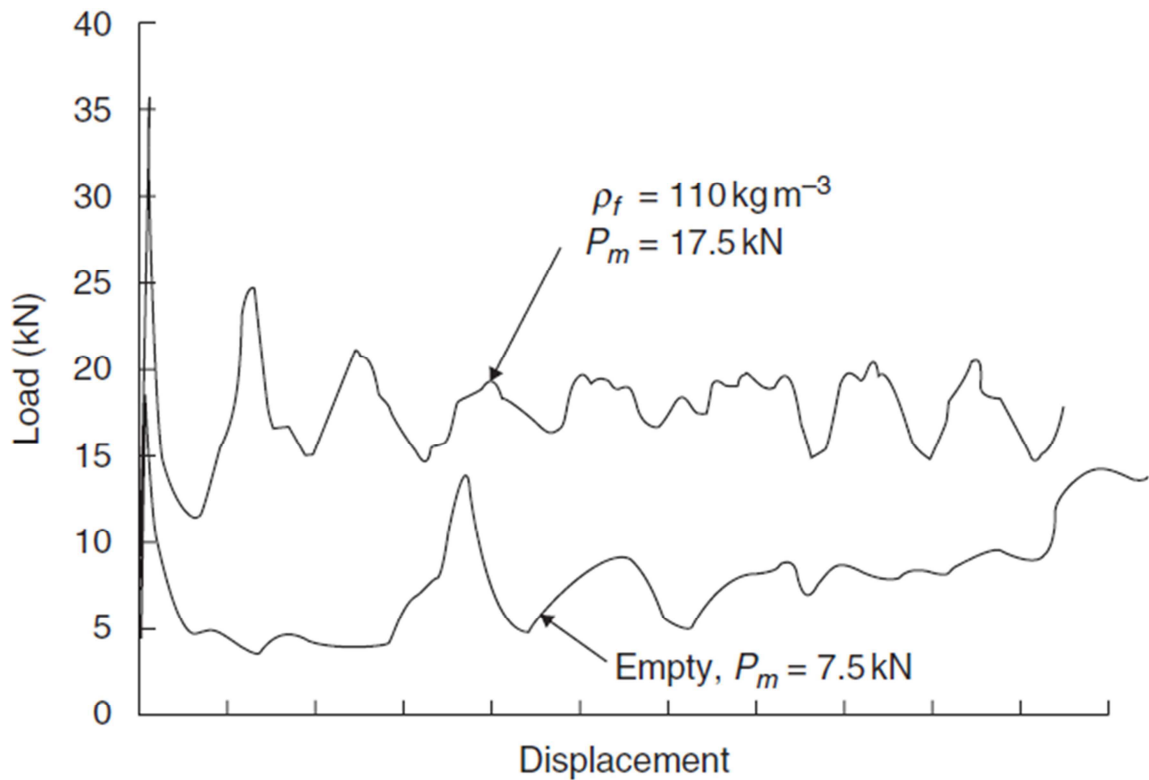


Figure I.22 : Comparaison entre courbes force -déplacement des tubes carrés vide et avec mousse de densité 110 kgm^{-3} , (Reid [1993]).

A noter aussi que l'apport de Hall et son équipe [2002] sur l'écrasement transversal et longitudinal de tubes cylindriques de différentes natures, aluminium, laiton et titane a prouvé que l'énergie d'absorption spécifique augmente de façon importante aussi bien en écrasement latéral que longitudinal, ce pour tous les tubes remplis de mousse et particulièrement pour des tubes en aluminium. Ils ont mis en évidence, dans le cas de l'écrasement transversal notamment, la capacité de la mousse à propager le mécanisme déformation sur l'ensemble de la paroi de la structure contenante. Ce qui génère une capacité dissipatrice spécifique nettement meilleure.

Il est à signaler que l'intérêt très important accordé aux systèmes d'absorption d'énergie à travers plusieurs précédents travaux de recherche, réserve une place de choix et un large développement aux approches aussi bien expérimentales que de modélisation à l'écrasement des mousses métalliques ou polymériques. En effet, du fait qu'offrent d'importantes perspectives d'applications directes dans les divers domaines industriels, notamment comme solution d'optimisation du potentiel d'absorption d'énergie spécifique, plusieurs travaux récents sont à signaler tout en mettant l'accent sur ce type de mousse

métallique(Koza et al., [2003] ; Lopatnikov et al., [2004] ; Gupta [2007] ; Qui et al.,[2007] ; Miranda et al., [2010] ; Qiu et al., [2012] ; et Barnes et al.,[2014].

Il est largement connu que le champ d'application des mousses requiert *light weight cores* pour les panneaux sandwich, les plaques et coques ainsi que les tubes à parois minces dont le rôle essentiel est d'accroître la résistance à la déformation plastique, la résistance à l'impact et par conséquent l'amélioration de la capacité dissipatrice d'énergie de telles structures. Cette dernière propriété trouve par ailleurs un large champ d'applications dans le domaine notamment du transport à travers le concept de sécurité passive. Par exemple, le bourrage de certaines structures creuses à paroi mince dans l'automobile améliore de manière substantielle le comportement énergétique actif et passif de l'habitacle, mais aussi l'usage des crash-box entre les longerons et le pare-choc sur certains véhicules devient indispensable.

I-7. POURQUOI LA MOUSSE D'ALUMINIUM ?

Le besoin d'optimiser les performances et d'améliorer la sécurité nécessite que l'on ait une bonne connaissance de la relation entre les propriétés et la microstructure. Du fait de leur nature, le comportement mécanique des mousses est gouverné par deux paramètres : la nature du matériau constitutif et la nature de l'architecture (la microstructure cellulaire). A ces deux niveaux, il reste de nombreux aspects à clarifier concernant les influences respectives des effets matériaux et des effets de structure dans la constitution des propriétés des matériaux cellulaires.

Elles sont plus légères (faible influence sur la masse totale) et réduisent considérablement les dommages résultant des accidents de la route. C'est justement dans ce cas précis d'application, que la mousse d'aluminium s'avère donc comme le matériau cellulaire le plus approprié que la mousse polymérique, vu qu'elle se déforme plastiquement sans générer d'effet ressort tout en conduisant à une meilleure prévention du dommage. Comme autre avantage non négligeable de la mousse d'aluminium, sa haute résistance au feu et son insensibilité au froid et à l'humidité. Ainsi, l'intérêt grandissant pour les matériaux cellulaires et ravivé ces dernières années dans le monde industriel et académique, a permis la fabrication en moyenne série de plusieurs types de mousse d'aluminium. Aussi, de nombreux travaux ont été publiés récemment encore prouvant ce regain d'intérêt dans tous les pays industrialisés, Achby et al., [2000]. Autre illustration l'exemple de la France : On a assisté au courant 2003/2004 à la soutenance d'au moins quatre thèses sur le sujet (Blazy [2003] ; Dillard [2004] ; Fazekas [2003] et Saint-Michel [2004]).

Ces divers travaux ainsi que leurs semblables dans le monde ont apporté de pertinentes réponses quant à la nature des relations entre la morphologie des mousses et leur comportement. C'est donc bien la morphologie qui confère à ces matériaux des caractéristiques particulières. Tirant profit à la fois des propriétés du matériau solide et de la structure, ils présentent l'avantage d'avoir des propriétés mécaniques importantes rapportées à leur densité.

La technologie des mousses métalliques, en particulier des mousses d'aluminium qui nous intéresse ici, n'est pas récente mais vient de connaître un essor considérable lors des 20 dernières décennies. En effet, les technologies de production de mousses métalliques sont connues depuis les années 50, mais les difficultés de contrôle des procédés et des coûts élevés ont empêché leur développement. Les innovations techniques des dernières années ont cependant permis de relancer les productions de tels matériaux au même titre que les matériaux composites d'ailleurs à l'échelle industrielle.

Ainsi, divers domaines de l'industrie tels que l'aéronautique et l'aérospatiale, l'aéronaval etc., qui cherchent toujours de nouveaux matériaux plus légers et plus performants, ont largement contribué à l'essor et au développement actuels des mousses métalliques. A fortiori, à travers le concept de sécurité passive, l'ingénierie mécanique y arrive également, notamment pour des pièces de sécurité en automobile : pare-chocs, barres de déformation, capots. Par exemple, le constructeur d'automobiles allemand Karmann a créé un petit événement en présentant récemment au Salon international de l'automobile de Detroit un concept car "aluminium foam body" dont certaines parties, les cloisons séparant l'habitacle du capot moteur et du coffre, sont conçues en mousse d'aluminium.

Enfin, et sans aucun doute, d'un point donc de vue recherche appliquée, on voit bien que ces matériaux offrent des propriétés physiques et mécaniques très intéressantes, entre légèreté et multifonctionnalité. En effet, du fait de leur structure, ils présentent une bonne rigidité associée à un poids spécifique faible et à d'excellentes caractéristiques d'amortissement. Ils offrent par conséquent un grand potentiel pour l'absorption d'énergie, l'isolation acoustique et le contrôle thermique. En effet, les mousses métalliques confèrent ainsi une excellente capacité d'absorption d'énergie. Lors d'un choc, les parois des premières alvéoles flambent les unes après les autres et reportent l'impact atténué sur les alvéoles sous-jacentes. Le matériau peut ainsi s'écraser sur plus de 65 % de sa longueur initiale. Absorbant les chocs tout en maintenant un niveau d'accélération tolérable pour les personnes accidentées, les mousses assurent ainsi leur fonction quelle que soit la direction du choc, contrairement à la plupart des crash-box actuels. Finalement, le pouvoir dissipatif, l'isotropie,

le gain en masse et amélioration de la sécurité, ce sont les exigences principales qui ont contribué à l'émergence de ces nouveaux matériaux.

L'absorption d'énergie d'une mousse métallique est déterminée expérimentalement par des essais de compression plastique. Dans la **figure I.23** ci-dessous, la courbe force-déplacement d'une mousse métallique en compression est illustrée. La quantité d'énergie absorbée est l'intégrale de la force de compression par la distance de compression. Pour effectuer une comparaison des différents matériaux comme absorbeurs d'énergie, la mesure de « l'efficacité » est utilisée. A déformation définie, l'efficacité est le quotient de l'énergie absorbée par le produit de la force maximale et la durée de déformation.

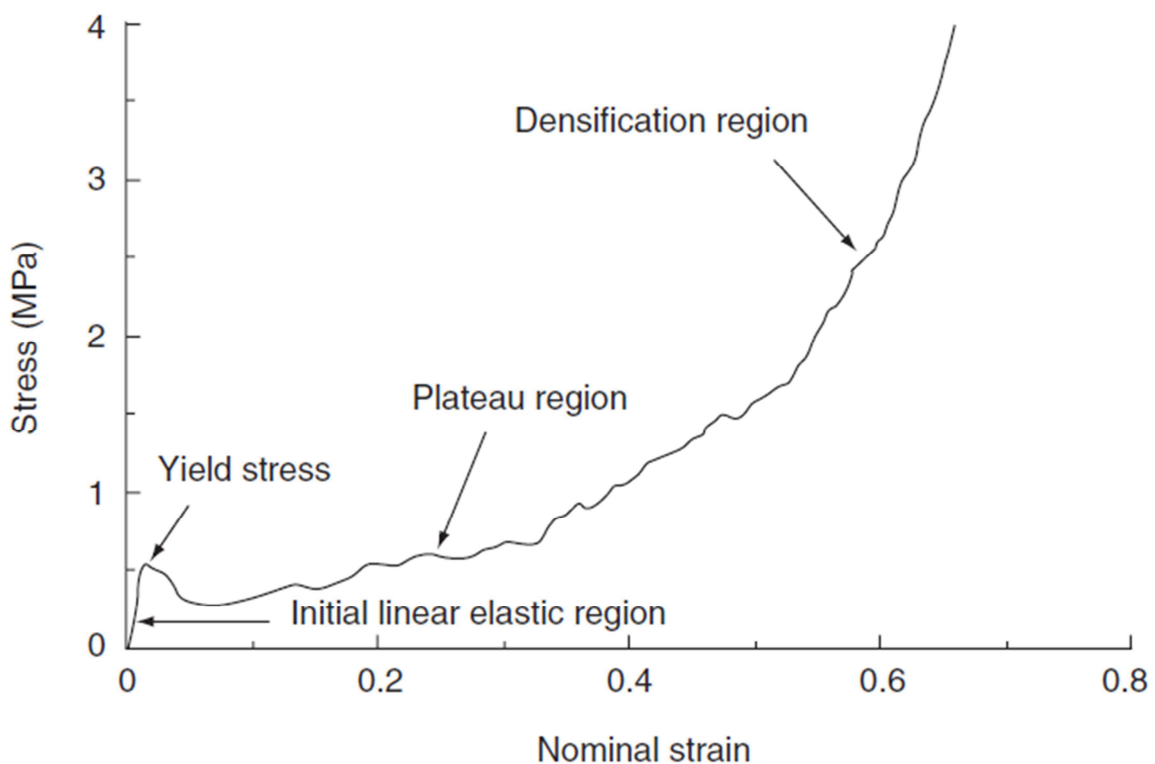


Figure I.23 : Illustration du comportement typique en flambage plastique de la mousse (Ruan et al., [2002]).

La forme caractéristique de la courbe de l'essai de compression d'une mousse d'aluminium repose sur trois zones principales :

- ✓ Une première phase élastique linéaire, limitée aux faibles déformations.
- ✓ Une deuxième phase de plateau zone d'absorption d'énergie.
- ✓ Une troisième phase de densification est caractérisée par une forte hausse de la contrainte.

Si l'on considère les deux premières phases, cette courbe se rapproche parfaitement de celle de l'absorbeur de choc idéal qui s'apparente à un plateau plastique quasi-horizontale

(**figure I.23**). On voit alors tout l'intérêt de l'utilisation des mousses d'aluminium pour des applications en tant qu'absorbeur d'énergie cinétique : la mousse d'aluminium est donc un matériau efficace qui propose une courbe de compression plus régulière que des structures à paroi mince ou à base de profilé pour dissiper l'énergie mécanique lors de chocs. Comme pour la plupart des mousses, le niveau du plateau est essentiellement piloté par la densité ou la porosité : une densité plus forte augmente le niveau du plateau. Par rapport aux autres mousses métalliques, la mousse d'aluminium est celle qui présente la meilleure solution technologique à plusieurs égards.

Du point de vue théorique, une modélisation de la charge d'écrasement moyenne a été développée par Reddy et al., [1986] et basée sur l'analyse du mécanisme de pliage des tubes à section carrée, établie par Wierzbicki et Abramovitz [1983]. Partant de la définition du degré d'écrasement à l'aide de l'angle α_0 donnée par l'expression [I.12]:

$$\alpha_0 = \cos^{-1}(1 - \varepsilon_1) \quad [I.12]$$

Où ε_1 désigne la déformation de la mousse. Il a été établi que la charge moyenne pour un tube carré de côté c , d'épaisseur t , constitué d'un matériau dont la contrainte limite initiale est σ_0 rempli d'une mousse ayant une résistance à l'écrasement notée P_{mf} , peut être évaluée à l'aide de la relation [I.13], pour une vitesse de déformation quasi-statique (Reddy et al., [1986]).

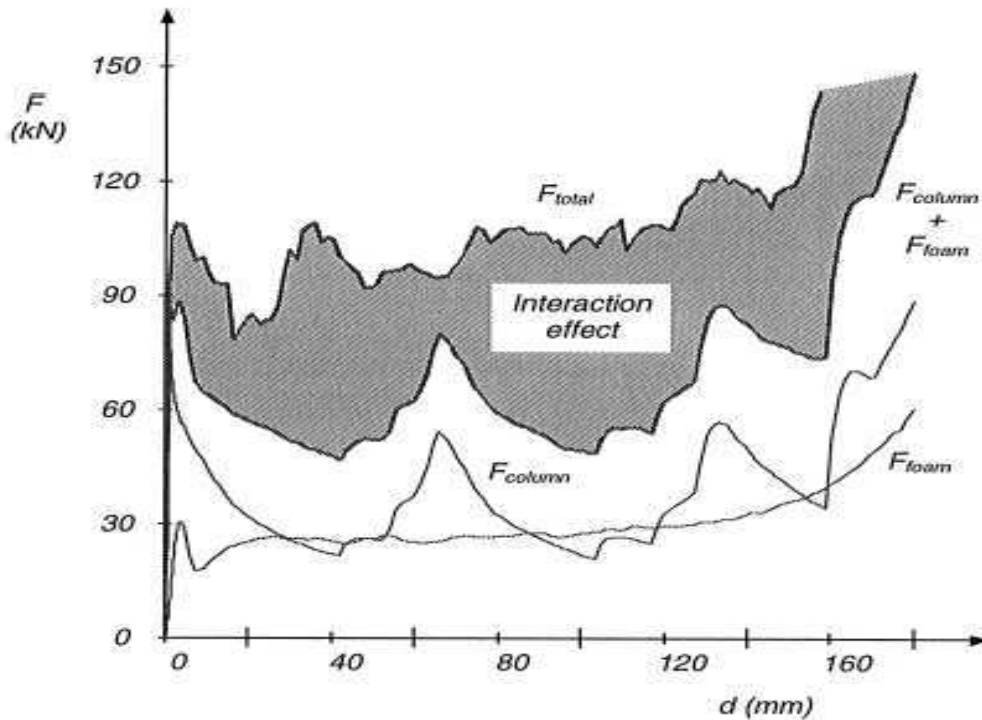


Figure I.24 : Mise en évidence de l'effet d'interaction par comparaison des courbes charge-déplacement pour des tubes cylindriques en aluminium vide et rempli de mousse d'aluminium (Hanssen et al., [2000]).

$$P_{mf} = 3\sigma_0^3 \sqrt{g_1 g_2 g_3 t^5} + \sigma_f c^2 \quad [I.13]$$

avec g_1, g_2, g_3 des fonctions de l'angle α_0 . L'introduction d'un simple paramètre de pondération au sein de cette équation, permet son adoption en régime dynamique. Les résultats théoriques obtenus sont en adéquation avec la base de données expérimentale.

Par ailleurs, Hanssen et son équipe [2000, 2002] ont étudié de manière profonde et détaillée l'influence de la mousse d'aluminium sur les caractéristiques d'absorption d'énergie des tubes de même matériau, de sections carré et cylindrique, en chargement quasi-statique et dynamique. Ils ont également montré que les tubes remplis de mousse présentent une dépendance moindre vis-à-vis des conditions de chargement que les tubes simples (vides). Un modèle analytique a été par ailleurs proposé afin d'estimer les charges d'écrasement totale, maximale et du composant. La formulation est alors subdivisée en parties : (1) la charge d'écrasement du tube vide, (2) la résistance uniaxiale de la mousse et (3) l'effet d'interaction des matériaux en présence (mousse et paroi). A cet effet, la **figure I.24** montre l'importance de ce dernier phénomène à travers l'évolution la courbe charge-déplacement : l'effet d'interaction entre la mousse et la paroi du tube sur la charge totale est évident par comparaison avec celles de structures (mousse + tube) de même matériau sollicitées individuellement. Les auteurs ont noté aussi un accroissement de la charge d'écrasement

dynamique par rapport au cas quasi-statique, imputé surtout aux effets de l'inertie sur les parois de la structure tubulaire.

Les résultats de l'étude quasi-statique (Hanssen et al., [2000, 2002]) prouvent que l'usage de tubes carrés remplis de mousse permettent d'obtenir de meilleures performances en absorption d'énergie par rapport aux tubes simples de dimensions plus importantes. D'où, toute l'importance accordée ces derniers temps par la communauté scientifique à ce type de système, qui laisse entrevoir des réductions en terme de masse, longueur et volume grâce à l'usage de la mousse.

De leur côté, Seitzberger et al., [2000] ont réalisé leur investigation en se basant sur trois profils différents (carré, hexagonal et octogonal) avec différentes nuances d'acier et poudres en alliage d'aluminium. L'investigation a porté sur deux types de structures distinctes *monotubulaire* et *bitubulaire*. Cette dernière catégorie est obtenue par arrangements et combinaisons de diverses sections concentriques, avec ou sans mousse intermédiaire (**figure I.25**). L'ensemble des résultats concernant les structures *monotubulaires* montre que l'absorption d'énergie rapportée à la masse croit considérablement par l'emploi de la mousse pour tous les cas envisagés. Néanmoins, du point de vue de la capacité d'absorption d'énergie totale, cette augmentation est moins prononcée, du fait de la diminution de la course d'écrasement maximale du tube à cause de la densification de la mousse au cours du test. Il a été prouvé également que pour des sections similaires, les tubes carrés avec mousse sont préférables aux profils hexagonal et octogonal. En outre, les structures bitubulaires (**figure I.25c**) sont de meilleurs dissipateurs que les *monotubulaires* (**figure I.25 a et b**) grâce à la contribution conjointe des tubes internes et de la mousse.



Figure I.25 : Mécanisme de flambage compact sur des structures en acier : monotubulaire vide (a) monotubulaire bourrée de mousse (b) et bitubulaire (c) bourrées de mousse d'aluminium (Seitzberger et al., [2000]).

A la lumière de la pléiade de familles de solutions d'optimisation non exhaustives, reflétées par l'état de l'art évoquées précédemment, et tout en restant dans le cadre des systèmes tubulaires à paroi mince, est-il possible d'améliorer davantage la capacité dissipatrice d'énergie de telles structures. Finalement, l'éternelle lancinante question que l'on s'est posée est : partant d'un chargement uniaxial classique, y a-t-il un autre concept qui puisse favoriser l'absorption d'énergie? La réponse trouvée se focalise sur le changement de comportement du matériau.

PARTIE II
TECHNIQUES ET EQUIPEMENTS EXPERIMENTAUX

II-1 Le dispositif expérimental biaxial ACTP

II-1.1 Caractéristiques techniques de base

Le dispositif mécanique original, intitulé **ACTP** (**A**bsorption par **C**ompression-**T**orsion **P**lastique) (**figure II.1**) est un montage ayant pour rôle fondamental d'augmenter l'énergie dissipée durant la phase d'écrasement de structures tubulaires métalliques de différentes sections (carrée, circulaire, hexagonale...), grâce à la transformation de la nature de la charge extérieure (statique ou dynamique) unidirectionnelle en une charge décomposée bidirectionnelle ou multidirectionnelle (Abdul-Latif et Baleh, [2005]). En effet, sous l'action d'une charge de compression uniaxiale, le montage développé confère automatiquement une configuration biaxiale de compression-torsion grâce à une liaison mécanique de type glissière-hélicoïdale qui constitue le principe de base de la chaîne cinématique de l'ACTP par le biais de la combinaison de la charge axiale de compression et torsion simultanées. Ainsi, par comparaison par rapport à un écrasement axial simple, en partant d'une même course d'écrasement de référence d'un tube. Cette sollicitation composée (combinée) provoque donc au sein du matériau une résistance supplémentaire à la déformation plastique (phénomène de surécrouissage) en raison de l'imposition d'une torsion (générée par l'ACTP), en parallèle avec la compression (obtenue naturellement par le chargement extérieur), suscitant ainsi un changement de comportement au sein du matériau (par l'avènement de divers phénomènes physiques microstructuraux) lui conférant une meilleure capacité d'absorption d'énergie.

Par ailleurs, l'analyse microstructurale de structures en aluminium et en cuivre montre à travers des images en TEM des structures écrasées en biaxial-45° (Drusin et al., 2008). En fait, les spécimens présentent des microstructures principalement cellulaires avec une densité très élevée de dislocations enchevêtrées. Le mode de déformation généré est probablement très proche du mode mixte (XM) comme annoncé dans (Abdul-Latif et Baleh, 2008). La multiplication des dislocations, justifiant leur haute densité dans ces zones, explique en grande partie l'augmentation de plus de 150 % dans le cas de l'écrasement des tubes en aluminium en biaxial-45°.

Finalement, en partant d'une même course d'écrasement de référence d'un tube, le rôle fondamental de l'ACTP est de provoquer un accroissement substantiel de l'énergie à travers par le matériau flambé plastiquement.

Le dispositif tel que représenté par la figure II.1 est constitué essentiellement d'un corps cylindrique creux (1) en acier prétraité allié au (chrome, manganèse et molybdène) et ayant subi une nitruration sur une épaisseur de 0,2mm lui conférant un durcissement superficiel important et garantissant ainsi sa bonne tenue face aux différentes contraintes mécaniques qui lui sont infligées lors de son utilisation (fonctionnement), non seulement en régime quasi-statique mais aussi et surtout en régime dynamique. En effet, sur la périphérie du corps cylindrique sont usinées 4 rainures hélicoïdales parallèles et diamétralement opposées (2). Celles-ci sont caractérisées par un angle d'inclinaison bien défini, assurant le contrôle du taux de contribution de la composante de torsion de la sollicitation composée ainsi générée. Afin d'étudier l'effet de ce paramètre clé durant le processus de flambage biaxial, plusieurs cylindres interchangeables avec différents angles d'hélicoïde (30° , 37° , 45° , 53° et 60°) sont usinés, induisant cinq vitesses de torsion distinctes définissant ainsi autant de configurations biaxiales distinctes. Il est évident que les deux dernières (i.e. 53° et 60°) génèrent le chargement dont la complexité est la plus intense dite mode biaxial sévère. Quant aux trois premières elles se déclinent en chargement biaxial modéré. Ceci a pour finalité de faire varier la vitesse de sollicitation en rotation grâce à l'angle de l'hélicoïde et ainsi pouvoir étudier la réponse de la structure écrasée en fonction de la valeur de la composante de torsion. En effet, l'angle d'inclinaison de l'hélicoïde est le paramètre fondamental qui gouverne les variations de la composante de torsion et de surcroît le changement de comportement du matériau, jouant ainsi un rôle majeur dans l'optimisation de l'énergie absorbée.

La solution technologique adoptée s'articule autour de 4 rainures hélicoïdales (2) destinées à recevoir un croisillon (5), principale composante active du dispositif. Sur la périphérie du croisillon sont usinés quatre alésages borgnes coaxiaux deux à deux. Ceux-ci permettent le logement de tourillons calibrés sur lesquels sont montés des galets cylindriques en bronze (4), destinés à rouler sans glisser sur les surfaces des hélicoïdes du corps de l'ACTP (2). et à réduire les efforts de frottement au niveau de la zone de contact entre le croisillon (5) et les hélicoïdes (2) au niveau des trajectoires de roulement. La liaison glissière hélicoïdale formée par ces deux éléments principaux du montage permet ainsi de transformer tout effort extérieur uniaxial en amont du croisillon en une sollicitation biaxiale en aval.

Par ailleurs, l'éprouvette à tester constituée du tube à écraser (7) est à la fois solidaire du croisillon (5) et en contact indirect avec le corps cylindrique (1) par l'intermédiaire du socle de l'ACTP (11). La fixation du tube à écraser sur une longueur de 20 mm au niveau de

l'extrémité supérieure est obtenue par le biais de quatre goupilles cylindriques et un cylindre centreur supérieur (12) lié au croisillon (5) à l'aide de quatre vis d'assemblage à tête cylindrique hexagonale creuse pour raison d'encombrement. La liaison complète démontable du tube est donc obtenue par le serrage des quatre vis. Ces vis créent un effort de serrage sur la pince (10) et sur les demi-coquilles avec le cylindre intermédiaire (3). Ces dernières plaquent à leur tour les parois des extrémités du tube contre le centreur (12) générant ainsi une forte adhérence avec ce dernier.

Quant à la fixation de la partie inférieure du tube, elle est obtenue d'une manière similaire que la partie supérieure, le serrage de l'extrémité est assuré également par quatre vis à tête cylindrique creuse (9) qui maintiennent le sous-ensemble constitué de la pince conique (10), des demi-coquilles (8) et du centreur inférieur (13) en liaison complète démontable avec le socle (1) et lui-même solidaire avec le corps de l'ACTP. Ainsi le spécimen (7) se trouve entraîné par le croisillon dans son mouvement de descente et de rotation, subissant de fait un flambage plastique sous sollicitation composée.

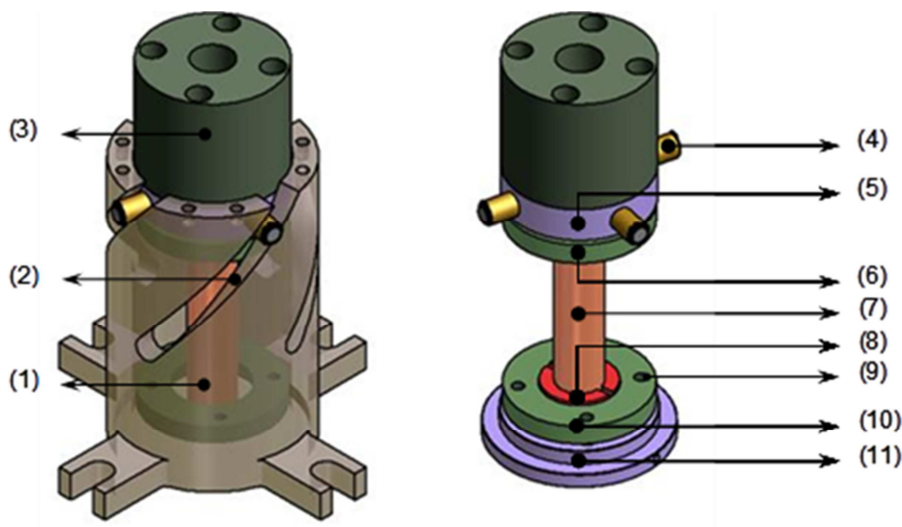


Figure II.1 : Dispositif ACTP (Abdul-Latif et Baleh [2005]).

(1) corps cylindrique; (2) rainure hélicoïdale; (3) cylindre intermédiaire; (4) galet cylindrique en bronze; (5) croisillon ; (6) pince conique supérieure; (7) éprouvette; (8) demie coquille; (9) vis de serrage; (10) pince conique inférieure; (11) socle; (12) centreur supérieur; (13) centreur inférieur (14); bille der centrage; (15) disque

Il est à noter que les dimensions de ces centreurs (diamètre et hauteur) sont équivalentes respectivement aux dimensions intérieures des tubes à écraser et à la hauteur de la génératrice de la section de fixation choisie du tube. Un ajustement légèrement glissant lors de l'emmanchement est préconisé afin d'éviter un torseur des petits déplacements qui fausserait les essais et risquerait d'orienter le mode de déformation vers le mode eulérien. Ces centreurs sont conçus pour être interchangeable afin de postuler pour différentes sections de tubes.

Le centrage de la direction de charge extérieure durant l'écrasement du tube, nécessaire au bon fonctionnement du montage mécanique ACTP en régime dynamique notamment, est réalisé par l'intermédiaire de la bille de centrage, destinée à recevoir l'effort du disque récepteur d'impact (15) et à l'orienter coaxialement par rapport à l'axe de l'éprouvette.

A signaler que pour éviter tout contact de ce dernier avec le cylindre intermédiaire (3), un embout sphérique est usiné sur la face inférieure de son arbre, qui vient se positionner sur la bille (14), logée avec un faible jeu dans l'alésage borgne usiné sur la face supérieure du cylindre intermédiaire (3).

Il est à préciser que le principe de fixation choisi n'implique par ailleurs, aucune fragilisation des parois du tube lors du serrage de ses extrémités pour toute forme de structures et nature de matériaux utilisés.

II-1.2 Les principales modifications adoptées

Vu que notre travail vise principalement l'écrasement des structures tubulaires à section carrée (**figure II.2**) outre que les structures tubulaires cylindriques qui ont déjà fait l'objet de tous les travaux antérieurs réalisés à l'aide de cet appareillage, certaines modifications inhérentes à la fonction de serrage des tubes s'avèrent donc nécessaires, tout en assurant la compatibilité avec le reste des sous-ensembles et pièces déjà existantes.

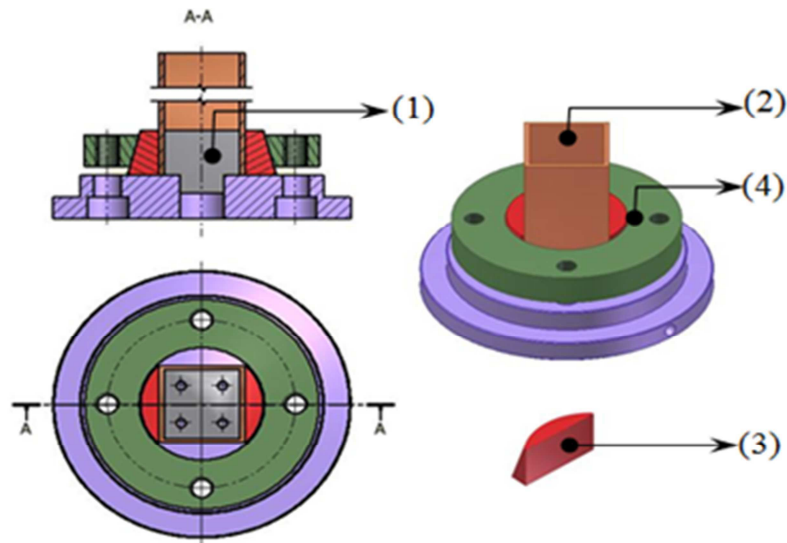


Figure II.2 : Systèmes de fixation des extrémités du spécimen à section carrée

(1) centreur ; (2) spécimen ; (3) demie coquille ; (4) pince conique.

En effet, la modification a porté sur le système de fixation des spécimens à travers la confection de deux centreurs à faces carrées (1), les parties inférieure et supérieure du bloc de serrage, correspondant aux dimensions intérieures du tube (2) et les quatre demi-coquilles (3) disposées en vis-à-vis. Leurs surfaces extérieures de même conicité et épousant parfaitement la surface conique des pinces (4) déjà existantes sans en avoir à modifier la forme et pouvant assurer la même fonction que les deux demi coquilles utilisées dans le cas du serrage de structures cylindriques ; toutes les autres opérations qui interviennent dans le serrage restent quasiment les mêmes.

II-1.3 Autres solutions de fixation

Du fait de la nouvelle géométrie de structure et d'éliminer tout glissement rotatif du tube à écraser dû à la composante de torsion, une nouvelle méthode de fixation a été proposée (**figure II.3**) se substituant à la précédente en remplaçant cette fois le serrage axial par un serrage radial pour les structures tubulaires à sections carrées.

Le serrage de la partie inférieure et supérieure du tube (1) est obtenu par le biais de deux brides carrées (2) en acier allié prétraité de désignation normalisée AFNOR [40CMD8] et ayant subi une nitruration sur une épaisseur de 0,2 mm. Elles sont disposées en vis-à-vis l'une par rapport à l'autre et sont en appui plan verticalement sur le socle de l'ACTP (4) pour

la partie inférieure et sur le croisillon pour la partie supérieure. Au niveau de la symétrie, sur chacune d'elle est usinée une fente destinée à recevoir un pion cylindrique de positionnement à extrémité fileté et ajustée, qui a pour rôle d'éliminer la rotation entre la bride et le socle de l'ACTP et (ou le croisillon). Une entaille sur la face supérieure de chacune des brides (3) est prévue, servant de logement à l'écrou lors du maintien de l'ensemble (tube et bride) avec le socle (4) ou le croisillon). Le serrage radial de la structure tubulaire est obtenu par liaison vis et écrou.

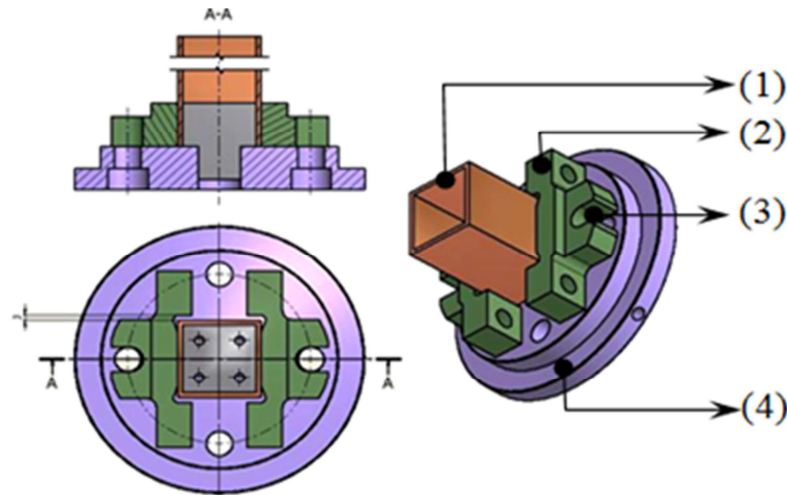


Figure II.3 : Bride de serrage pour tubes à section carrée
(1) spécimen ; (2) bride carrée ; (3) entaille de la bride ; (4) socle.

II-2 Structures métalliques utilisées

II-2.1 Argumentaire de la géométrie des structures

Les structures utilisées tout au long de notre étude sont des tubes en cuivre à section cylindrique et des tubes en aluminium à section carrée.

Les tubes cylindriques ont une section de diamètre intérieure de 30 mm et d'épaisseur $t = 1\text{mm}$ (**figure II.4**). C'est une structure qui a servi déjà de base d'étude aux travaux de recherche antérieurs réalisés à l'aide de cet appareillage (**tableau II.1**).

En revanche, pour le cas des tubes en aluminium à section carrée, les structures sélectionnées sont définies par deux autres paramètres géométriques distincts et singuliers, jamais utilisés jusque-là : $\zeta = c/t$ rapport transversal et rapport longitudinal $k = c/L$, où c est le côté. Avec t : l'épaisseur et L : la longueur initiale des tubes.

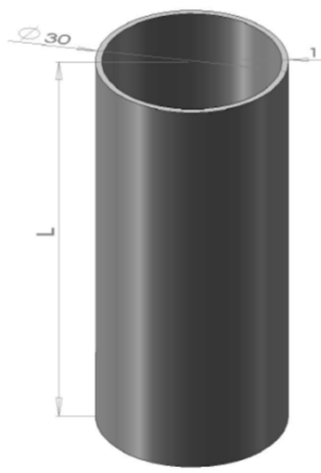


Figure II.4 : Les dimensions de structure tubulaire à section cylindrique.

Tubes cuivre Di=30mm, t=1mm			
Conditions aux limites		Uniaxiale	biaxiale
Longueurs (mm)	Totale	120	160
	Utile	120	120

Tableau II.1 : Conditions aux limites et longueurs initiales des structures en cuivre.

Ci-dessous, la géométrie des structures en aluminium utilisées, des tubes à section de carrée.

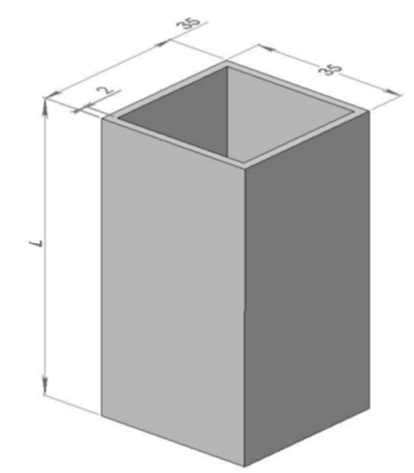


Figure II.5 : Les dimensions de structure tubulaire en aluminium à section carrée.

Plusieurs longueurs initiales sont choisies pour ce matériau et soumises ensuite à l'écrasement par compression uniaxiale en régime quasi statique. Les éprouvettes n'ont subi ni traitement thermique ni usinage particulier, en dehors d'un fraisage des extrémités qui a permis de ramener leurs longueurs initiales aux dimensions utiles afin d'assurer une perpendicularité des surfaces d'appui. Un récapitulatif des longueurs initiales, imposées par les conditions aux limites, elles-mêmes régies par les trois de types de configuration envisagés, est présenté dans le tableau suivant.

Tubes d'aluminium			
Conditions aux limites	Libre-Libre	Encastré-Libre	Encastré-Encastré
Longueur initiale, L (mm)	100	120	140

Tableau II.2 : Conditions aux limites et longueurs initiales des structures en aluminium sous sollicitations uniaxiales.

Le mode opératoire de cette campagne d'essai se résume en trois essais identiques qui sont réalisés systématiquement pour chaque configuration et un quatrième essai est rendu nécessaire par toute dispersion dépassant 5 % des résultats des deux premiers.

A noter qu'au vu de la fiabilité du dispositif expérimental et le respect scrupuleux des Consignes relatives aux conditions expérimentales inhérentes à chacune des configurations, le test de vérification n'a été que rarement réalisé.

II-2.2 Choix des matériaux utilisés

Cette investigation porte sur deux types de matériaux métalliques. Il s'agit du cuivre écroui et de l'aluminium dont les normes sont respectivement NFA51120, AFNOR A506411 et A50-451(6060). Leurs caractéristiques mécaniques sont dans l'ordre $Re = 310$ MPa, $E = 117$ GPa et $Re = 150$ MPa, $E = 70$ GPa). Ce choix est justifié par leurs excellente et intrinsèque propriétés de ductilité. Leurs compositions chimiques sont présentées dans les tableaux (II.3 et II.4); ils sont d'origine commerciale et livrés sous forme de barres de 6m de longueur.

%	Cu	P
Min.	99,90	0,013
Max.		0,050

Tableau II.3 : Composition chimique des tubes en cuivre.

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Autres	Total	Al
Min	0,3	0,1			0,35						reste
Max	0,6	0,3	0,1	0,1	0,6	0,05	0,15	0,1	0,05	0,15	

Tableau II.4 : Composition chimique des tubes en aluminium.

II-3 Machines et dispositifs expérimentaux

II-3.1 Machine de traction-compression pour le régime quasi-statique

La campagne d'essais est réalisée sur une machine de traction-compression universelle de type Instron 5582 (**figure II.6**). Cette machine possède une capacité de charge maximale de 100 kN et offre une gamme de vitesses de sollicitation allant de 0,001 à 500 mm/min.

Deux vitesses de sollicitation sont systématiquement employées 5 et 500 mm/min. L'écrasement des structures s'effectuant comme d'usage sur ce type de machine entre deux plateaux de la machine par un déplacement de haut vers le bas du plateau mobile supérieur.

L'enregistrement de la charge et du déplacement se fait simultanément pendant le déroulement des essais par l'intermédiaire de la chaîne d'acquisition qui fait le lien entre la machine et l'ordinateur dans lequel est installé un logiciel d'application modulaire, conçu spécialement pour les essais de matériaux. Grâce à celui-ci, il est possible de choisir le type d'essai, de saisir toutes les caractéristiques intrinsèques à l'éprouvette, de fixer les conditions de réalisation et de sélectionner les fichiers utiles et nécessaires pour le dépouillement des résultats de l'expérience. Par ailleurs, une console de commande fixée sur le montant droit du bâti, permet d'accéder instantanément aux fonctions d'essais les plus courantes, à savoir démarrage, arrêt, charge, réinitialisation de la longueur initiale et commandes d'approche.



Figure II.6 : Machine universelle de traction-compression utilisée pour les tests quasi-statiques.

II-3.2 La station crash-test

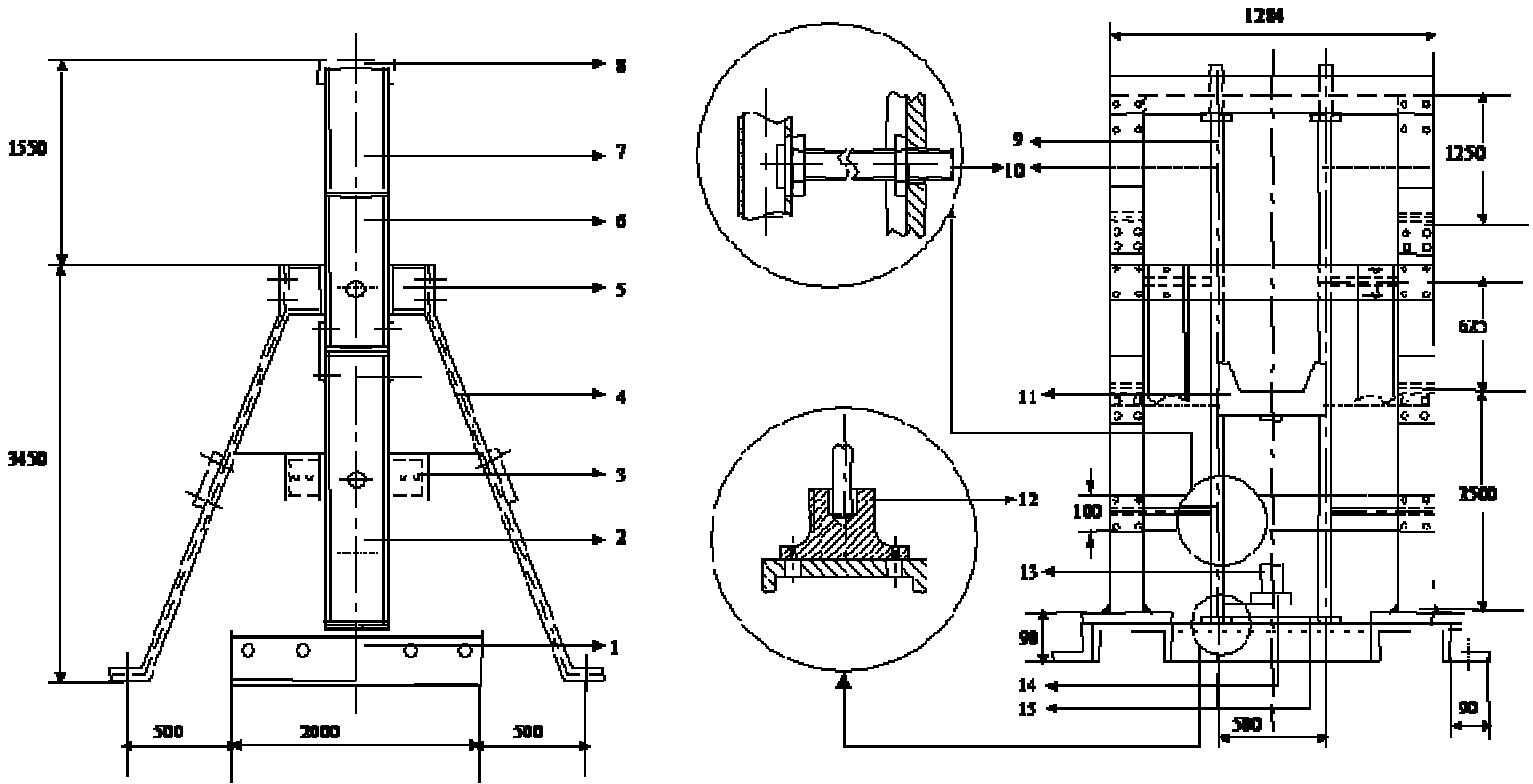
II-3.2.1 Description du crash-test

La station de crash test en version originelle est un banc d'essai dynamique conçu et réalisé par (Baleh, [2004]) au sein de l'atelier de l'IUT de Tremblay au cours de sa thèse (**figure II.7**). Ce crash test de type poids tombant permet de réaliser des essais d'impact sur toutes les structures par lâcher (en chute libre) d'une certaine masse guidée par deux colonnes cylindriques et parallèles, à partir d'une hauteur choisie en fonction de la vitesse d'impact souhaitée.

Les principales caractéristiques techniques du crash test sont:

- capacité énergétique maximale : **2,5 kJ**
- vitesse d'impact maximale : **9,5 m/s**
- charge d'écrasement maximale : **55 kg**
- hauteur de chute maximale : **5 m**
- dimensions extrêmes de la zone d'impact **2000x900 mm²**
- entraxes entrecolonnes minimal **500 mm** ; maximal **900 mm**.

Ce dispositif est constitué principalement de deux parties essentielles, une partie mécanique et une partie électronique comprenant l'instrumentation de mesure.

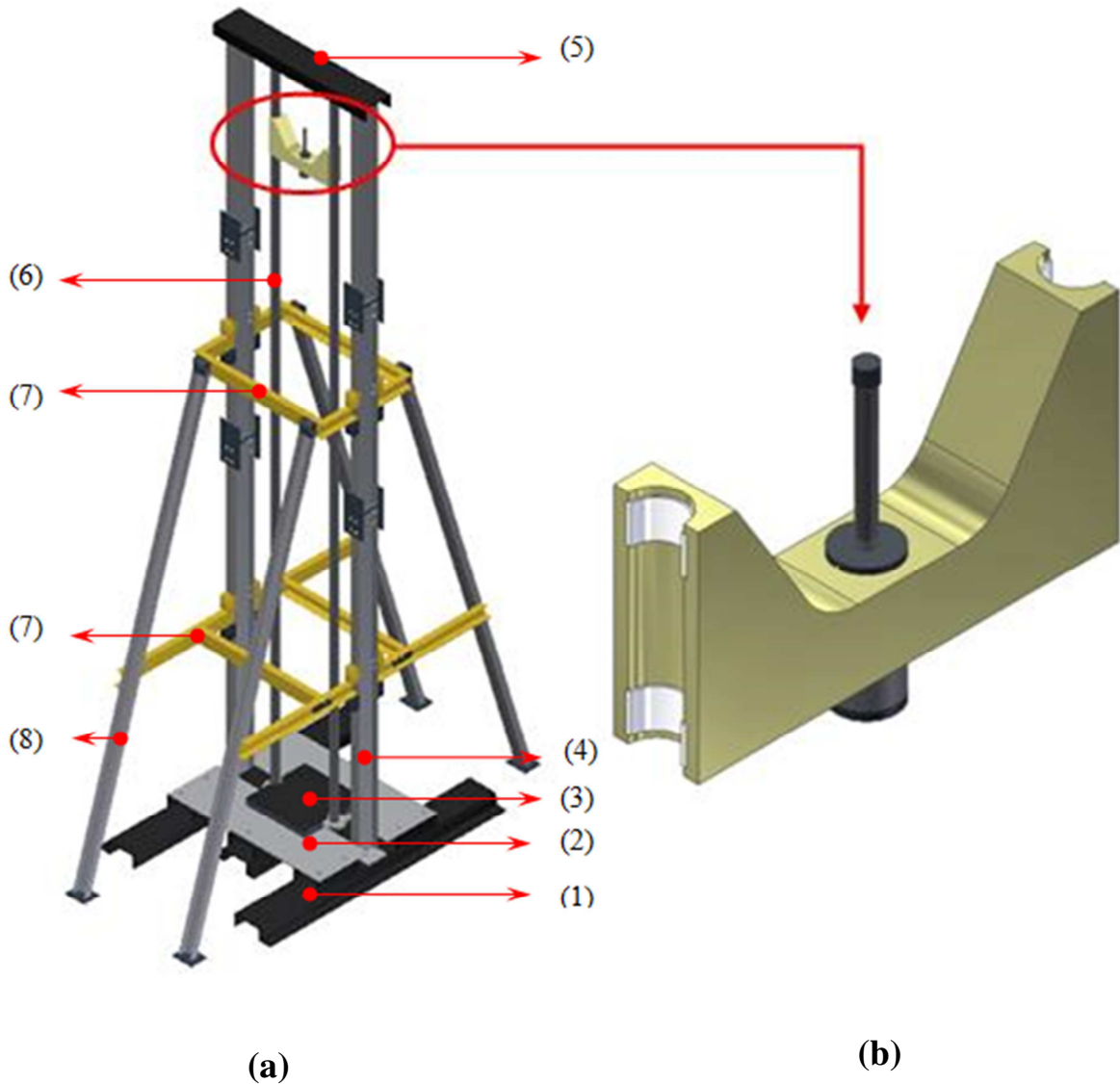


(1) Socle, (2) colonnes principales (premier module), (3) ceinture inférieure, (4) jambes en UAP, (5) ceinture supérieure, (6) colonnes principales (deuxième module), (7) colonnes principales (troisième module), (8) traverse supérieure (9) colonnes de guidage (10) tiges de réglage de l'entraxe, (11) chariot-impacteur, (12) brides, (13) éprouvette ou ACTP, (14) dispositif de la cellule de force dynamique, (15) assise en fer plat + plaque de plomb.

Figure II.7 : Vue d'ensemble en 2D de la conception du crash-test : aperçu de la partie mécanique du poids tombant (Baleh, [2004]).

A) PARTIE MECANIQUE

La partie mécanique est constituée de structures métalliques comprenant deux éléments métalliques, le socle et la composante verticale (**figure II.8.a**), et une partie mobile en polymère appelé le chariot-impacteur (**figure II.8.b**).



(a) Socle et composante verticale

(b) Chariot-impacteur

Figure II.8.a : Socle et composante verticale
 (1) Socle en H ; (2) Zone d'impact ; (3) Plaque supérieure
 (4) Colonnes principales ; (5) Traverse supérieure; (6) Colonne de guidage cylindrique ; (7) Ceintures horizontales inférieure et supérieure; (8) Colonnes inclinées.

A-1 Le socle ou assise horizontale

Le socle (1) est une partie servant de base de stabilité à toute la structure, elle est constituée de trois poutres UAP de dimensions 220x90x10 mm, disposées en H de longueurs respectivement 2x2 m et 1m. Les poutres sont reliées par des pattes en fer plats par l'intermédiaire de liaisons boulonnées. Sur chaque poutre longitudinale est soudée une cornière de 70x90x10 mm de longueur 2m sur laquelle sont usinées 8 perçages servant de scellement au sol par goujons pour servir de base à toute la structure. Sur cette base est fixée une plaque en acier en fer plat(2) de dimensions 1000x1000x10 mm servant de plancher en constituant la zone d'impact.

Une chape de plomb de dimensions 500x500x50 mm est placée sur la plaque de fer plat, tenue en sandwich entre le plancher et une autre plaque de fer plat de dimensions 500x500x4 mm. La plaque de plomb a pour rôle de dissiper l'excédent d'énergie qui est générée au delà de la course d'écrasement maximale de la structure, après chaque essai d'impact. Ceci, dans le but de protéger la dalle de sol de l'atelier où est implanté le crash test qui en l'occurrence limite d'impact à 55 kg pour des raisons de sécurité et de résistance évidentes.

La plaque supérieure en acier (3) assure le positionnement central du dispositif de la cellule de force dynamique sur laquelle est fixé l'ACTP au cours de chaque test biaxial.

A-2 L'arche ou composante verticale

La composante verticale est constituée de deux colonnes principales en IPN 220x90x10 mm (4) fixées au socle par boulons et coiffées par une traverse supérieure en UAP 220x90x10 mm (5). Elle est destinée à recevoir les colonnes de guidage cylindriques (6) du chariot impacteur dans son mouvement de chute libre.

En raison de l'importance de la hauteur du crash test et l'exiguïté de l'espace d'implantation ainsi que pour des facilités de manutention des éléments de la structure à assembler, dont le poids est considérable. La composante verticale d'une hauteur totale de 5m est subdivisée en trois modules assemblés par mécano-soudure, de hauteur respectivement de 2m et 2x 1,5m.

L'arche comporte deux ceintures horizontales (7), en poutre UAP 90x70x10 mm disposées à deux niveaux différents qui sont fixées sur le premier et le deuxième module par boulons respectivement. Ces ceintures servent à donner une certaine stabilité à l'arche et de

réduire les vibrations pendant la descente du chariot impacteur. Elles servent également d'échafaudage lors de l'assemblage des trois modules et de tous les éléments et accessoires de la structure du crash test ainsi que du système de réglage de l'entraxe du chariot. Elle est également dotée de 4 colonnes inclinées en UAP 90x70x10 mm (8) de 3,5m de longueur, fixées au sol d'un côté par goujons et de l'autre côté, aux quatre coins de la ceinture supérieure (7). Ces colonnes servent à maintenir et à consolider la position verticale de l'arche.

Deux colonnes verticales (6) de 5m de hauteur ont pour rôle de guidage en translation le chariot impacteur servant à percuter la structure à écraser. Elles sont formées de tubes cylindriques en acier galvanisés munies d'une bride circulaire à chacune de leurs extrémités. La bride inférieure est fixée au socle en H et la supérieure est solidaire de la traverse par liaisons boulonnées.

Pour faire varier l'entraxe, l'une des deux colonnes de guidage est amovible avec deux positions de l'entraxe respectivement de 500 et 900 mm.

Il est à noter que plusieurs tiges filetées positionnées horizontalement à équidistances entre elles, relient les colonnes cylindriques aux colonnes principales. Ces tiges servent de système de réglage du jeu de fonctionnement entre le chariot et les colonnes de guidage mais aussi pour la réception et le test de structures de gabarit plus large dépassant la configuration actuelle dont l'entraxe est fixé à 500 mm.

A-3 La partie active : chariot-impacteur

Le chariot-impacteur (**figure II.8.b**) est une pièce en polymère PPP, de forme en V, caractérisée par sa légèreté, sa rigidité et sa résistance aux chocs. Son rôle essentiel est de servir de véhicule à l'impacteur (1) lors de sa chute libre sur la structure à écraser. Sur ces côtés sont usinés deux demi-alésages servant à recevoir les colonnes de guidage cylindriques. Quatre pattes de guidage anti friction en téflon (5) sont ajustées aux demi-alésages, servent de paliers de guidage au chariot impacteur.

Un dispositif porte impacteur (2) est solidaire du chariot (4) en son milieu par vissage du percuteur interchangeable (1) sur la partie inférieure et à la tige filetée (8) munie de l'entretoise (10) sur sa partie supérieure. La tige filetée (8) sert d'axe de support aux masses tombantes. Le bouchon fileté (3) est destiné à contenir l'accéléromètre. Au bout de la tige filetée (8) est monté un chapeau taraudé (7) muni de plaque en acier servant de surface de contact à la ventouse électromagnétique, solidaire à la traverse supérieure de la composante

verticale et destinée à bloquer le chariot une fois arrivé en position de déclenchement pré-impact.

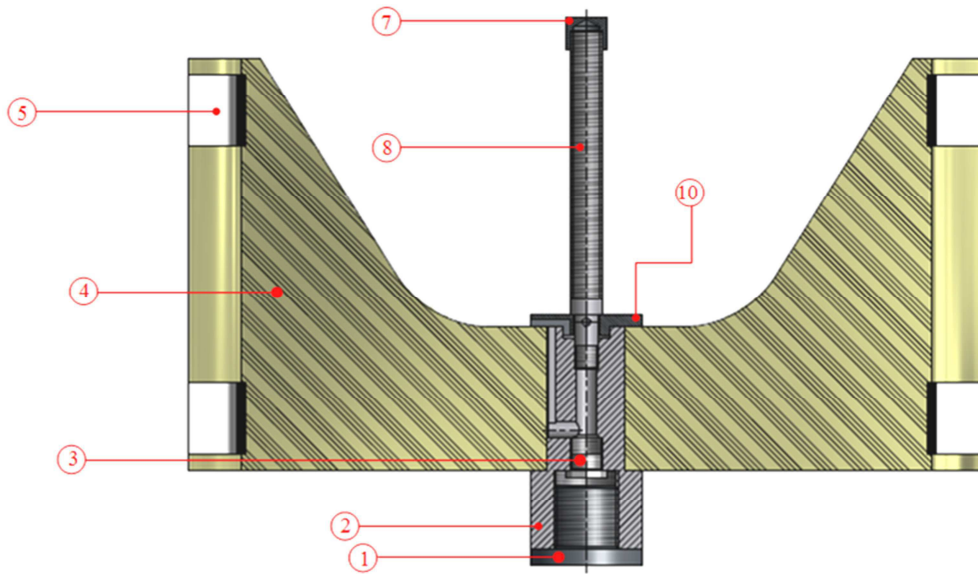


Figure II.8.b : Chariot impacteur

1-Percuteur (impacteur); 2-Porte-impacteur; 3-Accéléromètre; 4-Chariot; 5-Patte de guidage; 6-Emplacement masse impact; 7-Chapeau ;8- Tige filetée; 9- Ecou de blocage (non représenté); 10- Entretoise.

La remontée du chariot-impacteur est réalisée par un moteur électrique lequel est relié à une console de commande.

La cinématique du mouvement du moteur du chariot est assurée par un système de transmission par poulie-courroie. En effet, le système de motorisation initial (**figure II.9**) ne permettant pas de contrôler avec précision les paramètres de mobilité du chariot pendant la phase préparatoire de l'essai, notamment la vitesse de déplacement et de surcroit la position finale déterminant la hauteur de chute en fin de course du chariot.



Figure II.9 : Motorisation initiale du crash-test.

B) PARTIE ELECTRONIQUE

La partie électronique initiale (**figure II.10**) contient deux gammes d'instruments électroniques chargés de la mesure, du transfert et de l'enregistrement des différentes grandeurs physiques gouvernant le processus d'écrasement des structures à tester.

La première série comprend l'instrumentation de mesure en liaison directe avec le crash test.

B-1 Cellule de force dynamique

La cellule de force est un capteur de force à quartz, sous forme de rondelle de charge rigide et d'une capacité maximale de 20 tonnes. Elle permet la mesure des forces évoluant rapidement. Sous charge mécanique, le quartz engendre une charge électrique proportionnelle à la force. Cette charge est amenée sur une électrode par un connecteur, qui est transmise à l'atténuateur ensuite à l'amplificateur avant d'atteindre la chaîne d'acquisition.

B-2 Capteur de déplacement

Le capteur est de marque Bullier international de série M5L, monté sur un bras réglable, indépendamment du poids tombant. C'est un capteur de mesure de type sans contact, à faisceau laser, basé sur le principe dit de triangulation. La source de lumière est donc une diode laser visible (diode électroluminescence LED, longueur d'onde 675 nm, rouge). Équipé d'une sortie analogique, proportionnelle à la déviation par rapport à la distance de travail sur une plage de +/- 10V. Ce type de capteur offre les avantages suivants tels que : le temps de réponse très court, de très petit spot et enfin une très bonne précision avec les objets rayés.

B-3 Capteur optique

Le capteur optique a pour rôle de déclencher la mesure de la cellule de force instantanément, pour une synchronisation de l'acquisition en raison de courte durée de l'impact. Il est assujéti en fonction de la longueur de la structure à écraser par l'intermédiaire de deux systèmes de blocage par vis-écrou.

La deuxième gamme concerne les instruments de transfert, de stockage et d'enregistrement des données. Elle est constituée de :

B-4 Accéléromètre

L'accéléromètre choisi est de modèle 2255B-1 Isotron accelerometer d'Endevco, de type piézo-électrique, à électronique intégrée, miniature, de faible poids et solidaire d'un bouchon vissé à l'intérieur du porte-impacteur. En forme de vis de dimensions extérieures 13x7,92 mm, ce capteur est utilisé pour des champs d'application larges et des mesures de choc à haute valeur de pesanteur (g). Doté d'une sensibilité de 0,1 mV/g, il est recommandé en couplage avec un conditionneur de signal.

B-5 Chaîne d'acquisition

La chaîne d'acquisition de 2,5 MH couplée au micro-ordinateur sert pour l'acquisition le transfert de l'enregistrement des fichiers de données des résultats expérimentaux des trois

grandeurs physiques principales régissant le déroulement de chaque test : force, déplacement et accélération.

B-6 PC

Doté d'un logiciel pour le tracé des courbes charge-déplacement en déduisant les valeurs maximales et moyennes de la charge de compression avec l'intégration de l'aire sous la courbe de la charge, afin de déterminer l'énergie absorbée durant l'écrasement (**figure II.10**).



Figure II.10 : Vue d'ensemble de la partie électronique initiale.

C) ASPET SECURITAIRE : Mise aux normes sécuritaires du crash-test

Le poids tombant est installé au sein de l'atelier de mécanique sur une surface de 3x4m² (figure II.11).



Figure II.11 : Vue d'ensemble de la station de crash-test : déclenchement des tests d'impact grâce à la console de commande extérieure.

Deux risques majeurs d'accidents peuvent surgir lors du fonctionnement de cet appareil. Le premier peut être l'éjection d'un débris de la structure à étudier au moment du choc. Le deuxième est la percussion accidentelle de l'opérateur par le chariot lors de l'installation de la structure à étudier.

Afin d'éviter tout risque d'accident, trois catégories de mesure préventive sont ainsi adoptées. La première protection consiste en une isolation totale du poids tombant à l'aide d'une enceinte fermée d'une hauteur de 2 m. La partie inférieure est métallique et la partie supérieure est en Plexiglas afin de pouvoir suivre l'exécution des tests.

Pour la protection de l'opérateur, la première mesure découle de l'installation d'une trappe métallique de sécurité au niveau de la première ceinture, le mettant ainsi à l'abri lors du

positionnement de l'éprouvette. Par ailleurs, la console de commande de l'appareil est située à l'extérieur de l'enceinte et est munie d'un système de sécurité relié à la porte d'entrée, ne pouvant de ce fait s'exécuter qu'une fois cette dernière totalement fermée. Aussi, un choix judicieux du système électromagnétique de déclenchement de la descente du chariot permet de parer au risque de coupure de courant électrique. En effet, ce dernier libère le chariot lorsqu'il y a passage de courant.

La dernière mesure, d'ordre passif, est le double affichage en rouge et en gros caractère des règles à respecter lorsqu'une personne est appelée à travailler sur cet appareil. Le premier affichage se situe en face de la porte d'entrée à hauteur convenable, et le second au niveau de la première ceinture du poids tombant.

II-3.2.2 Modifications apportées au crash-test

Afin d'améliorer les performances du crash-test selon les critères de rapidité et de précision, certaines modifications ont été apportées.

II-3.2.2.1 Sur le volet mécanique

Vu que le système initial de fixation du moteur sur la structure du crash test n'est pas compatible avec les modifications adoptées à la motorisation actuelle (**figure II.12**) qui est constituée de l'ensemble motoréducteur servomoteur (1), réducteur (2) et tambour du treuil (3), un nouveau montage mécano-soudé (4) a été conçu et réalisé au sein de l'atelier de l'IUT de Tremblay.

Il est à signaler que du système initial, certains éléments indispensables à la transmission du mouvement ont été conservés, tels que le tambour du treuil (3) sur lequel s'enroule le câble de levage du chariot-impacteur. En effet la conception et la réalisation d'un palier (5) s'avère nécessaire afin d'éviter tout risque de flexion du au porte à faux imposé par la charge.

Le palier est destiné à recevoir un arbre intermédiaire qui est guidé en rotation par le biais d'un roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux cylindriques. Le choix de ce type roulement est justifié par la nature radiale des efforts transmis.

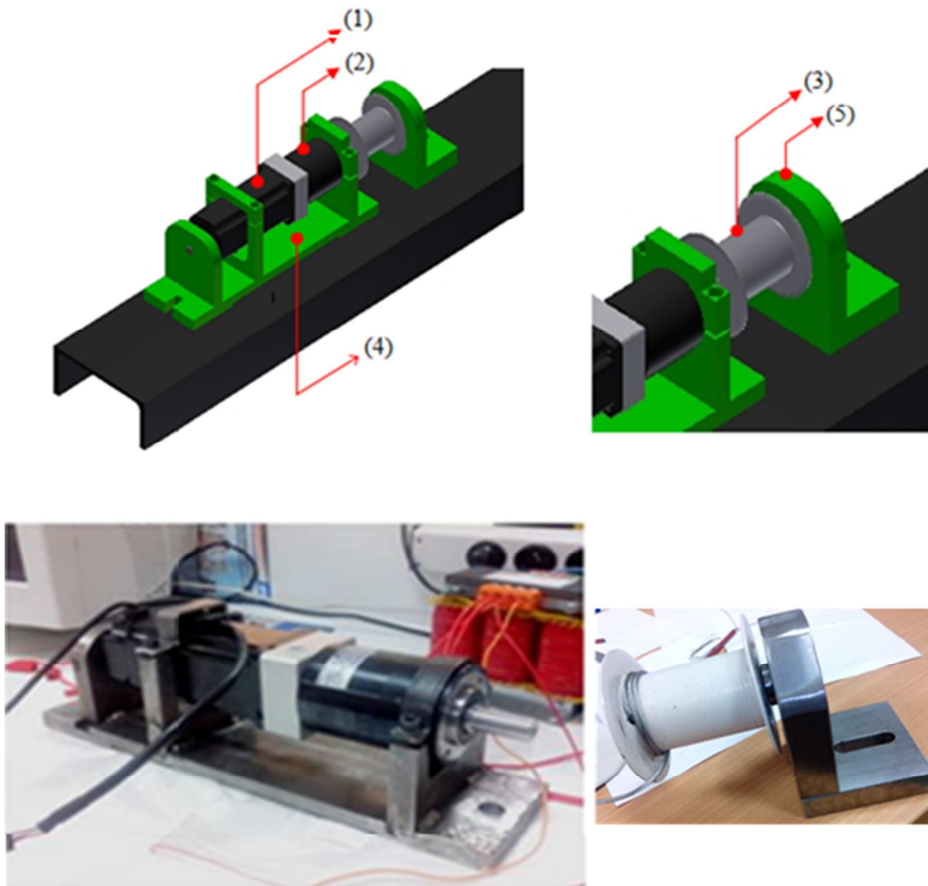


Figure II.12 : Vue d'ensemble de la motorisation actuelle.

La liaison complète entre l'axe intermédiaire du palier (6) et le tambour du treuil (3) (**figure II.13**) est réalisée par l'intermédiaire d'une colle époxyde de nature industrielle, constituée de deux composants (résine et durcisseur), elle offre la possibilité d'être très résistante à toutes sollicitations mécaniques pendant le fonctionnement. Elle possède également une très bonne tenue au vieillissement en fatigue et une bonne résistance à l'humidité et aux contrastes de températures.

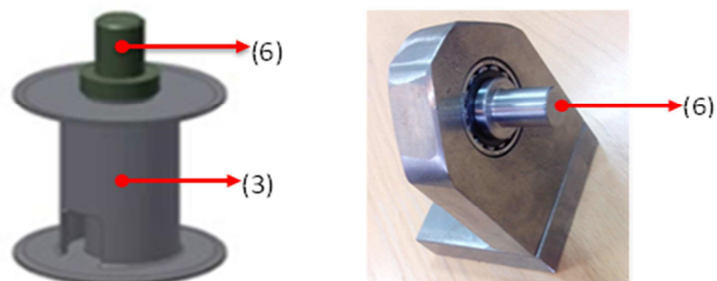


Figure II.13 : Liaison complète entre l'axe intermédiaire du palier et le tambour du treuil.

Il est à signaler que l'assemblage par collage offre de nombreux avantages tels que la répartition régulière des contraintes et l'allègement des structures.

II-3.2.2.2 Sur le volet instrumentation et mesure

a) Amélioration du contrôle du mouvement de déplacement du chariot-impacteur

Le contrôle du déplacement du chariot-impacteur est donné par les servomoteurs (1) (**figure II.12**) nécessitant ainsi des asservissements dotés de performances très élevées (mouvements précis et sans à-coups avec des réponses du moteur très brefs).

Ce choix offre l'avantage d'atteindre et de maintenir des positions prédéterminées grâce à un système d'asservissement (réglage électronique). Le servomoteur choisi est de marque 'brushless', de référence constructeur ECMA-C308-07FS (**annexe 1**), d'une puissance normale de 7,5 Kw pour une fréquence de rotation de 3000 tours par minute, et couplé à un réducteur planétaire (5) de référence MP080-2-25-15 (**annexe 2**) offrant un rapport de transmission de 2 et un rendement théorique de 94%.

Pour connaître la position angulaire du rotor, le moteur est doté d'un capteur de position angulaire servant à la mesure de la vitesse et la position de l'arbre moteur nécessaire à l'asservissement.

b) Ventouse électro- magnétique

Afin d'éviter tout risque de chute accidentelle du chariot impacteur durant l'essai, la ventouse initiale a été remplacée par une ventouse à aimant permanent de marque BMS industrie (Bridage Magnétique Système) (**Figure II.14**) qui est le représentant en France du fabricant allemand MAGNET -SCHULTZ.



Figure II.14 : *Vue de la ventouse électromagnétique en mode verrouillée.*

Avec ce type de ventouse, nous éliminons ainsi le problème de décollement intempestif de la charge en cas de chute de tension d'alimentation (L'alimentation étant permanente et se rompt lors de l'alimentation), avec une alimentation pendant 0,3 seconde pour libérer la pièce puis un repos minimum de 5 secondes.

Il est à signaler que, outre les aimants, un bobinage est incorporé qui une fois excité, permet le décollement de la charge d'écrasement par coupure de la tension, la ventouse récupérant sa force initiale une fois remise en place.

PARTIE III

***FLAMBAGE UNIAXIAL DES TUBES A SECTION
CARREE SOUS REGIMES QUASI-STATIQUE ET
DYNAMIQUE***

III.1 Introduction au flambage plastique uniaxial

En règle générale, tout système d'absorption d'énergie par déformation plastique est caractérisé par une capacité dissipatrice d'énergie cinétique dépendant de divers paramètres tels que l'intensité de la charge, le type et mode de sollicitation, la vitesse de déformation ainsi que les caractéristiques mécaniques du matériau qui le compose (Johnson et Reid, [1979]). De ce fait, chaque système possède ses propres traits et caractères de comportement, c'est la raison pour laquelle l'écoulement plastique doit être déterminé par une technique expérimentale afin de comprendre la réponse du matériau durant son écrasement en vue d'estimer sa capacité dissipatrice d'énergie.

A cet effet, plusieurs types de structures sont utilisées avec des sections et formes géométriques différentes, tels que les tubes carrés (Zhao et Abdennadher [2004] ; Zhao et al., [2006] ; Fyllingen et al. [2007]) ou circulaire Alghamdi, [2001]. Ces structures se caractérisent par une stabilité de la force moyenne d'écrasement "*Fmoy*" ainsi qu'une longueur d'écrasement importante allant de 65 à 70% de la longueur initiale, générant ainsi une intéressante absorption spécifique (par unité de masse) (Johnson et al. [1977]).

En outre, ce type de structures répond à plusieurs mécanismes de déformation plastique correspondant à divers modes d'application de la charge, principalement ceux s'opérant selon l'axe du tube et connus sous l'un des deux processus de flambage suivants: - (i) **P'inversion** (Al-Hassani et al., [1972] ; Al-Quresh et De Morraiss, [1977]; Johnson et Reid, [1978] ; - (ii) **P'écrasement latéral** ou radial des tubes (Abdul-Latif [2000]; Nesnas et Abdul-Latif [2001] ; Abdul-Latif et Nesnas [2003] et Abdul-Latif [2004]), - (iii) ou encore **P'écrasement axial** qui demeure le plus prisé et le plus intéressant sur le plan de l'efficacité dissipative énergétique (Alexandre,[1960] ; Abramowicz et Jones, [1986] ; Mamalis et al.,[1984] ; Song et al.,[2000] ; Baleh et al.,[2003] ; Abdul-Latif et al.,[2004]), etc.

Dans ce contexte, on sait désormais que le flambage plastique quasi-statique de telles structures génère deux modes de déformations, un mode axisymétrique appelé communément « concertina » (**figure I.9**) et un mode non axisymétrique dit « diamant » (**figure I.10**).

L'étude bibliographique menée à ce sujet permet de mettre l'accent sur l'importance des caractéristiques géométriques de la structure à travers ses deux paramètres principaux (η et λ) à partir desquels on peut prédire le mode de déformation au cours d'un écrasement axial. Le premier est un rapport de direction radiale, défini par $\eta=Rm/t$ (Rm : le rayon moyen du tube, t : son épaisseur) et le deuxième est un rapport longitudinal défini par $\lambda =Rm/L$ (L est la longueur initiale du tube) (Abdul-Latif et al., [2006]). Il est clairement établi pour des

structures cylindriques que le mode de déformation dépend principalement de ces paramètres géométriques η et λ et non de la nature du matériau utilisé ou de la vitesse de sollicitation. Toutefois, il est intéressant de signaler l'interdépendance de ces deux coefficients vis-à-vis de la zone de transition du mode de déformation, autrement dit du passage du MA vers MD.

Par ailleurs, il est prouvé que le paramètre λ favorise le mode axisymétrique particulièrement dans les cas regroupant des valeurs élevées de λ . En revanche λ génère plutôt un mécanisme de déformation de type diamant pour les petites valeurs. Il est à signaler que pour une certaine valeur de λ , le coefficient η représente un paramètre considérablement important à travers lequel on peut assurer le contrôle du mode de déformation d'une structure tubulaire durant son écrasement axial. Dans le cas où $\eta < 15$, le mode axisymétrique devient alors prédominant. Le mode diamant dont l'allure est non axisymétrique tend à se produire pour des valeurs de $\eta > 15$.

Cet enseignement sera donc exploité ici, dans le cadre de l'écrasement par flambage plastique axial de tube à section carrée sous régimes quasi-statique et en dynamique qui constitue le noyau central de notre étude. C'est un problème classique qui relève de la mécanique en grandes déformations. Cette partie a donc pour objectif d'étudier les paramètres géométriques qui jouent un rôle prépondérant sur le comportement des tubes métalliques à section carrée soumis à un écrasement axial quasi-statique.

III.2 Flambage plastique uniaxial de référence

III.2.1 Résultats expérimentaux sous régime quasi-statique

Tout au long de cette étude, nous désignons par les sigles MA, MD, MX et EM respectivement, le mode axisymétrique, le mode diamant, le mode mixte et le mode singulier dit eulérien. Le mode de déformation MA se caractérise par des ondulations de formes rectangulaires ou carrées, alternes-internes selon le type de configuration, qui sont les sièges de zones de plasticité localisée, appelées communément **rotules plastiques** et où s'opère l'essentiel du travail de déformation plastique du matériau.

Cependant, on peut noter que ces zones de déformation s'apparentent plutôt à des superpositions de formes rectangulaires ou carrées selon la **figure III.1**.



(a)

(b)

Figure III.1 : Illustration du processus de flambage plastique sur des tubes d'aluminium à section carrée en appui simple : a) Prémices d'un début de flambage b) Flambage axisymétrique en fin de parcours.

Le **tableau III.1** résume l'ensemble des modes de déformation et des longueurs initiales (L) obtenus pour une série de tests réalisés sous deux vitesses de sollicitations 5 et 500 mm/min en fonction du paramètre longitudinal k (c/L), où c est la longueur du côté de la section droite.

Configuration Uni-LL $\zeta=c/t=17,5$	Vitesses d'écrasement, 5 et 500mm/min				
	Longueurs initiales, mm	46	92	138	184
$K=c/L$	0,76	0,38	0,25	0,19	0,15
Ecrasement maximal, mm	32	64	96	129	-
Mode de déformation	MA	MA	MA	MA	EM

Tableau III.1: Récapitulatif des modes de déformation en fonction du paramètre géométrique $\zeta=17,5$ et différentes valeurs de $k=c/L$ pour le cas des structures carrées en aluminium.

Par ailleurs, les valeurs des charges indiquées aussi bien sur le **tableau III.2** que sur les courbes correspondent respectivement aux charges moyennes et maximales F_{moy} et F_{max} . Plusieurs photos montrant le phénomène de flambage plastique avant et pendant l'écrasement sont ainsi exhibées dans les **figures III.1 et III.3**.

Configuration		Uni-LL (Référence)		Uni-0°	
Vitesse, mm/min		5	500	5	500
$\zeta = 17,5$	F_{moy} , kN	26,2	27,0	28,4	29,4
	F_{max} , kN	59,8	57,9	56,9	56
Mode de déformation		MA	MA	MA	MA

Tableau III.2 : Mode de déformation, charges d'écrasement moyennes et maximales en fonction des conditions aux limites (Uni-LL et Uni-0°) avec deux vitesses de sollicitation 5 et 500 mm/min pour une longueur d'écrasement de 70 mm.

III.2.1.1 Mode de déformation

En vue d'éviter l'avènement du mode eulérien noté ME, mode connu notamment pour son instabilité plastique d'un côté et comme le moins intéressant du point de vue capacité de dissipation d'énergie de l'autre, cette phase vise donc à déterminer la longueur utile d'écrasement à choisir, favorisant l'apparition systématique en chargement uniaxial du mode MA ou à défaut des modes MX (mixage MA et MD), qui présentent un intérêt évident vis-à-vis de l'objectif de l'étude, qui est pour rappel l'optimisation de l'absorption d'énergie.

On peut lire à travers les résultats du tableau récapitulatif ci-dessus (**tableau III.1**), la nature du mode de déformation pour une série de tests préliminaires portant sur 5 longueurs initiales (46, 92, 138, 184 et 230 mm), pour une seule section carrée définie par ($\zeta = c/t = 17,5$ et $k = c/L$). Il est clair que le mode de déformation généré pour la section carrée choisie est celui ciblé, i.e. le MA intégralement, pour l'ensemble des longueurs utilisées (**figure III.3**), hormis la longueur 230, où le mode ME prend le dessus (**figure III.2**). Ce dernier étant bien entendu le mode à éviter exclusivement, car c'est le moins dissipatif et le moins intéressant comme précisé auparavant. Ces résultats nous permettent donc de cibler les valeurs des paramètres géométriques les plus adéquates pour la suite de l'étude.

La **figure III.3** présente un mode de déformation compact de type MA obtenu systématiquement sur une structure en aluminium à section carrée sous sollicitations

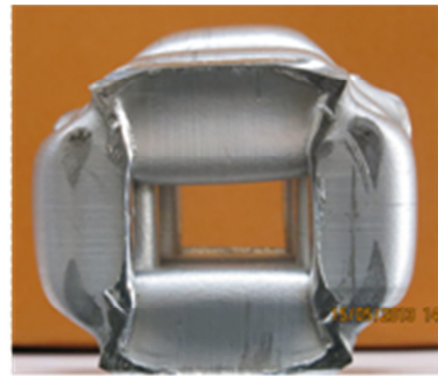
uniaxiales (Uni-LL et Uni-0°) dont les paramètres géométriques ($\zeta = c/t = 17,5$ et $k = c/L = 0,35$) qui seront donc adoptés à la suite de l'étude comme structure d'écrasement de référence.



Figure III.2 : Exemple typique de mode eulérien (ME) d'une structure carrée sous un chargement uni axial libre-libre.



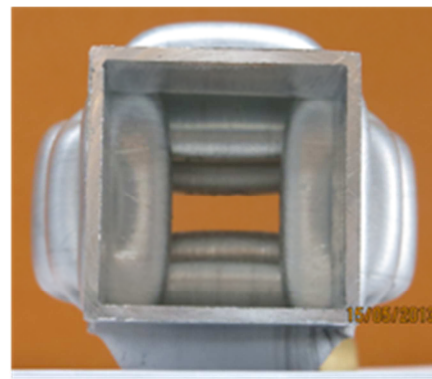
(a) Vue de face



vue de dessus.



(b) Vue de face



vue de dessus.

Figure III.3 : Aperçu du mode MA obtenu sur l'ensemble des spécimens en flambage uniaxial (a) Uni-LL et (b) Uni-0°.

III.2.1.2 Charge appliquée

Le **tableau III.2** montre l'influence des conditions aux limites sur le comportement de structures carrées pour le seul cas de flambage uniaxial en modes libre et encastré avec l'avènement d'un mode de déformation unique systématiquement. En effet, et pour les deux vitesses de sollicitation appliquées 5 et 500 mm/min, les résultats enregistrés montrent clairement que, bien que le mode de déformation révélé demeure identique sur toutes les éprouvettes, i.e. le MA pour les deux types de conditions aux limites, les charges moyennes d'écrasement affichent une nette variation en faveur du cas encastré. Ce tableau révèle ainsi, dans la mesure où le mode de déformation reste strictement inchangé, des taux d'augmentation de l'ordre de 9% pour les charges moyennes, ce qui devra forcément générer une incidence sur les dissipations d'énergie associées (Menouer et al., [2015]).

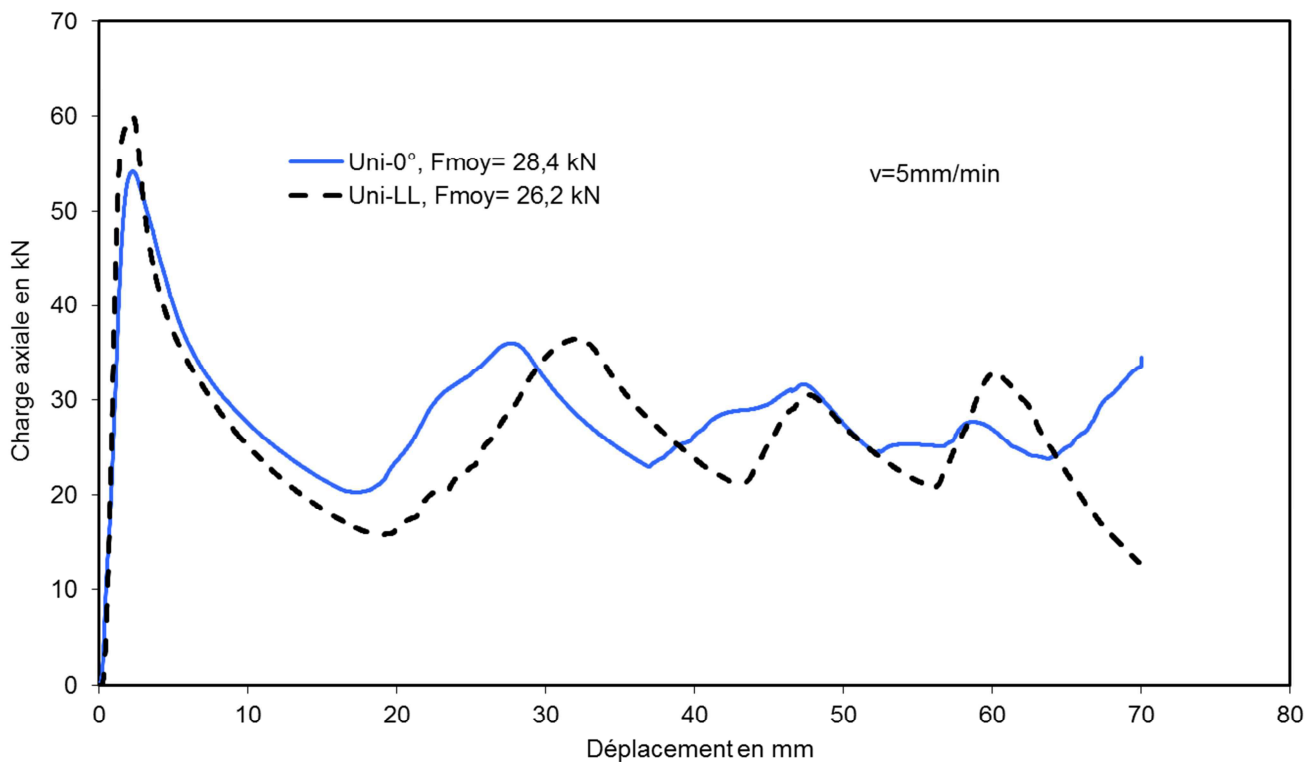


Figure III.4 : Évolution de la courbe charge axiale en fonction du déplacement pour deux Configurations : uniaxial-LL (libre-libre) et uniaxial-0° (extrémités fixées) pour des tubes en aluminium à section carrée et vitesse d'écrasement $v = 5 \text{ mm/min}$.

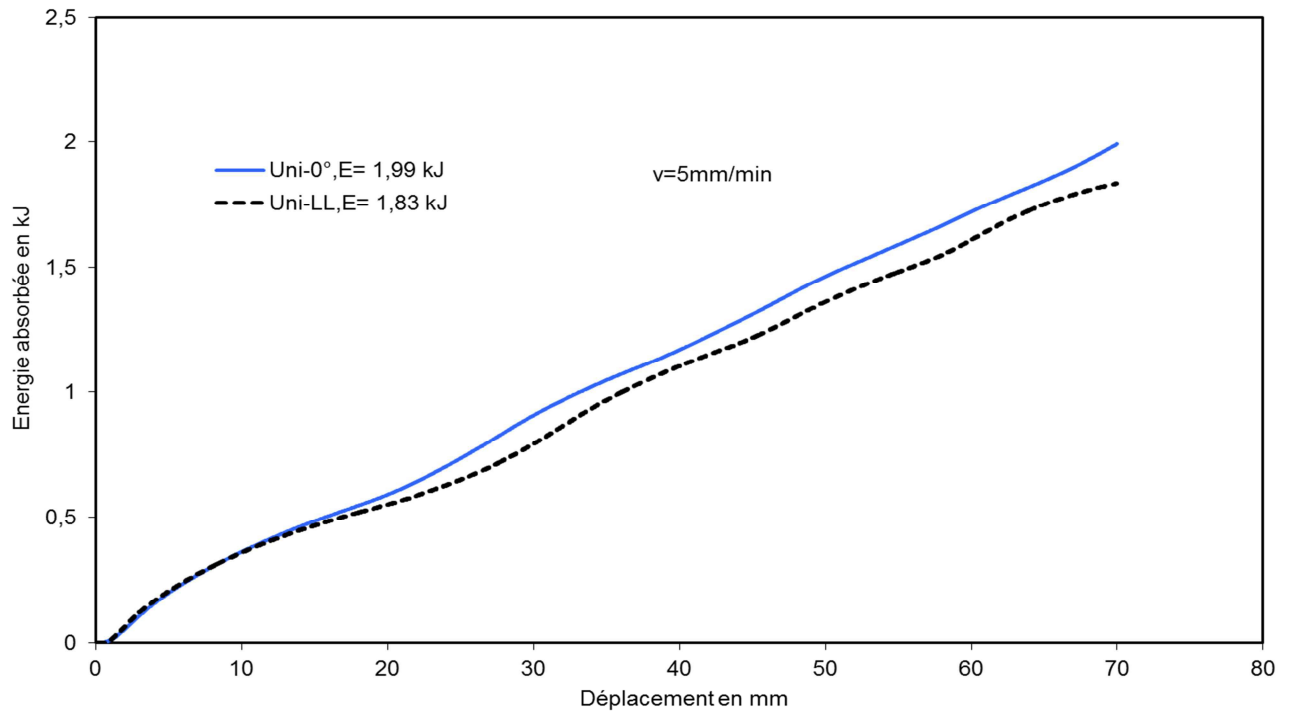


Figure III.5 : Évolution de l'énergie absorbée en fonction du déplacement pour deux configurations: uniaxial-LL (libre-libre) et uniaxial-0° (extrémités fixées) pour des tubes en aluminium à section carrée et vitesse d'écrasement de 5mm/min.

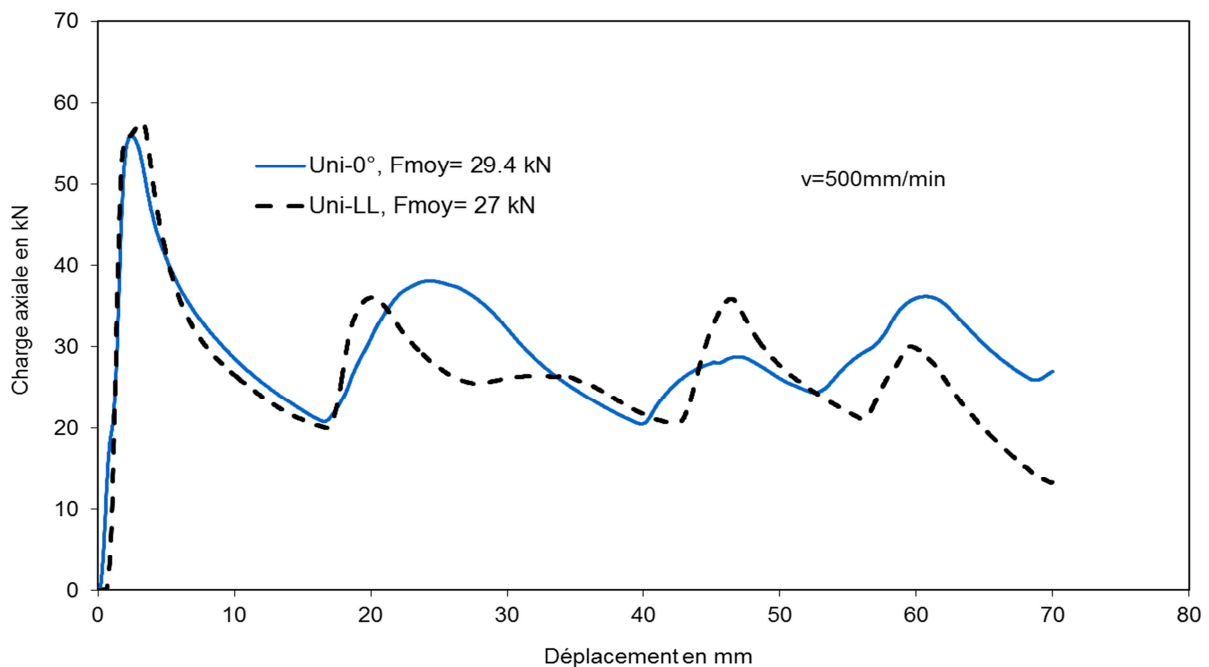


Figure III.6 : Évolution de la courbe charge axiale en fonction du déplacement pour deux configurations: uniaxial-LL (libre-libre) et uniaxial-0° (extrémités fixées) pour des tubes en aluminium à section carrée et vitesse d'écrasement $v= 500$ mm/min.

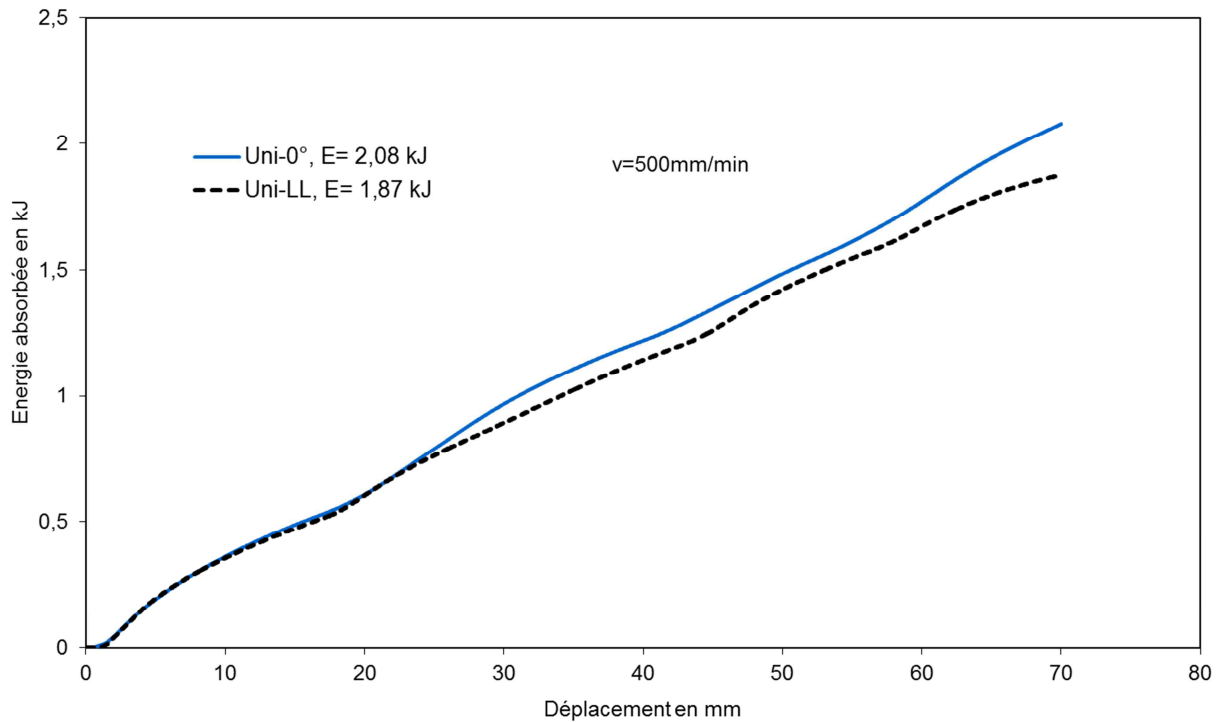


Figure III.7 : Évolution de l'énergie absorbée en fonction du déplacement pour deux configurations: uniaxial-LL (libre-libre) et uniaxial-0° (extrémités fixées) pour des tubes en aluminium à section carrée et une vitesse d'écrasement de 500mm/min.

III.2.2 Résultats expérimentaux sous régime dynamique

Cette partie de l'investigation a pour but essentiel d'étudier l'influence de la vitesse de sollicitation dynamique sur la réponse uniaxiale de différents matériaux métalliques. Par la même occasion, la construction d'une base de données expérimentales est envisagée, en vue d'une comparaison ultérieure avec des réponses biaxiales dynamiques et quasi-statiques ainsi que pour de futurs travaux de modélisation sortant du cadre de cette thèse. L'effet de ce paramètre sur le comportement de chaque matériau sera alors élucidé au travers notamment de la dépendance de la contrainte d'écoulement plastique de la vitesse d'impact, mais aussi de l'analyse du mode de déformation et du phénomène d'écrouissage qui en découlera.

Selon l'état de l'art, le flambage plastique dynamique peut être classé en deux types (Wang et Ru, [1985] et Al-Ghamdi, [2001]): (i) le flambage plastique **dynamique instantané**, pour lequel les forces d'inertie jouent un rôle important à vitesse d'impact élevée; (ii) le flambage **dynamique progressif** qui se produit de manière progressive tout au long de la déformation du tube. Celui-ci se développe plutôt relativement à de faibles vitesses d'impact pour lesquelles les effets de l'inertie sont négligeables. Ce paramètre ne sera donc pas pris en

compte ici, ce qui permet de considérer que l'énergie cinétique se convertit quasi-intégralement en travail plastique et en chaleur pour l'excédent.

D'un point de vue physique, la déformation plastique des matériaux se produit généralement à cause du mécanisme glissement cristallographique. Ainsi, durant leur déplacement, les dislocations mobiles réagissent entre elles, avec d'autres dislocations ainsi qu'avec la structure cristalline elle-même. Elles sont appelées par conséquent à franchir divers obstacles. Les mécanismes de franchissement de ces obstacles sont classés en mécanismes athermiques, thermiquement actifs et en mécanismes d'écroutissage. Dans le cas où le matériau devient sensible à la vitesse de déformation, les mécanismes d'écroutissage sont appelés mécanismes de frottement visqueux (Regazzoni, [1983]). Chaque classe de mécanismes se différencie par sa sensibilité à la température et à la vitesse de déformation. En général, pour les métaux et leurs alliages, il est connu que la contrainte augmente plus rapidement avec l'accroissement de la vitesse de déformation en régime dynamique, surtout lorsque la vitesse de déformation appliquée atteint le domaine de sensibilité du matériau. Ainsi, dès que la contrainte est suffisamment élevée (l'activation thermique n'est plus nécessaire pour le franchissement des obstacles), ces obstacles ne contrôlent alors plus la vitesse de déformation. Au cours de son déplacement, chaque dislocation dissipe de l'énergie (de différentes manières) provoquant ainsi une résistance suffisante pour contrôler la vitesse de déplacement. Ce mécanisme est dit mécanisme de frottement visqueux. Il est clair que le matériau devient plus résistant à la déformation, s'il est testé dans une gamme de vitesse dans laquelle il se comporte sensiblement à la vitesse de déformation appliquée. Dans cet ordre d'idées, nous essayons ainsi d'examiner l'influence de ce paramètre sur les réponses de la structure en aluminium à section carrée.

Dans le cadre de ce travail et à travers cette partie, plusieurs structures sont donc testées sous chargement dynamique afin d'estimer leur sensibilité à la vitesse de déformation. De plus, leurs réponses vont être comparées à celles réalisées en quasi-statique dans le cadre de recherche (Baleh et al. [2016]).

III.2.2.1 Sur la vitesse de sollicitation et le choix de l'interface quasi-statique dynamique

La *figure III.8* ci-dessous décrit l'évolution type de la vitesse de sollicitation au cours de l'écrasement en fonction du déplacement du chariot lors des tests d'impact correspondant bien évidemment à la longueur écrasée du tube. Elle est déduite par traitement des résultats de la course de flambage en fonction de la période d'échantillonnage. On peut de ce fait la subdiviser sur l'ensemble du processus d'écrasement en deux phases correspondant à deux régimes de flambage distincts (dynamique puis quasi-statique) et ce pendant toute la durée du test de crash de l'éprouvette.

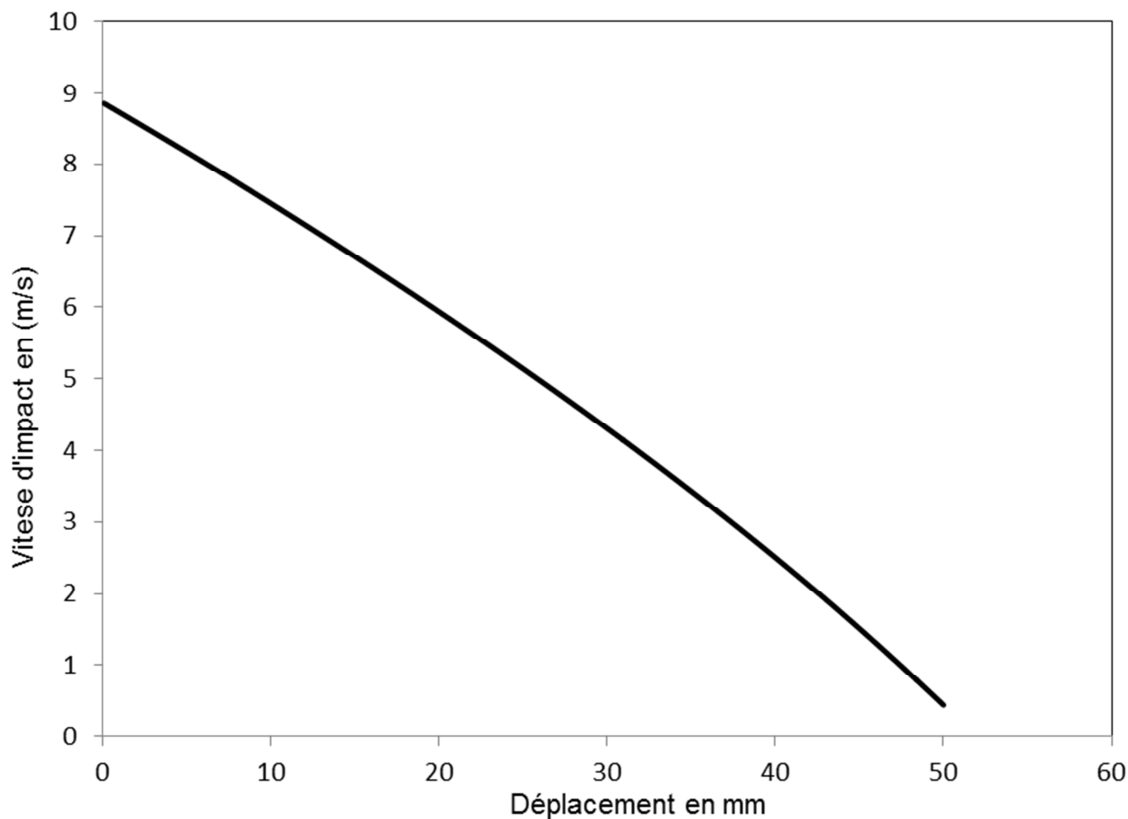


Figure III. 8 : Aperçu sur l'évolution moyenne de la vitesse d'écrasement durant l'impact.

Afin de mieux cerner le plus précisément possible l'influence de la seule vitesse de sollicitation dynamique, un choix de la course moyenne d'écrasement nous impose de fixer sa valeur limite afin de délimiter la phase correspondant au régime purement dynamique lors du crash-test. Et sur la base de l'ensemble des résultats des courbes charge-déplacement dynamiques enregistrées, celle-ci est alors estimée pour un déplacement du chariot

correspondant à une longueur d'écrasement $l=30$ mm, ce qui nous permet ainsi de déduire, d'après la courbe de la **figure III.8** ci-dessus, la vitesse limite à l'interface des régimes dynamique et quasi-statique est ainsi fixée de l'ordre de **4,5 m/s**.

III.2.2.2 Sur l'effet énergétique de la vitesse de sollicitation

Il est largement connu que le matériau devient plus résistant à la déformation, tant qu'il est testé dans une gamme de vitesse dans laquelle il se comporte sensiblement à la vitesse de déformation appliquée. Dans cet ordre d'idées, nous essayons ainsi d'examiner l'influence de ce paramètre sur les réponses de la structure en aluminium à section carrée. Dans le cadre de ce travail et à travers cette partie, les structures sont donc testées sous chargement dynamique afin d'estimer leur sensibilité à la vitesse de déformation. De plus, leurs réponses sont comparées à celles réalisées en quasi-statique.

Notons que toutes les éprouvettes employées sont géométriquement identiques, issues d'un même lot de matériau en aluminium, soumises à une seule vitesse de sollicitation dynamique de l'ordre de 9 m/s.

Les résultats obtenus sont regroupés dans les **figures III.9 et III.10** montrant une comparaison des évolutions de la charge d'écrasement et de l'énergie associée pour une course de flambage de l'ordre de 30 mm. Les courbes affichent une faible amélioration de la charge moyenne en faveur du régime dynamique par rapport à la plus petite des deux vitesses quasi-statiques i.e. 5 mm/min avec un accroissement de 0,7 kN de la charge moyenne et des valeurs quasi-similaires par rapport à la vitesse de 500 mm/min.

En revanche, le pic de première plasticité est nettement plus important en régime dynamique avec des augmentations de plus de 10 kN. Ceci n'a malheureusement pas d'effet significatif sur les courbes de dissipation d'énergie qui présentent comme on peut le constater des évolutions assez semblables.

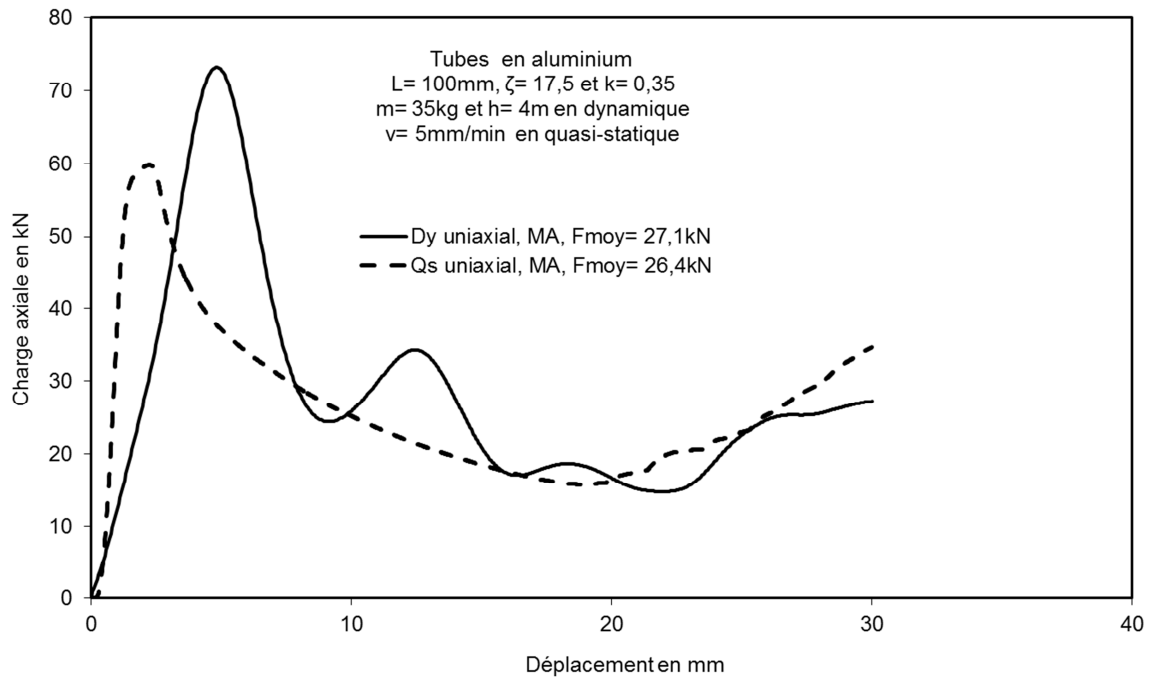


Figure III.9 : Comparaison des évolutions des courbes charge-déplacement lors des écrasements uniaxiaux de tubes en aluminium à section carrée en régimes dynamique et quasi-statique à une vitesse de 5mm/min.

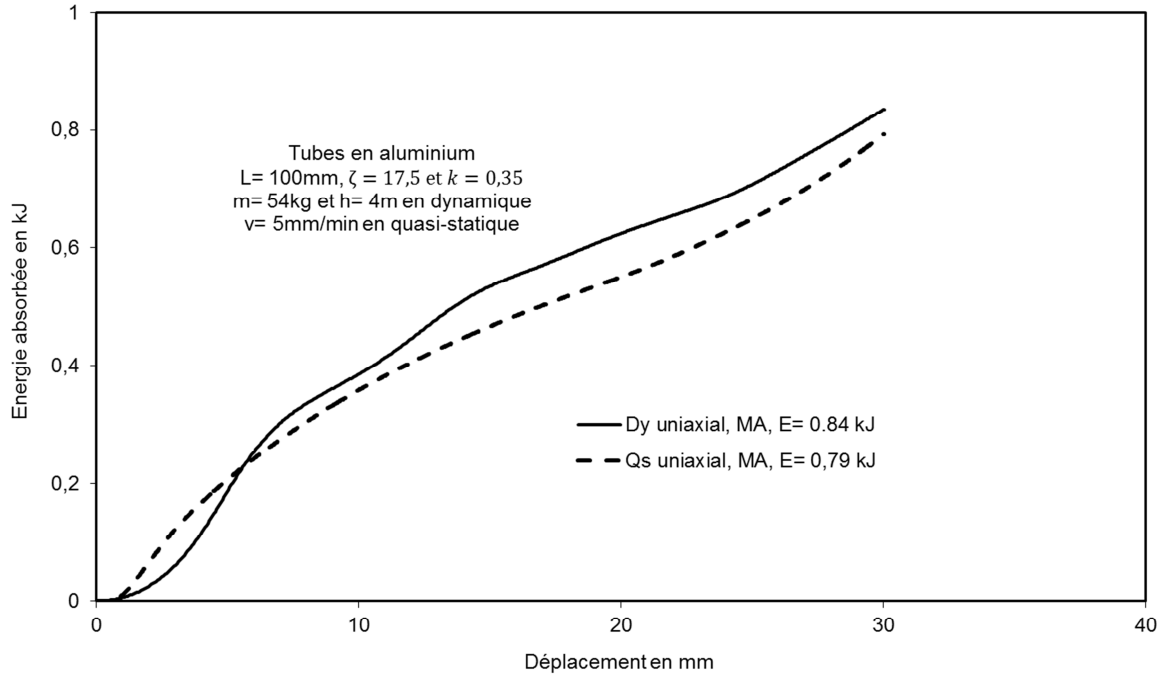


Figure III.10 : Comparaison des courbes de consommation d'énergie en fonction du déplacement lors d'écrasements uniaxiaux de tubes en aluminium en régimes dynamique et quasi-statique pour des vitesses respectives de 9m/s et 5mm/min.

III.2.3 Conclusions

Comme attendu, l'approche classique utilisée ici dans le cadre de cette première partie de ce sujet de recherche, qui a porté principalement sur l'écrasement uniaxial de structures tubulaires à section carrée, a permis de confirmer des résultats largement connus à travers l'état de l'art relatif à ce domaine de recherche. En effet, au terme de cette phase de notre investigation, comme premier résultat nous pouvons d'ores et déjà dire que nous avons mis en évidence l'influence significative des paramètres géométriques (ξ et κ) sur aussi bien le mode de déformation que pour la charge moyenne appliquée, et par voie de conséquence sur l'énergie absorbée selon les deux régimes de sollicitation quasi-statique et dynamique.

Ainsi, il est clair que l'on peut aisément considérer que le facteur vitesse de sollicitation n'a pratiquement aucune influence sur la gamme de vitesses choisie (5 à 500 mm/min) utilisée en régime quasi-statique, qui n'a donc pratiquement aucune influence sur les caractéristiques ciblées telles que le mode de déformation et l'énergie dissipée. En revanche, la sensibilité de ces dernières vis-à-vis de la géométrie de l'éprouvette est clairement confirmée, comme pour les structures cylindriques. Aussi, le paramètre $k = c/L$, a manifestement prouvé sa pertinence sur la nature de l'écoulement plastique développé par ce type de structure, et donc sur le mode de déformation généré. Un choix judicieux de sa valeur nous permettra sans aucun doute de prédire l'un des deux modes de déformation les plus intéressants à savoir l'axisymétrique préférentiellement ou à défaut le mode diamant. De ce fait, on peut d'ores et déjà prétendre pouvoir contrôler expérimentalement l'écoulement plastique par le biais de ces paramètres géométriques.

Ainsi, dans le cas de la section carrée choisie, caractérisée par $\zeta = c/t = 17,5$ et en vue d'éviter l'avènement du mode eulérien noté ME, mode le moins intéressant du point de vue capacité de dissipation d'énergie, cette phase nous permet donc de déterminer la longueur utile d'écrasement favorisant l'apparition systématique en chargement uniaxial du mode MA ou même les modes MX ou MD, qui demeurent pour d'un meilleur intérêt vis-à-vis de l'objectif principal assigné à cette étude, qui est pour rappel l'optimisation de l'absorption d'énergie.

Enfin, le changement de régime de l'écrasement uniaxial dynamique des systèmes tubulaires à section carrée en aluminium n'a pas prouvé l'effet de la vitesse de sollicitation

par rapport au régime quasi-statique. Parmi les points essentiels relevés dans cette phase de l'étude, nous pouvons citer essentiellement :

- ✓ variation de la vitesse de sollicitation durant l'impact et forte influence sur le comportement du point de vue des charges appliquées maximales, celles-ci sont plus importantes en dynamique,
- ✓ similitude des modes de déformation et de l'allure des courbes entre dynamique et quasi-statique.
- ✓ similitude de comportement du point de vue des charges moyennes appliquées, en conséquence, les tubes présentent des consommations d'énergie très proches quel que soient le régime et la configuration utilisés.

On peut donc aisément conclure que, hormis pour la charge maximale qui déclenche l'écoulement plastique, le matériau ne présente pas de sensibilité particulière sur la gamme des vitesses de sollicitation utilisées, y compris pour le régime dynamique.

Enfin, l'étude a mis en évidence également l'influence des conditions initiales sur la capacité d'absorption des tubes pour le régime quasi-statique. Ainsi, l'encastrement des extrémités (configuration Uni-0°) affiche une meilleure dissipation par rapport à la configuration de référence LL, ce qui devrait se reproduire en mode biaxial qui sera examiné dans la partie IV.

PARTIE IV

***FLAMBAGE BIAXIAL EN QUASI-STATIQUE SOUS
DIFFERENTS DEGRES DE COMPLEXITE GENERANT
DES DEFORMATIONS TRIAXIALES***

IV-1 Préambule

Nous abordons à travers cette partie un autre volet de l'étude de l'optimisation de la capacité dissipatrice d'énergie cinétique des structures tubulaires à parois minces à sections cylindrique et carrée, toutefois, en abandonnant cette fois-ci le cadre des sollicitations uniaxiales. En effet, comme révélé par de l'état de l'art, la riche et non-exhaustive panoplie de solutions uniaxiales adoptées jusque-là, nous permet de comprendre d'ores et déjà que l'effet des paramètres géométriques sur l'écoulement plastique a été traité de manière assez complète et approfondie. Il s'en est suivi l'effet sur le mode de déformation et les résultats ont donc montré un gain énergétique relativement non négligeable via un degré d'optimisation moyen pouvant atteindre 15 % d'un mode à l'autre, entre MD et MA par exemple. En vue de maximiser davantage ce gain, l'idée développée suggère alors, outre les paramètres usuels, de tenter de susciter un changement de comportement intrinsèque du matériau composant le tube, par le biais de la complexification du trajet de chargement.

En réalité, par changement de comportement, on cible surtout la provocation des phénomènes physiques locaux, propres aux matériaux métalliques notamment ceux à structure CFC, qui sont sources de phénomène de surécrouissage. On tente ainsi, de généraliser cet effet, en jouant sur la complexité du trajet de chargement, comme il a été déjà largement prouvé dans le cas des chargements cycliques. Ceci aurait comme conséquence, à l'échelle locale, par exemple, la multiplication des systèmes de glissement activés qui augmente ainsi l'écrouissage pour plusieurs matériaux métalliques types de CFC (Drusin et al., [2008]). Ceci induit durcissement du matériau et par conséquent à un accroissement de sa résistance à la déformation, et qui de surcroît va nécessiter plus d'énergie utile pour actionner le mécanisme de déformation plastique qui nous intéresse.

La solution exploitée dans cette étude est basée sur un chargement biaxial combiné integral qui consiste à appliquer une sollicitation de flambage de type composée (i.e., compression et torsion conjuguées) par le biais du dispositif mécanique intitulé ACTP (Absorption -Compression Torsion -Plastique), décrit dans le chapitre II de cette étude et mis au point et adopté initialement pour des structures à section cylindrique.

IV-2 Description de la méthode expérimentale utilisée

Avant d'aborder cette partie, il nous paraît utile et nécessaire d'explicitier d'emblai l'ensemble des symboles et autres abréviations utilisés et ce pour une meilleure compréhension des résultats et des commentaires inhérents à ce chapitre et au chapitre suivant.

Définitions et rappel des principaux éléments de notation

ACTP	Absorption par Compression-Torsion -Plastique
$\eta = R_m/t$	Paramètre géométrique radial
$\lambda = R_m/L$	Paramètre géométrique longitudinal
R_m	Rayon moyen du tube à section circulaire
L	Longueur initiale du tube
t	Épaisseur de la paroi du tube
d	Diamètre interne du tube en cuivre à section circulaire
c	Coté de la section carrée du tube en aluminium
$\zeta = c/t$	Rapport transversal du tube à section carrée
$k = c/L$	Rapport longitudinal du tube à section carrée
MD	Mode Diamond
MA	Mode Axisymétrique
MX	Mode mixte
MXA	Mode mixte à prédominance axisymétrique
MXD	Mode mixte à prédominance diamond
MAT	Mode axisymétrique torsadé.
Dy	Chargement dynamique
Qs	Chargement quasi-statique
F_{moy}	Charge d'écrasement moyenne
F_{max}	Pic de la charge d'écrasement

IV-2.1 Frottement en mode biaxial

L'évaluation du coefficient de l'inévitable frottement au sein de l'ACTP lors du processus d'écrasement s'avère difficile. Néanmoins, une méthodologie expérimentale est mise au point et utilisée pour estimer son influence sur l'énergie globale dissipée (Menouer et al., [2014]).

A cet effet, la méthodologie expérimentale suivante est adoptée pour déterminer l'influence de la complexité du chargement sur le double frottement de roulement imposé par la conception du dispositif au travers des galets de guidage essentiellement.



Figure IV.1 : *Aperçu de la méthode expérimentale d'évaluation du frottement : spécimen écrasé sans frottement.*



Figure IV.2 : *Aperçu de la méthode expérimentale d'évaluation du frottement : spécimen écrasé en présence du frottement.*

Ainsi, plusieurs tests uniaxiaux sont réalisés sur des tubes en aluminium à section carrée sous six différentes configurations. Le premier cas porte sur trois tests d'écrasement uniaxiaux en extrémités libres. La courbe moyenne charge-déplacement des trois tests est

utilisée pour déduire les valeurs moyennes de la charge d'écrasement et l'énergie absorbée. Tous les autres tests sont exécutés via l'ACTP pour les cinq angles d'inclinaison choisis, en présence du croisillon mais sans encastrement avec des extrémités fixées du tube. Ceci génère un écrasement uniaxial classique (**figure IV.1**). En outre, dans le but de limiter le frottement dans la zone de contact quasi-punctuelle entre le croisillon et la surface des extrémités du spécimen, un graissage adéquat est systématiquement utilisé. De ce fait, l'effet du double frottement induit par les surfaces de contact galets/hélicoïdes et galets/axes et sa dépendance vis-à-vis de la complexité du chargement est clairement établi comme décrit dans le paragraphe suivant.

IV-2.2 Évaluation du frottement en fonction de la complexité du chargement

Le **tableau IV.1** ci-dessous résume les valeurs des variations des charges et des énergies dues au frottement, ainsi que les modes de déformation enregistrés sur les tubes carrés en aluminium écrasés sous chargements: uniaxial à extrémités libres et biaxial sans fixer les extrémités des tubes pour les configurations (Bi-30°, Bi-37°, Bi-45°, Bi-53° et Bi-60°).

V=5 (mm/min)	Uniaxial à extrémités libres	Biaxial sans encastrement				
		Bi-30°	Bi-37°	Bi-45°	Bi-53°	Bi-60°
F _{moy} (kN)	26.6	27.7	28.5	28.8	29.07	29.7
Frottement, ΔF_{moy} (%)	-	4.1	7.1	8.4	9.28	11.6
Energie (kJ)	1.33	1.38	1.42	1.43	1.45	1.48
ΔE (%), frottement	-	3.7	6.7	7.5	9	11.27
Mode de déformation	MA	MA	MA	MA	MA	MA

Tableau IV.1 : *Résumé des principaux résultats enregistrés lors de la série de tests d'évaluation du frottement pour les différentes configurations uniaxial à extrémités libres et biaxial sans fixer les extrémités des tubes pour les angles d'inclinaison de 30°, 37°, 45°, 53°, et 60°.*

Les courbes des **figures (IV.3, IV.4 et IV.5)** ci-dessous permettent d'analyser de manière correcte l'apport du frottement de roulement sur la dissipation d'énergie globale, induit indirectement par la liaison hélicoïdale comme spécifié précédemment, lors du double

contact des galets de guidage avec leurs axes respectifs d'un côté et les hélicoïdes de l'autre, suite aux mouvements conjugués de descente et rotation du croisillon de l'ACTP. En effet, pour une course d'écrasement de 50 mm, on note un écart entre les deux configurations avec ou sans frottement de roulement.

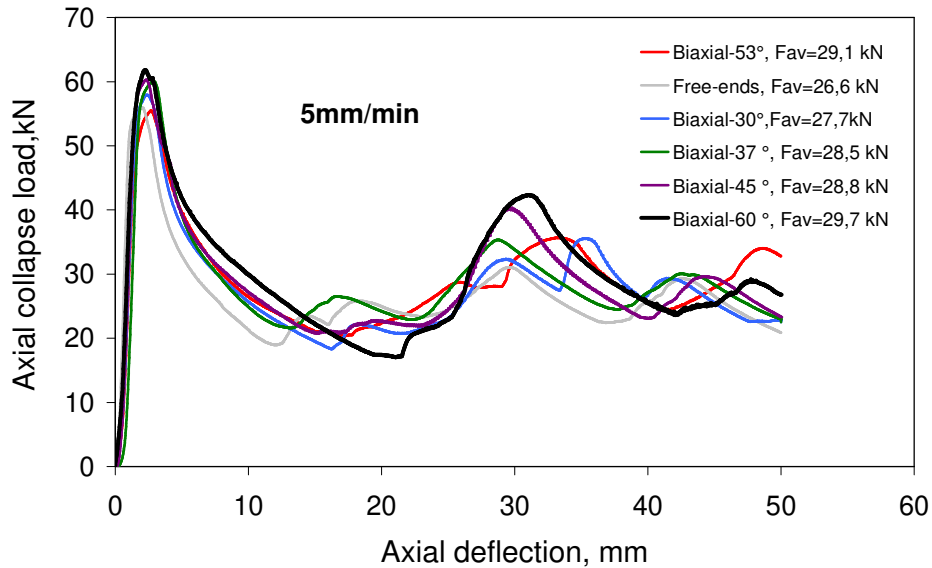


Figure IV.3 : Evolutions des courbes charge en fonction du déplacement attribuée à l'influence du frottement pour les configurations : uniaxiales à extrémités libres et biaxiales sans fixer les extrémités des tubes avec les angles d'inclinaisons de 30°, 37°, 45°, 53° et 60°.

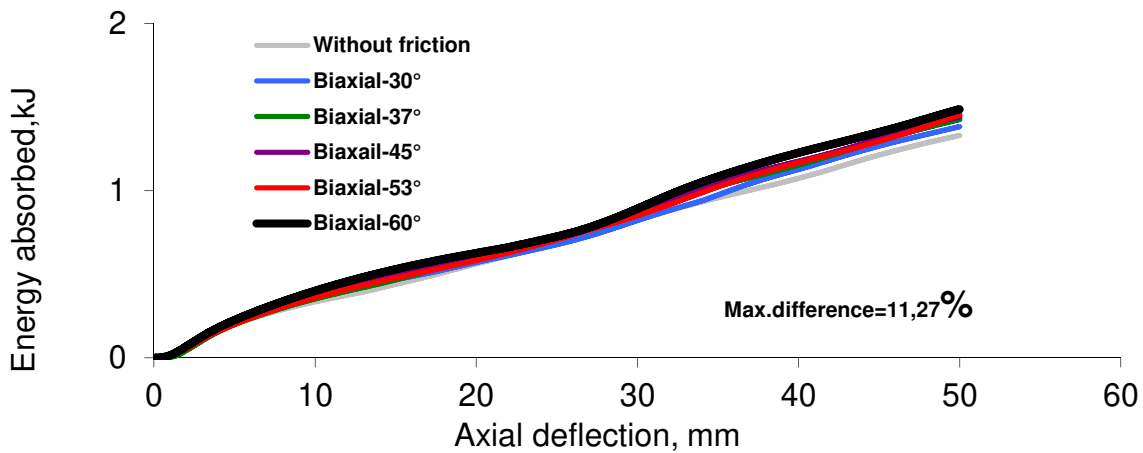


Figure IV.4 : Evolutions des courbes de consommation d'énergie en fonction du déplacement attribuée à l'influence du frottement pour les configurations : uniaxiales à extrémités libres et biaxiales sans fixer les extrémités des tubes avec les angles d'inclinaison de 30°, 37°, 45°, 53° et 60°.

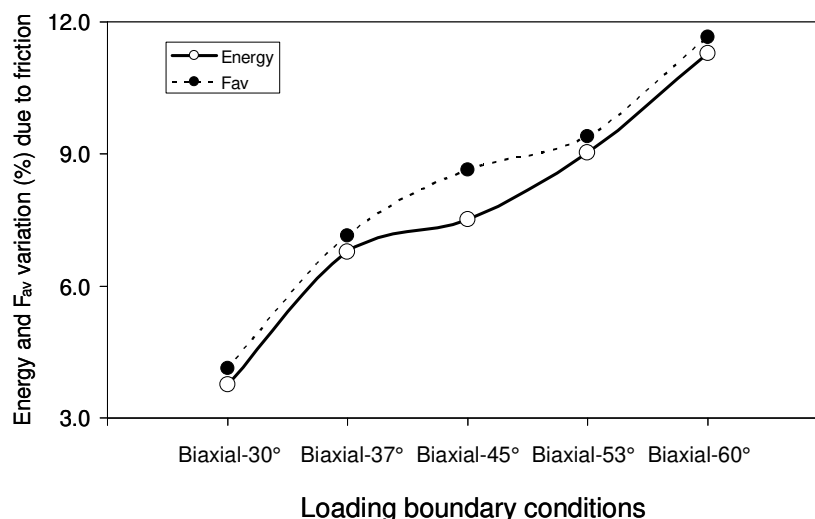


Figure IV.5 : Variation des énergies et forces moyennes dues aux frottements en fonction des configurations.

La charge moyenne de flambage et l'énergie absorbée varient de 4% en biaxial-30° à 11% pour un biaxial-60°, suivant une évolution non-linéaire comme le montre si bien la **figure IV.5** dépendant principalement du niveau de complexité.

IV-2.3 Conclusion

La contribution du phénomène du frottement à l'augmentation de l'énergie absorbée pour l'ensemble des configurations biaxiales étudiées demeure donc borné entre deux valeurs oscillant entre 4% et à moins de 11 %, proportionnellement au degré de complexité du chargement. A travers ce constat, l'effet du frottement pour le biaxial-45° est estimé à 7%, résultat par ailleurs en juste concordance avec celui de 6% déjà enregistré dans une précédente étude sur la même thématique et mesuré par une démarche différente de celle utilisée dans cette étude (Baleh et Abdul-Latif, [2007]).

IV-3 Flambage biaxial des structures en cuivre à section cylindrique en régime quasi-statique

IV-3.1 Introduction

A Travers cette partie de l'étude, nous traitons expérimentalement via la nouvelle méthodologie expérimentale développée au sein de notre laboratoire, l'optimisation de la capacité dissipatrice d'énergie des structures tubulaires cylindriques en cuivre, cependant, en abandonnant le volet classique des sollicitations uniaxiales. Pour cela, on fait appel de nouveau au dispositif mécanique intitulé ACTP. L'application simultanée de la compression

axiale provenant directement du chargement extérieur imposé et celle de torsion induite par la cinématique du dispositif ACTP suscite une résistance supplémentaire à la déformation plastique au sein du matériau (phénomène de surécrouissage) et en conséquence une meilleure absorption d'énergie. En effet, l'analyse microstructurale des premières structures en cuivre et aluminium écrasées en Bi-45°, réalisée dans le cadre d'une étude ultérieure sur les mêmes spécimens (Drusina et al.[2008]) dans le cadre de la même thématique, a montré clairement que les mécanismes physiques de déformation plastiques générés, s'avèrent très différents que l'on ait affaire à une configuration uniaxiale ou biaxiale et ce pour les deux matériaux utilisés aluminium et cuivre. Il a été ainsi prouvé au travers des images microscopiques récoltées, notamment en TEM (voir **figure IV.6**), une microstructure principalement cellulaire avec une densité très élevée de dislocations enchevêtrées. La multiplication de ces dislocations, justifiant leur haute densité dans les zones plastifiées, explique en grande partie l'augmentation de plus de 150 % dans le cas de l'écrasement des tubes en aluminium en régime dynamique pour la configuration la plus complexifiée du moment i.e. biaxial-45°. Par ailleurs, l'étude met en évidence aussi l'avènement de bandes de déformation, de maclages et de bandes glissement en flambage biaxial dynamique des structures en cuivre est clairement mis en évidence. Ces deux matériaux métalliques connus pour avoir en commun la même microstructure CFC et qui corrobore bien la théorie quant à l'effet du trajet du chargement cyclique sur ce type de polycristallins.

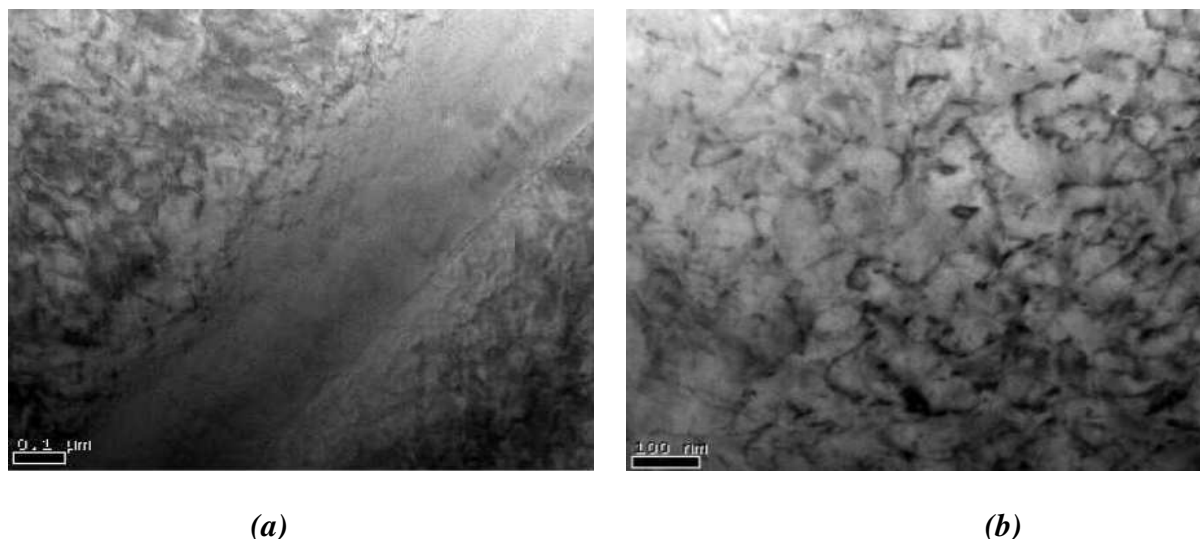


Figure IV.6 : Images en TEM des structures en aluminium écrasées en biaxial-45° (rotules plastiques) mettant en évidence : (a) bandes de déformation, (b) une structure cellulaire (Drusin et al., [2008]).

Par ailleurs, par comparaison avec la compression uniaxiale d'un tube cylindrique à paroi mince et à partir d'une même course d'écrasement de référence, le dispositif ACTP

(**Figure II.1**) permet d'obtenir un accroissement non négligeable de l'absorption d'énergie sous les deux régimes dynamique et quasi-statique (Abdul-Latif et Baleh, [2007,2008]).

Pour rappel, le dispositif mécanique original, intitulé ACTP, sous l'action de toute charge d'écrasement uniaxial, confère automatiquement une configuration biaxiale combinée de compression-torsion. Ainsi, par comparaison par rapport à un écrasement axial simple, en partant d'une même course d'écrasement de référence d'un tube, cette sollicitation combinée devrait provoquer au sein du matériau une **résistance supplémentaire** à la déformation plastique en raison de l'imposition d'une torsion (générée par l'ACTP), en parallèle avec la compression (provoquée naturellement par le chargement extérieur), suscitant ainsi un changement de comportement au sein du matériau, lui conférant ainsi une meilleure capacité d'absorption d'énergie.

IV-3.2 Démarche expérimentale adoptée pour les structures cylindriques en cuivre

Cette première phase de l'étude triaxiale porte donc sur des structures tubaires en cuivre de section circulaire dont les caractéristiques géométriques sont résumées dans le **tableau II.1**. Pour continuer la même démarche qu'avec les autres corps ACTP (**figure II.1**), on administre deux nouvelles valeurs de la composante de torsion, plus élevées que ses précédentes afin de voir si l'ordre de progression se répète, autrement s'il y a une continuité de la proportionnalité entre complexité de chargement et résistance (surécrouissage) du matériau ou au contraire, déceler un pic de variation de la charge moyenne appliquée, synonyme d'une configuration optimale vis-à-vis de la sensibilité du matériau par rapport au trajet de chargement.

Finalement, outre la configuration uniaxiale habituelle de référence, plusieurs configurations de type biaxiales sont employées, dont deux configurations originales, jamais abordées jusque-là. Il s'agit des biaxial-53° et biaxial-60°, qui permettent d'atteindre les cas de sollicitation biaxiale sous amplitude de torsion extrême. Ce sont donc au total, en comptant les résultats des configurations habituelles à 30°, 37° et 45° utilisées dans les travaux antérieurs (Baleh et Abdul-Latif, [2007]), sept configurations qui sont abordées. Elles sont classées par anticipation en deux catégories intitulées (**mode biaxial modéré** et **mode biaxial sévère**) et réalisées donc en deux phases d'étude distinctes dont la première phase regroupe les cas Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°.

Quant à la seconde phase, elle porte sur le biaxial sévère et comprend les configurations de torsion extrême : Bi-53° et Bi-60°, qui n'est jamais étudiée auparavant. Sur le plan expérimental, l'écrasement des spécimens a lieu bien sûr, dans les mêmes conditions expérimentales pour l'ensemble des configurations, comme le montre bien la **figure IV.7** avec le concours de la machine de traction compression INSTRON 5582 et selon les deux vitesses de sollicitation choisies 5 et 500 mm/min, imposées au plateau mobile supérieur la programmation de chaque configuration via l'interface de la machine.



Figure IV.7 : Aperçu d'un test sur un échantillon en cours de flambage pour une configuration complexe sévère Bi-53°.



Figure IV.8 : Aperçu d'échantillons en fin d'écrasement pour deux configurations de flambage : biaxiale et uniaxiale de référence dite Uni L-L.

Les **figures IV.8** montrent des exemples d'échantillons obtenus au cours de cette série d'essais avec respectivement pour les configurations biaxial-30°, biaxial-37,5°, biaxial-45° biaxial-53° et biaxial-60° et en sollicitation uniaxiale de référence i.e. la configuration à extrémités libres.

IV-3.3 Résultats expérimentaux obtenus en mode biaxial

Comme c'est d'usage dans ce type d'étude expérimentale, l'enregistrement des grandeurs physiques décrivant le comportement du matériau en flambage pastique quasi-statique, se résume essentiellement à l'évolution de la charge appliquée en fonction de la course d'écrasement qui, après traitement, permettra par intégration numérique de déduire la courbe de dissipation d'énergie associée à chaque test.

Ainsi, les cinq configurations d'écrasements offrent une intéressante comparaison entre les comportements des tubes en cuivre durant leur écrasement en biaxial et uniaxial en appui-simple, pour deux vitesses de sollicitation de 5 et 500 mm/min. En effet, le **tableau IV.2** offrant une synthèse des principaux résultats obtenus pour l'ensemble de configurations utilisées montre le comportement réel de structure en cuivre choisie ($\eta=15,5$ & 0.12) et l'effet du type de chargement sur les principales grandeurs régissant le comportement. Sont ciblées bien sûr, les charges appliquées (maximale et moyenne) pour une course $\delta=90$ mm, le mode de déformation et bien évidemment l'énergie absorbée pour les 5 configurations d'écrasement : en biaxial modéré (Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°) et en uniaxial de référence (Uni-LL) et à extrémités-fixées (Uni-0°).

Cuivre		Charge Uniaxiale Simple				Charge Biaxiale Modérée					
		Uni-LL		Uni-0°		Biaxial-30°		Biaxial-37°		Biaxial-45°	
$\eta = 15.5$ $\lambda = 0,12$	Mode	MD	MD	MA	MA	MXA	MXA	MX	MX	MX	MX
	F _{moy} , kN	16	16	17,6	17,6	19,2	19,2	19,4	19,4	22	22
V, mm/min		5	500	5	500	5	500	5	500	5	500

Tableau IV.2 : Synthèse des résultats correspondants obtenus (pour course 90 mm) par l'ensemble des configurations sur des structure en cuivre ($\eta=15,5$ & $\lambda =0.12$) en fonction de la vitesse et de la nature de la sollicitation (en modes Uniaxial et Biaxial modéré Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°).

	Mean collapse load, kN	
	biaxial-53°	biaxial-60°
All modes	22.48	25.49
Mixed modes	22.15	25.77

Tableau IV.3 : Synthèse des résultats obtenus ici pour course $\delta=90$ mm, par l'ensemble des configurations sur des structures en cuivre ($\eta=15,5$ & $\lambda =0.12$) en fonction de la vitesse et de la nature de la sollicitation (en mode Biaxial sévère Bi-53° et Bi-60°).

IV.3.4 Interprétations et commentaires

IV.3.4.1 Mode de déformation

Tout au long de cette investigation, nous désignons par les sigles MA, MD, MX et ME respectivement, le mode axisymétrique, mode diamant, mode mixte et le mode singulier dit eulérien. Alors que pour le mode mixte MX, nous désignons par les sigles MXA au mode mixte à prédominance axisymétrique et MXD au mode mixte, ou domine plutôt le motif diamant (**figure IV.9**).

Pour ce type de section, le mode de déformation MA pour rappel le plus prisé, se caractérise par la superposition sur la longueur écrasée, selon le type de configuration, d'ondulations ou de couronnes alternes-internes. Ces couronnes comme s'est bien connu, sont le siège sur tout leur contour périphérique de zones continues de plasticité localisée, appelées communément rotules plastiques (**figure IV.9.ib et iia**) et qui sont des sources d'absorption d'énergie plastique par excellence et qui diffèrent d'un mode de déformation à l'autre.

La majorité des tests réalisés dont les proportions en axisymétrique ou en diamant diffèrent d'un matériau à l'autre et/ou d'une vitesse de torsion à l'autre engendrent un mode mixte. Deux modes de déformation (MA et MXA) sont systématiquement générés sur l'ensemble de la campagne d'essai pour toutes configurations biaxiales confondues.

Il est à signaler toutefois que le mode de déformation mixte demeure prédominant et alors que le MA survient moins souvent (**figure IV.9**), ceci peut s'expliquer par des raisons de défaut de coaxialité provoqué par les opérations de serrage des spécimens lors du montage. Sous chargement uniaxial (uni-LL et extrémité-fixée) et biaxial modéré (Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°) des modes de déformation sont générés le MD, MA, MXA et MX (**figure IV.9**) (Baleh et Abdul-Latif, [2007]).

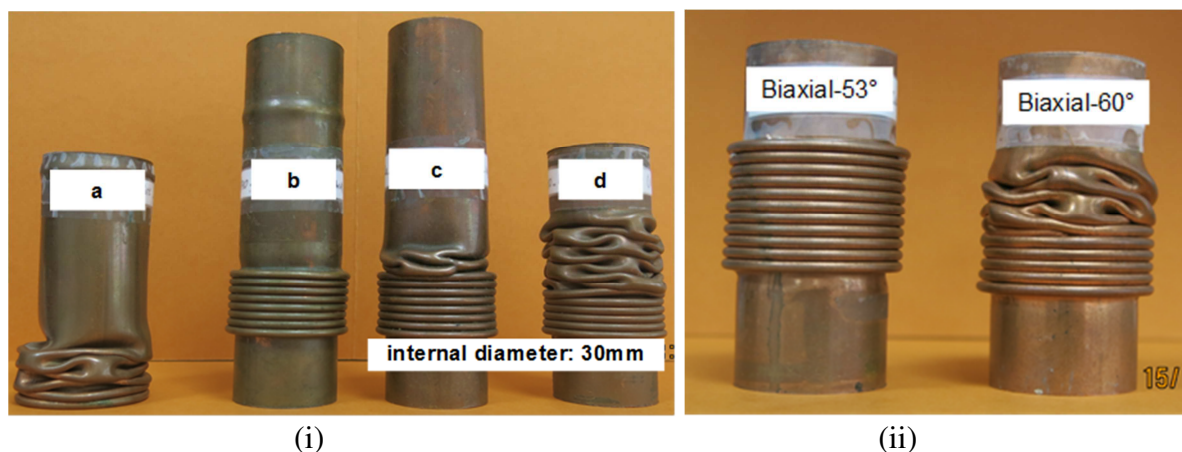


Figure IV.9 : Exemples typiques de modes de déformation observés sur des éprouvettes en cuivre avec $\eta = 15,5$ pour différents types d'écrasement : (i) (a) appui-simple (MD), (b) extrémité-fixée (Bi-0°) (MA), mode modéré (c) Bi-30° (MXA) et (d) Bi-45° (MX); (ii) nouveaux résultats en mode sévère pour le Bi-53° et Bi-60°.

IV-3.4.2 Charge appliquée et énergie consommée en biaxial

a) Charge appliquée et énergie consommée en biaxial modéré

Par ailleurs, le **tableau IV.2** renseigne également sur la variation de la charge appliquée en fonction de la complexité du chargement où l'on note un accroissement graduel aussi bien de la charge maximale mais aussi de la charge moyenne qui nous intéresse au premier chef pour les deux vitesses de sollicitation. En effet, le cas biaxial-45° présente la plus importante valeur de la charge aussi bien maximale que moyenne. Ce phénomène apparaît malgré le mode de déformation généré MXD défavorable (i.e. l'émergence d'une forte proportion de MD en fin de course), par comparaison au MXA pour le cas biaxial 30° et 37° et le MA pour l'uniaxial. Une lecture attentive des valeurs enregistrées par le tableau montre donc à titre d'exemples, une charge moyenne qui atteint 22 kN pour le cas biaxial-45°, alors que pour l'uniaxial encastré (Uni-0°) ou encore l'uniaxial de référence (Uni-LL), elle n'est que de 17 et 16 kN respectivement. Une augmentation nette de l'ordre de 6 kN de la charge moyenne est ainsi relevée entre ces deux configurations extrêmes. Les pourcentages d'augmentation globaux équivalent donc en moyenne à 7%, 18%, 30 % et 34% en passant de la sollicitation uniaxiale de référence (Uni-LL) aux cas complexes (Uni-0°, Bi-30°, Bi-37°, Bi-45°) respectivement.

Cette tendance se retrouve confirmée à travers la grandeur énergétique qui renseigne sur l'évolution de l'énergie absorbée pour la longueur écrasée choisie de 90 mm. Le **tableau IV.5** montre alors une surconsommation d'énergie notable et progressive en fonction de la complexité de la sollicitation. A titre d'exemple, pour un écrasement de 90 mm, les énergies

consommées sont dans l'ordre : 1,43 kJ et 1,54 kJ en uniaxial Uni-LL et Uni-0° et 1,69 kJ, 1,85 kJ et 1,91 kJ en biaxial modéré (Bi-30°, Bi-37°, Bi-45°) soit donc deux extrémums de l'ordre de : un minimum de 8% pour l'Uni-0° et un maximum de 34% en faveur du plus complexe du Bi-45°.

Il est clair donc que pour une même longueur d'écrasement autrement pour une même quantité de matière écrasée, le cas biaxial 45° consomme nettement plus d'énergie que les tous autres types. Il est en de même du biaxial 37° par rapport aux cas inférieurs en complexité, l'uniaxial présentant la plus faible dissipation d'énergie comme attendu par rapport au biaxial.

Cette amélioration du pouvoir dissipatif de ce système est bien entendu le fruit, de part la nature polycristaline de la microstructure (CFC) du cuivre, d'un changement de comportement du matériau engendré par des mécanismes physiques locaux comme cela il été déjà précisé auparavant ; le degré de changement demeure très sensible à la complexité du trajet de chargement, d'où l'intérêt d'une intensification de la complexification du chargement en abordant le mode biaxial sévère.

b) Charge appliquée et énergie consommée en biaxial sévère

Pour continuer dans la même démarche avec les autres corps d'ACTP, deux nouvelles valeurs de la composante de torsion extrême sont adoptées, plus élevées que les précédentes en vue de voir si l'ordre de progression demeure de mise. Autrement dit, s'il y a une continuité de la proportionnalité entre complexité de chargement et résistance (surécrouissage) du matériau, ou au contraire, déceler un pic de variation de la charge moyenne nécessaire, synonyme d'une configuration optimale (singulière) de la sensibilité du matériau vis-à-vis du trajet de chargement.

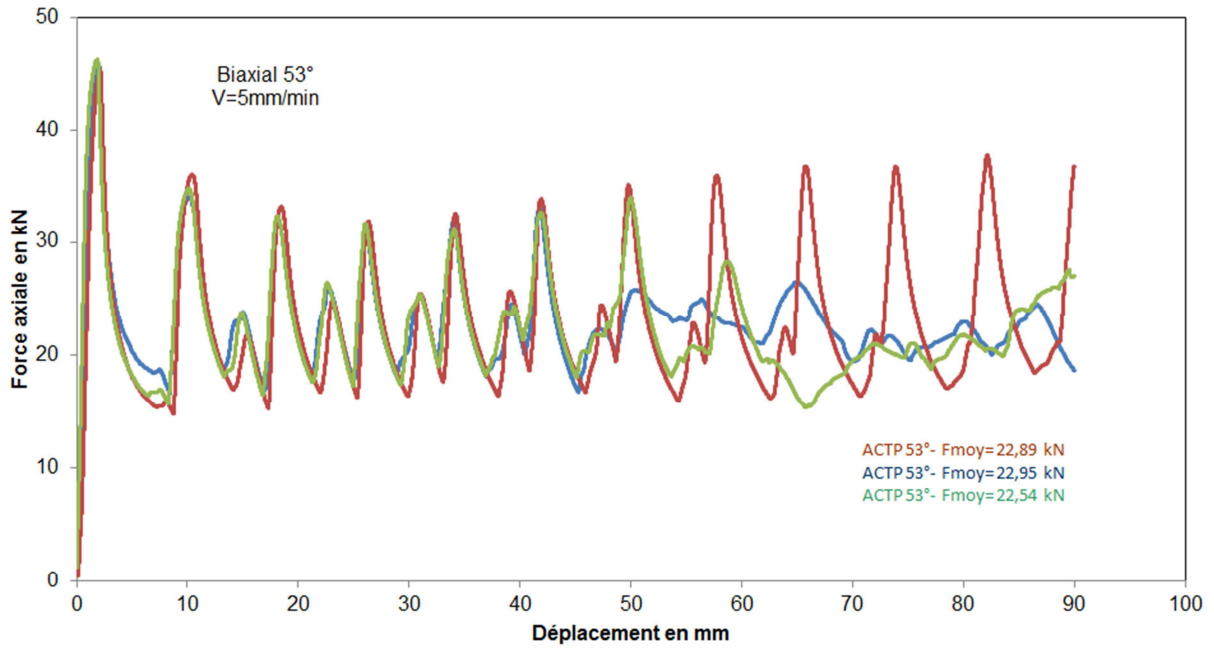


Figure IV.10.a : Charge axiale en fonction du déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 53° et à V=5 mm/min.

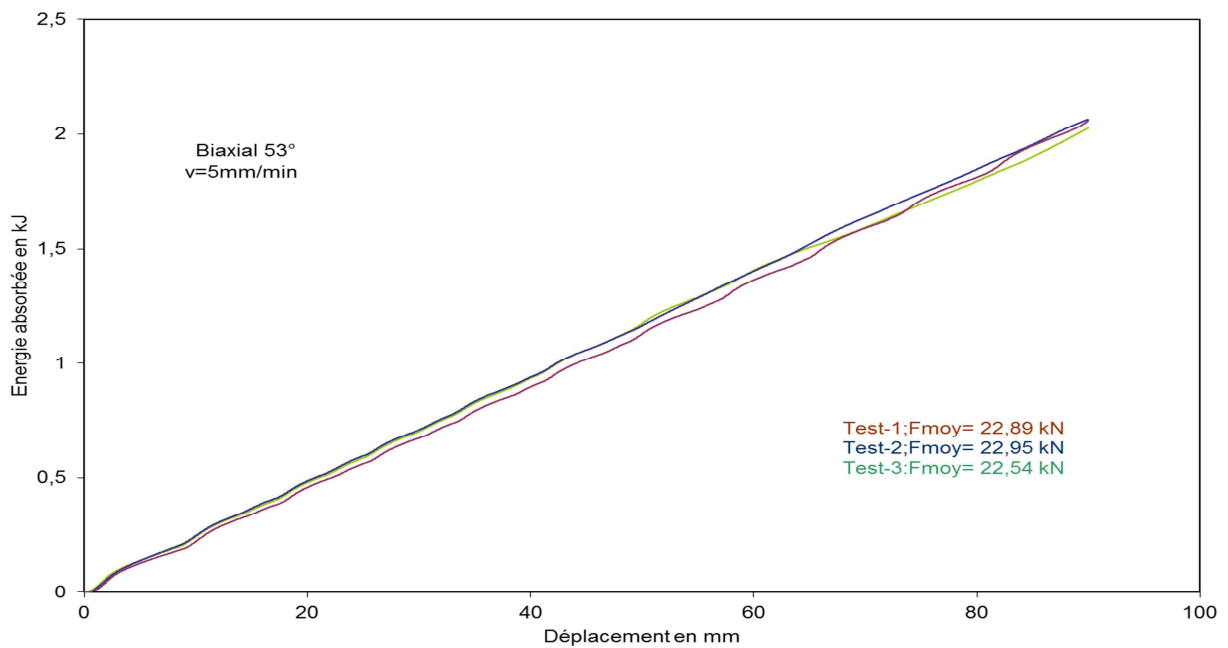


Figure IV.10.b : Energie absorbée en fonction du déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 53° et à V=5 mm/min.

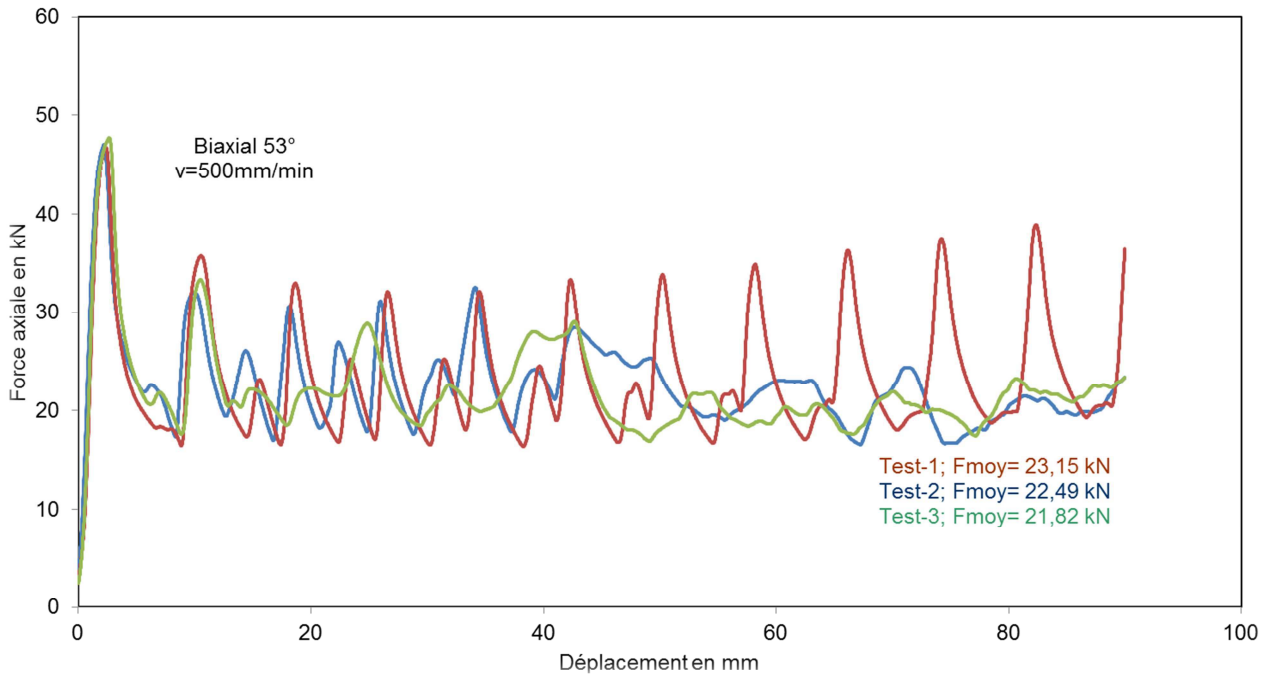


Figure IV.11.c : Charge axiale en fonction du déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 53° et à $V=500$ mm/min.

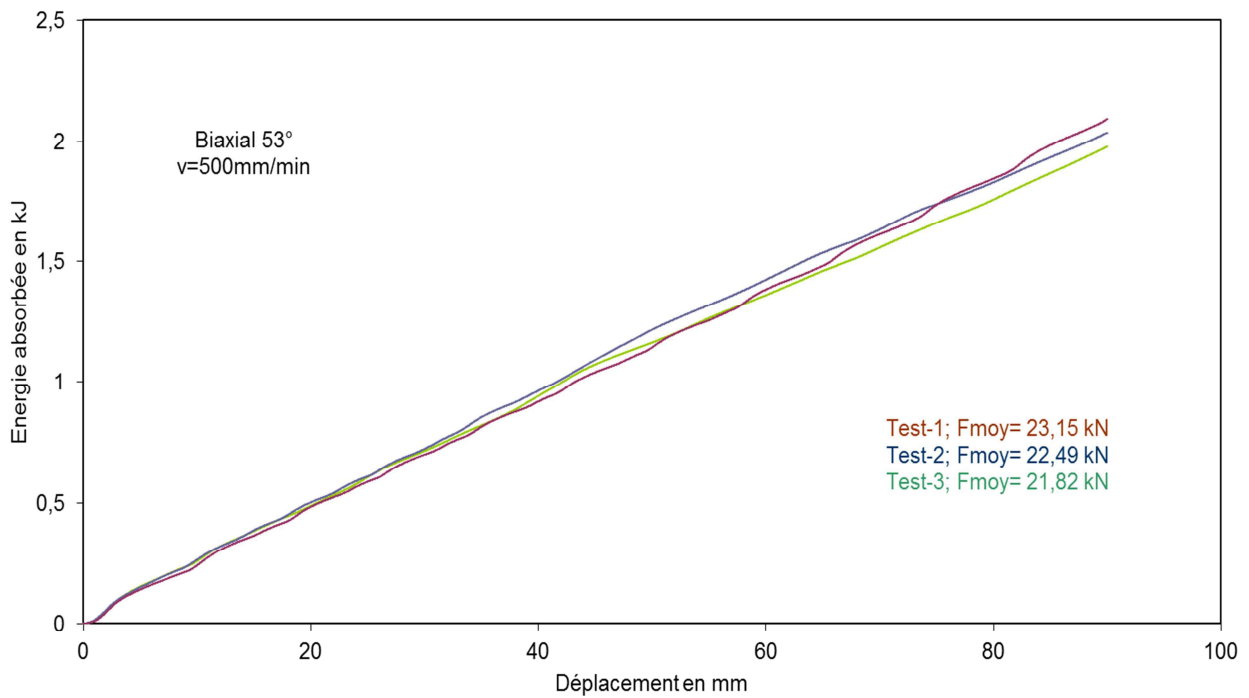


Figure IV.11.d : Energie absorbée en fonction du déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 53° et à $V=500$ mm/min.

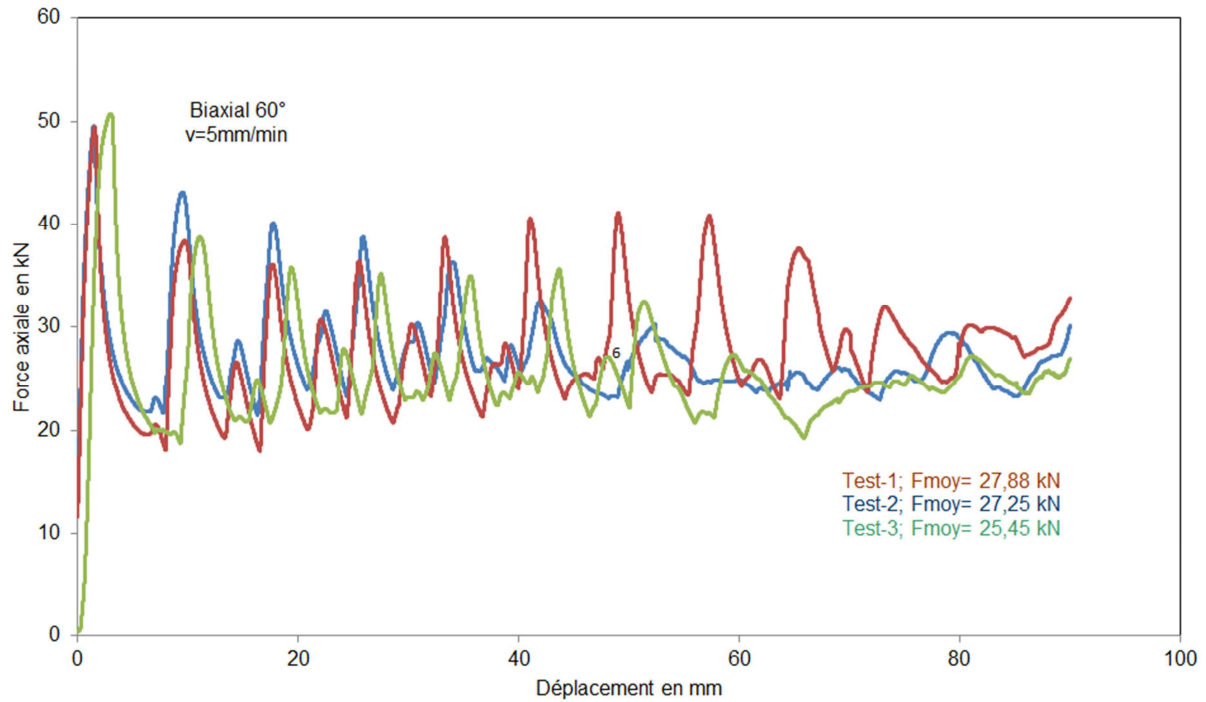


Figure IV.12.a : Charge axiale en fonction du déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 60° et à V=5 mm/min.

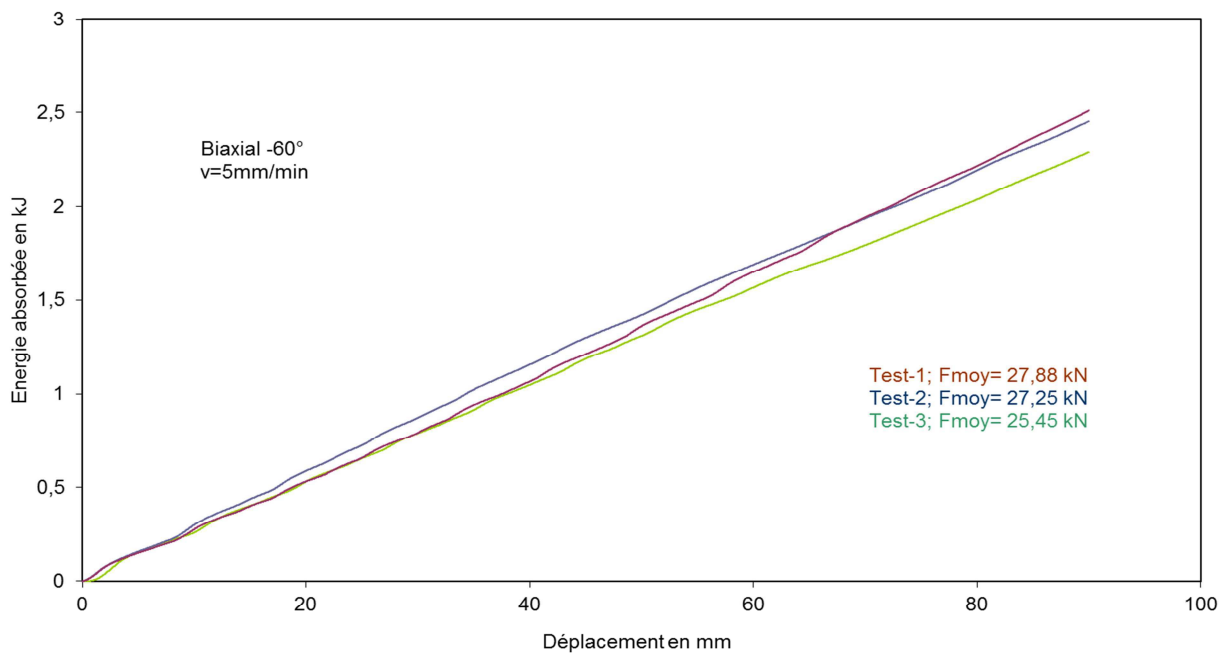


Figure IV.12.b : Energie absorbée en fonction du déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 60° et à V=5 mm/min.

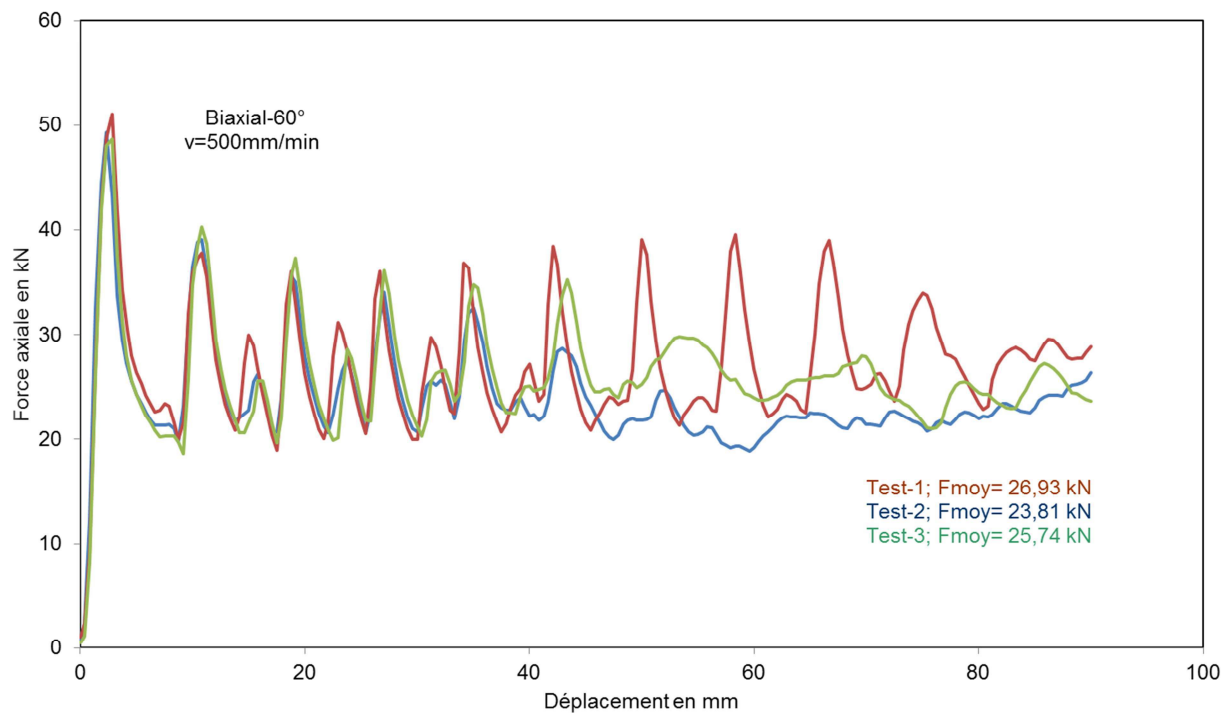


Figure IV.13.c : Charge axiale en fonction déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 60° et à V=500 mm/min.

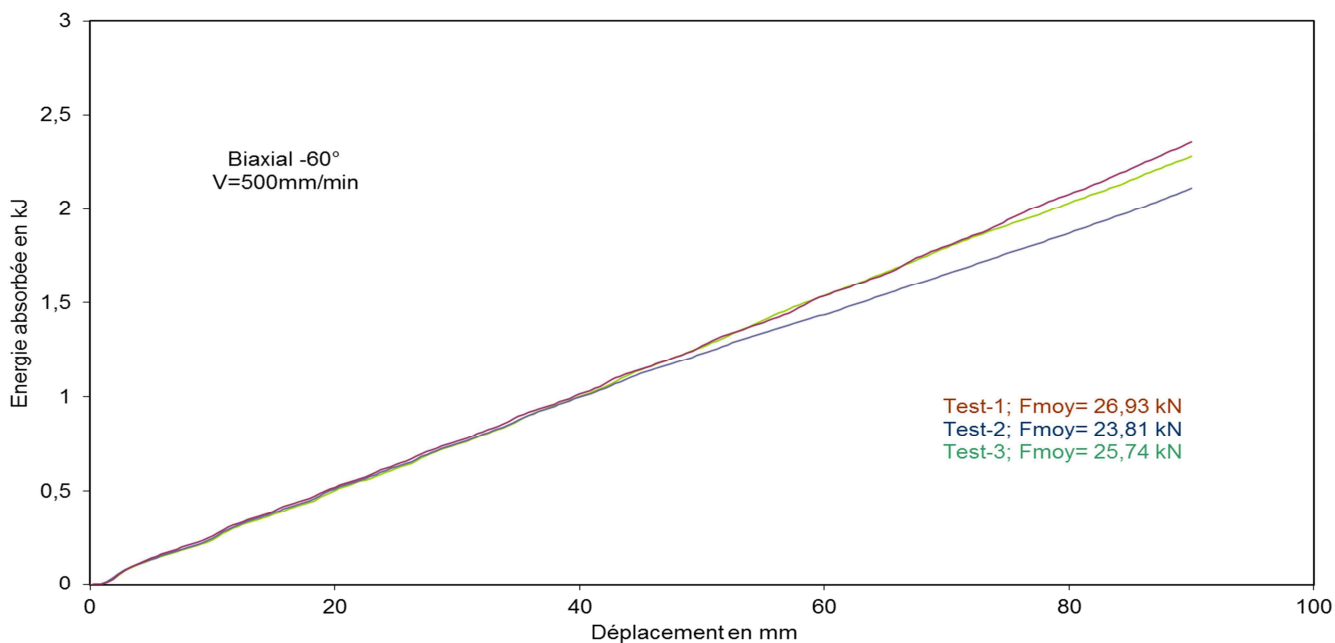


Figure IV.13.d : Energie absorbée en fonction du déplacement en sollicitation biaxiale quasi-statique, tous modes de déformation confondus pour un ACTP de 60° et à V=500 mm/min.

IV-3.5 Discussion et conclusions

Les résultats obtenus, révélés par les **figures (IV.10,11,12 et 13)** montrent l'effet de la complexité du chargement (en totale corrélation avec l'importance de l'angle d'hélice de l'ACTP) sur la force d'écrasement des tubes en cuivre en fonction de la course d'écrasement des spécimens de même de structure (matériau et géométrie) que précédemment i.e. cuivre, 1mm, de diamètre 30 mm et de longueur initiale 160 mm. Il est à noter d'emblée, que le flambage plastique biaxial de l'ensemble des éprouvettes témoigne d'un mode de déformation MX exclusivement, quelle que soient la configuration (Bi-53° ou Bi-60°) et/ou la vitesse de sollicitation utilisée.

	$\lambda=Rm/L=0,09$	$\eta=Rm/t=15,5$	V=5mm/min		V=500mm/min		
			Fmoy	Fmax	Fmoy	Fmax	
			En kN				
(a)			Appui simple	16,8	38,6	15,9	38,9
			0°	17,6	38	17,1	38,7
			30°	18,8	38,9	18,8	38,9
			37,5°	19,17	41,3	20,55	43
			45°	22	44	21,2	44,7
			53°	22,74	46,3	22,15	46,7
			60°	26,35	50,7	25,77	51
			Cuivre d30mm L160mm t1mm				

	$\lambda=Rm/L=0,09$	$\eta=Rm/t=15,5$	V=5mm/min		V=500mm/min		
			Fmoy	Fmax	Fmoy	Fmax	
			En kN				
(b)			Appui simple	16,8	38,6	15,9	38,9
			0°	17,6	38	17,1	38,7
			30°	18,8	38,9	18,8	38,9
			37,5°	19,36	41,3	20,49	43
			45°	22	44	21,2	44,7
			53°	22,79	46,3	22,48	46,7
			60°	26,86	50,7	25,49	51
			Cuivre d30mm L160mm t1mm				

Tableau IV.4 : Force moyenne – angle de torsion : (a) mode mixte seul et (b) tous modes confondus.

Quant à l'évolution des grandeurs physiques (charge et énergie) gouvernant le comportement du cuivre, Il est clair que comme on peut le relever sur les **figures (IV.10, 11, 12 et 13)**, que c'est la même tendance à l'amélioration de la dissipation en fonction de la complexité de la sollicitation qui se dégage. Il existe toutefois un léger écart entre chaque force moyenne pour ces deux exemples de vitesse de sollicitation et pour chaque cas qui varie dans un intervalle compris entre 2% et 5% sans influence particulière sur la tendance globale. La valeur de la force maximale enregistrée est à observer dans son évolution, on voit qu'elle atteint une valeur extrême de 51kN. Cette valeur nous permet d'envisager la valeur du couple de serrage nécessaire pour éviter la rotation du tube dans l'ACTP au cours de la sollicitation. Bien entendu, ces valeurs ne sont significatives qu'en régime quasi-statique et avec les paramètres intrinsèques à nos essais.

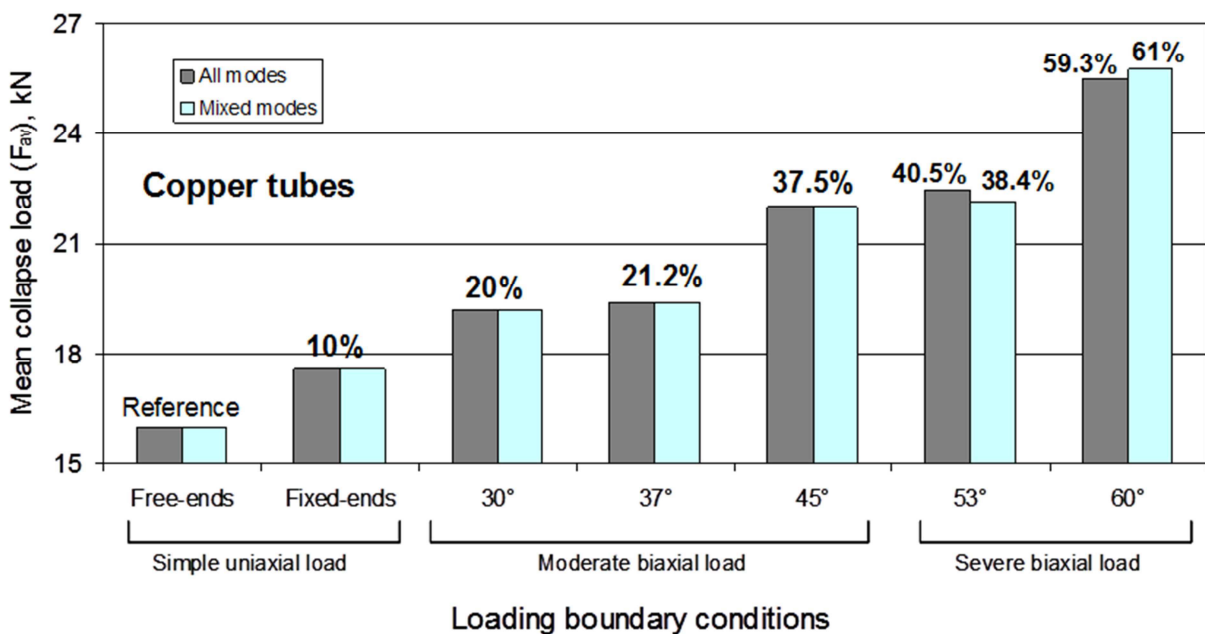


Figure IV.14 : Histogramme comparatif des forces moyennes en fonction de la complexité du trajet de chargement pour les configurations Uniaxial, biaxial modéré (Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°) et les nouvelles configurations biaxiale sévère (Bi-53° et Bi-60°) pour un tube en cuivre soumis à une vitesse d'écrasement de 500mm/min pour une course de $\delta = 90\text{mm}$.

Dans le cas de la vitesse de 500 mm/min, la plus élevée en régime quasi-statique (**figure IV.14**), un accroissement de la charge moyenne est à nouveau constaté et cette fois-ci il équivaut 41,3% pour le biaxial 53° et 61% pour le biaxial 60°.

Ci-dessus on voit (**tableau IV.4** et **figure IV.14**) que la force moyenne d'écrasement augmente avec l'angle de l'hélicoïde du corps de l'ACTP en question quel que soit le mode de déformation généré. En effet, comme le montre bien les courbes représentant l'évolution

de la charge moyenne sous deux versions, i.e. en mode mixte seul et en version tous modes confondus, en fonction des conditions aux limites.

L'histogramme de la **figure IV.14** nous confirme clairement la proportionnalité de l'accroissement de la charge moyenne d'écrasement en fonction de la complexité de configuration utilisée quelle que soit la vitesse de sollicitation et surtout le mode de déformation généré. Ceci a pour conséquence directe l'évidente primauté de la complexité du trajet chargement (donc la biaxialité de la sollicitation) quant à l'amélioration du pouvoir dissipatif de telles structures, devant les paramètres intrinsèques et principalement le mode de déformation. Autrement dit, et sur le plan technologique pur, l'influence du défaut de coaxialité (inévitables naturellement dans toute réalisation pratique) lors du montage du spécimen à tester, reste relativement faible, donc la fiabilité des résultats est largement acceptable.

Cuivre d30mm L160mm t1mm		Course d'écrasement en mm				
		20	40	60	80	90
Appui simple	15,9	0,32	0,63	0,95	1,27	1,43
0°	17,1	0,34	0,68	1,02	1,37	1,54
30°	18,8	0,37	0,75	1,13	1,5	1,69
37°	20,49	0,45	0,86	1,26	1,66	1,85
45°	21,2	0,42	0,84	1,27	1,69	1,91
53°	22,48	0,49	0,94	1,39	1,81	2,03
60°	25,49	0,51	1	1,5	1,99	2,24
	Fmoy en kN	Énergie absorbée en kJ				

Tableau IV.5 : Energie absorbée pour tous modes de déformation à $V=500\text{mm/min}$.

Ainsi, et comme le justifie bien le **tableau IV.5**, donnant l'évolution de l'énergie absorbée en fonction de la configuration pour différentes courses d'écrasement pour l'ensemble des configurations, Il est clair que cette énergie dépend de la valeur de cet angle mais également de la course d'écrasement. Autrement dit, plus on écrasera de matière et plus on complexifiera la sollicitation, plus on favorisera la capacité d'absorption. Cette sensibilité n'étant pas forcément la même pour tous les métaux comme l'ont montré les travaux antérieurs (Drusin et al., [2008]) ; en définitive, c'est donc le triptyque nature du matériau, course d'écrasement et la transition uniaxiale-biaxiale qui suscite le changement de comportement tant attendu et donc le maximum de surécrouissage espéré.

En analysant de plus près les résultats du tableau récapitulatif précédent, on notera quantitativement qu'un accroissement de 50% de la course d'écrasement génère autant d'augmentation d'énergie dissipée (en biaxial-0° pour $\delta = 40, 60$ et 90 mm, les énergies sont respectivement de 0,68, 1,02 et 1,54 kJ) alors que la transition par exemple, de la configuration Bi-45° à Bi-60° (soit 33% d'augmentation de torsion) conduit à des pourcentages d'augmentation substantiels de l'ordre de : 23,5%, 24,5% et 24% en Bi-45° et 47%, 47% et 45,5% en Bi-60° pour les mêmes courses. Ceci explique la pertinence de ces deux paramètres vis-à-vis de l'énergie absorbée d'un côté et de l'autre, la primauté tout de même de la quantité de matière écrasée par rapport à la transition uniaxiale-biaxiale.

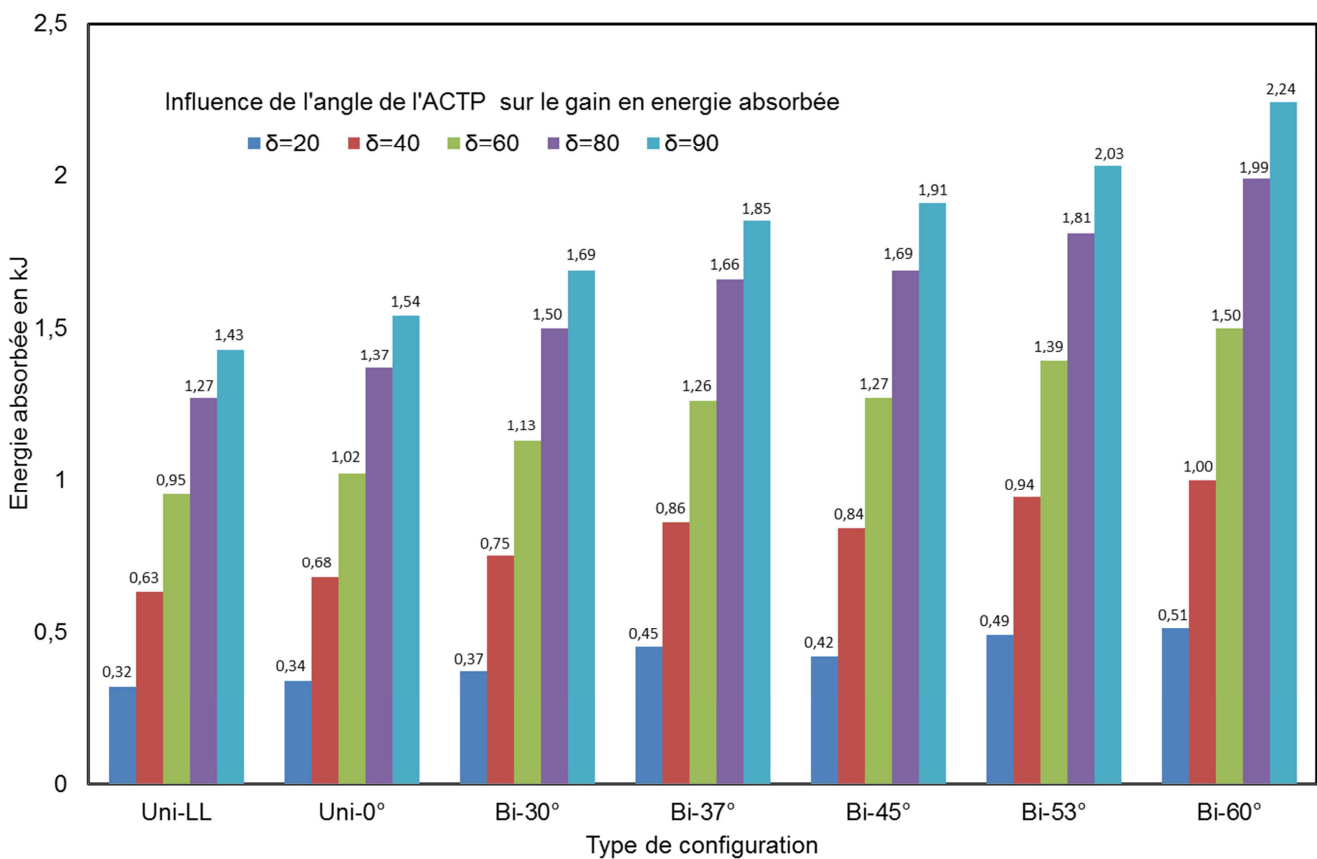


Figure IV.15 : Synthèse des résultats sur l'absorption d'énergie en fonction de la configuration et de la course d'écrasement, pour tous les modes confondus à $V=500\text{mm/min}$.

Pour mettre davantage en évidence l'imposante influence de la variation de l'angle de l'hélicoïde de l'ACTP au cours de la campagne d'essais réalisée, on propose à travers la **figure IV.15**, une synthèse des principaux résultats obtenus en matière d'énergie dissipée en fonction des différentes variantes d'angle ACTP et pour cinq valeurs de la course

d'écrasement choisies (20, 40, 60, 80 et 90 mm), en se donnant comme référence le cas uniaxial classique (Uni-LL) en sollicitation simple, où seul le flambage par compression simple agit sur les parois des structures sollicitées, autrement dit avec des conditions aux limites les moins contraignantes. Les résultats affichent globalement et dans le détail la sensibilité du matériau par rapport à la complexité du chargement et naturellement sa parfaite convergence avec la course d'écrasement (quantité de matière flambée) vis-à-vis de l'énergie absorbée.

A la lumière de ce constat, n'est-il donc pas opportun d'affirmer d'ores et déjà que c'est sur le couplage de ces deux paramètres qu'il est utile de jouer pour une meilleure optimisation de la capacité d'absorption de tels systèmes ? Une éventuelle confirmation de ce postulat proviendra de la seconde phase de cette étude qui portera sur les structures en aluminium à section carrée.

IV-4 Flambage biaxial des structures en aluminium à section carrée en régime quasi-statique

IV-4.1 Introduction

A travers cette partie, nous traitons une nouvelle approche sur l'optimisation de la capacité dissipatrice d'énergie des structures tubulaires à section carrée, cependant, en abandonnant cette fois-ci l'aspect uniaxial des sollicitations de flambage. En effet, plusieurs et larges développements scientifiques ont déjà traité les sollicitations uniaxiales aussi bien quasi-statiques que dynamiques. Ces divers travaux ont montré sans ambiguïté aucune et de manière approfondie, la pertinence des deux paramètres géométriques des tubes à section circulaire (λ et η) sur l'écoulement plastique, donc sur le mode de déformation généré et a fortiori sur la capacité dissipatrice d'énergie des structures tubulaires.

Cette nouvelle approche nécessite alors l'usage des conditions expérimentales particulières comme avancé précédemment, en faisant appel à nouveau dispositif expérimental intitulé ACTP (Absorption par Compression-Torsion Plastique) (Abdul-Latif et Baleh, [2005]) en vue d'intervenir sur la nature de sollicitation.

IV-4.2 Résultats expérimentaux obtenus

Ici, deux modes de déformation distincts, notés MA (mode axisymétrique) pur et un MAT (mode axisymétrique torsadé) avec un gauchissement relatif, dépendant de l'angle de l'hélice, sont générés régulièrement sur la quasi-totalité des tubes lors du flambage plastique.

Les figures ci-dessous rassemblent l'ensemble des résultats obtenus pour les spécimens en fin d'écrasement, selon la configuration biaxiale pour les angles d'inclinaison de l'hélice de 30°, 37°, 45°, 53°, et 60°, sous deux vitesses de sollicitation extérieures, 5 et 500 mm/min.

		Charge Uniaxiale Simple				Charge Biaxiale Modérée						Charge Biaxiale Sévère			
Aluminium		Uni-LL		Uni-0°		Bi-30°		Bi-37°		Bi-45°		Bi-53°		Bi-60°	
$\zeta = 17,5$	Mode	MA	MA	MA	MA	MXA	MXA	MXA	MXA	MXA	MXA	MXA	MXA	MXA	MXA
	F_{max} (kN)	59,8	57,9	56,9	56	60	57	61,4	61,6	62	63,5	65,4	67,6	73,8	73,3
	F_{moy} (kN)	26,2	27,0	28,4	29,4	32,1	29,8	32,4	31,8	33,8	33,2	35,4	36,3	38,6	39,5
V, mm/min		5	500	5	500	5	500	5	500	5	500	5	500	5	500

Tableau IV.6 : Aperçu global et correspondance entre charge d'écrasement moyenne et mode de déformation pour diverses configurations sur des éprouvettes en aluminium à section carrée avec les vitesses de sollicitation $v=5$ et 500 mm/min.

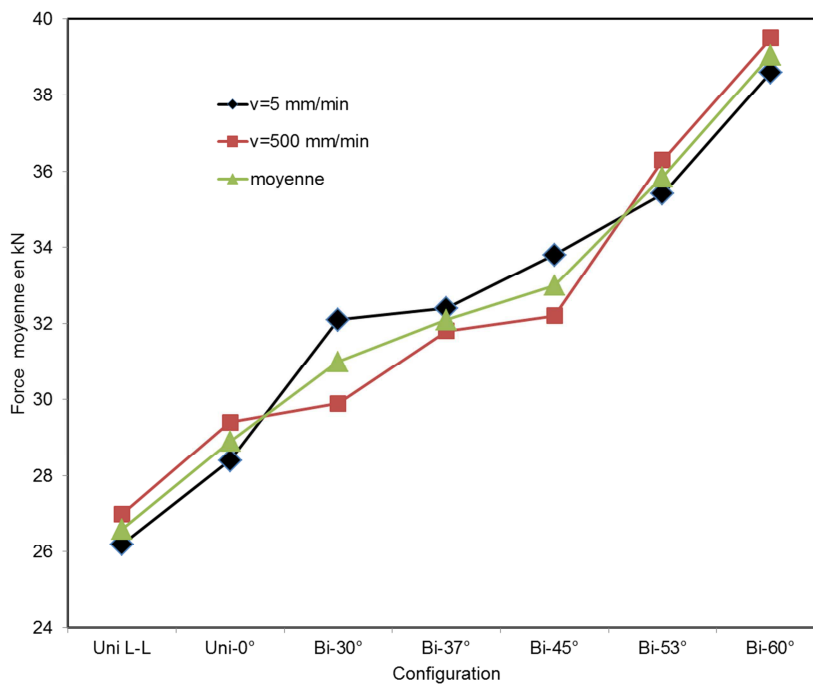


Figure IV.16: Évolution de la force moyenne en fonction de l'ensemble des configurations sous 2 vitesses de sollicitation $v=5$ et 500mm/min.

IV-4.3 Interprétations et commentaires

Pour les deux vitesses de sollicitation appliquées 5 et 500 mm/min, les résultats enregistrés montrent clairement que le mode de déformation révélé est le MA pour l'écrasement uniaxial et le MXA ou alors le MAT pour l'ensemble des conditions aux limites biaxiales. Les charges moyennes et maximales d'écrasement affichent une nette variation en faveur des configurations à complexité intense. **Le tableau IV.6** révèle notamment, une augmentation maximale de la charge moyenne qui est en faveur du biaxial-60° (mode sévère) d'une différence de 12.45 kN comparée au cas de référence, soit 47 % ce qui augure d'une nette amélioration de l'énergie absorbée, fruit de l'intensification de la complexité du chargement, autrement dit de l'efficacité du dispositif ACTP.

L'analyse des courbes charge-déplacement enregistrées sur l'ensemble des configurations permet de mettre en évidence l'évolution des charges moyennes et maximales nécessaires. Ces évolutions comparatives sont regroupées respectivement dans la **figure IV.16** pour les deux vitesses de sollicitation utilisées 5 et 500 mm/min en fonction des conditions d'écrasement. Elles reflètent clairement des accroissements graduels des charges en faveur du biaxial extrême, i.e. les biaxial-60° et biaxial-53° par ordre d'importance.

IV-4.3.1 Mode de déformation

La **figure IV.17** présente l'ensemble des modes de déformation des échantillons représentatifs de spécimens en fin d'écrasement, pour chacune des configurations biaxiales modérée et sévère pour la vitesse de sollicitation 5 mm/min.

En effet, comme on peut l'apercevoir sur cette figure, une transition nette du mode de déformation apparaît clairement dès l'entrée en action la composante biaxiale de la sollicitation du régime modéré conduisant à un changement du mode axisymétrique MA pur généré par la configuration uniaxiale, comme révélé dans le chapitre précédent, en MAT en biaxial. Ce changement s'affirme davantage encore avec le degré de complexité du chargement, notamment pour le biaxial sévère Bi-53° et Bi-60°.

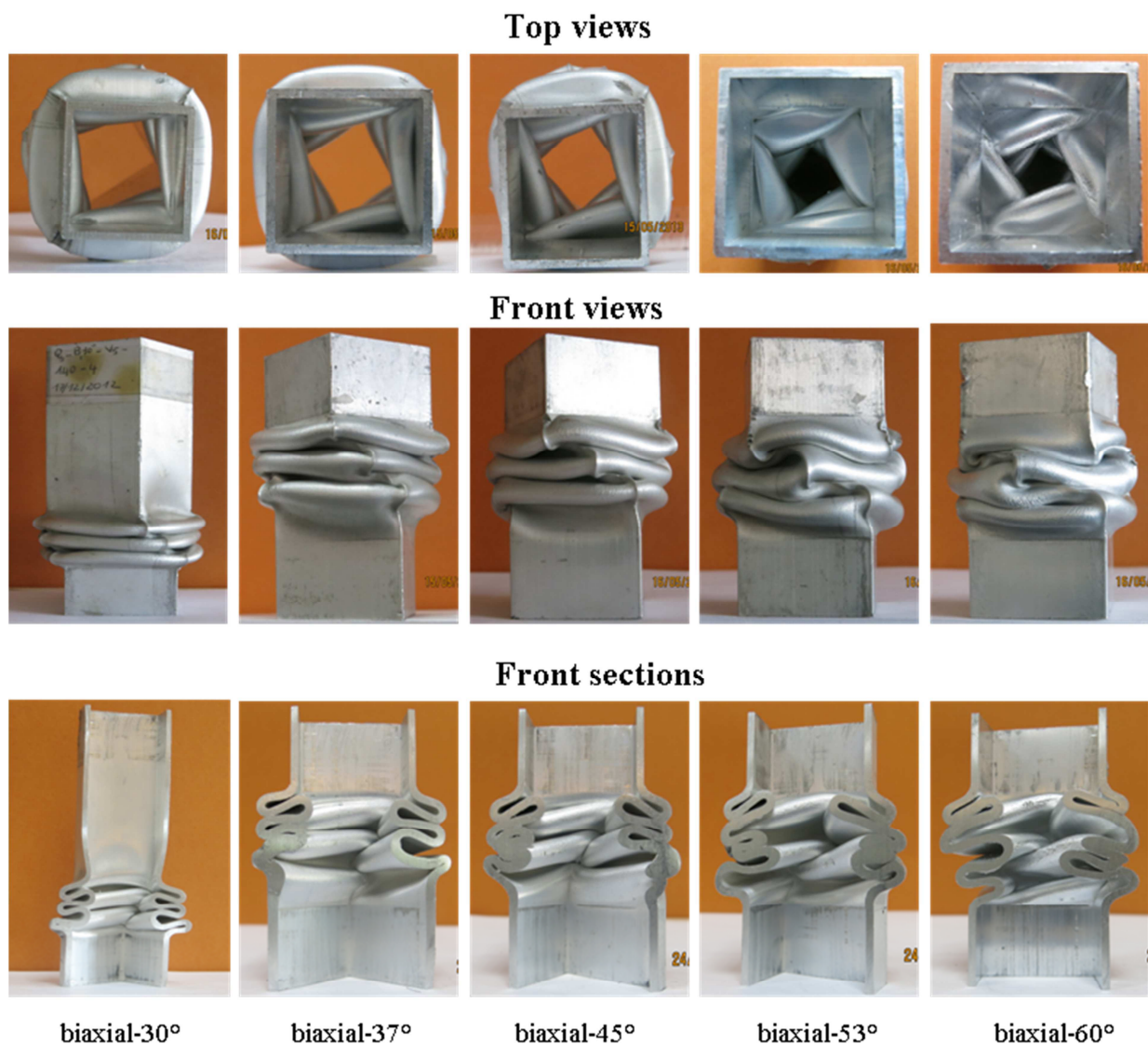


Figure IV.17 : exemples typiques de modes de déformation observés sur des éprouvettes en aluminium en modes modéré (Bi-30°; Bi-37° et Bi-45°) et en mode sévère (Bi-53° et Bi-60°) avec une vitesse de sollicitation axiale de 5 mm/min.

IV-4.3.2 Charge appliquée et énergie consommée

Une brève lecture des résultats des **figures IV.18 et IV.19** rend compte de la remarquable influence sur le comportement des structures écrasées à l'aide de l'ACTP par rapport à leurs semblables déformées uniaxialement. Le changement se répercute sur l'ensemble des caractéristiques physiques régissant le mécanisme de déformation plastique triaxial (compression, flexion et cisaillement), notamment les valeurs des charges moyenne et maximale bien évidemment l'énergie consommée comme indiqué.

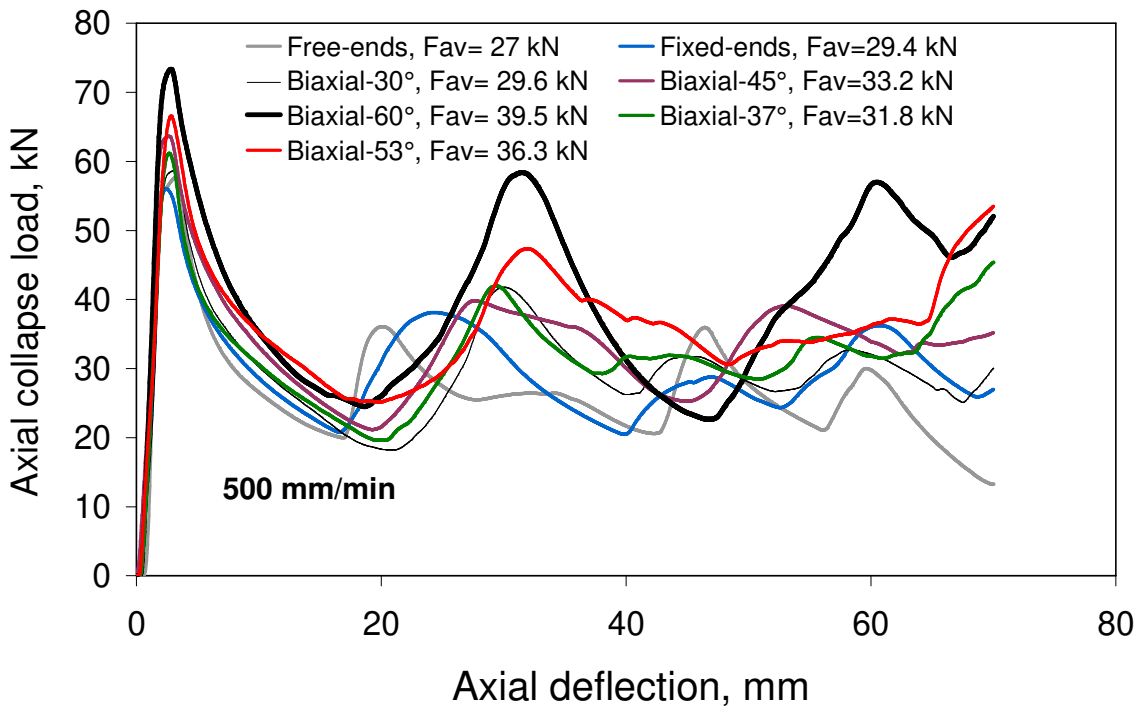


Figure IV.18 : Comparaison des courbes des forces moyennes sous écrasements uniaxial de référence et biaxiaux (Bi-30°, Bi-37°, Bi-45°, Bi-53° et Bi-60°) avec une vitesse de sollicitation axiale de 500 mm/min.

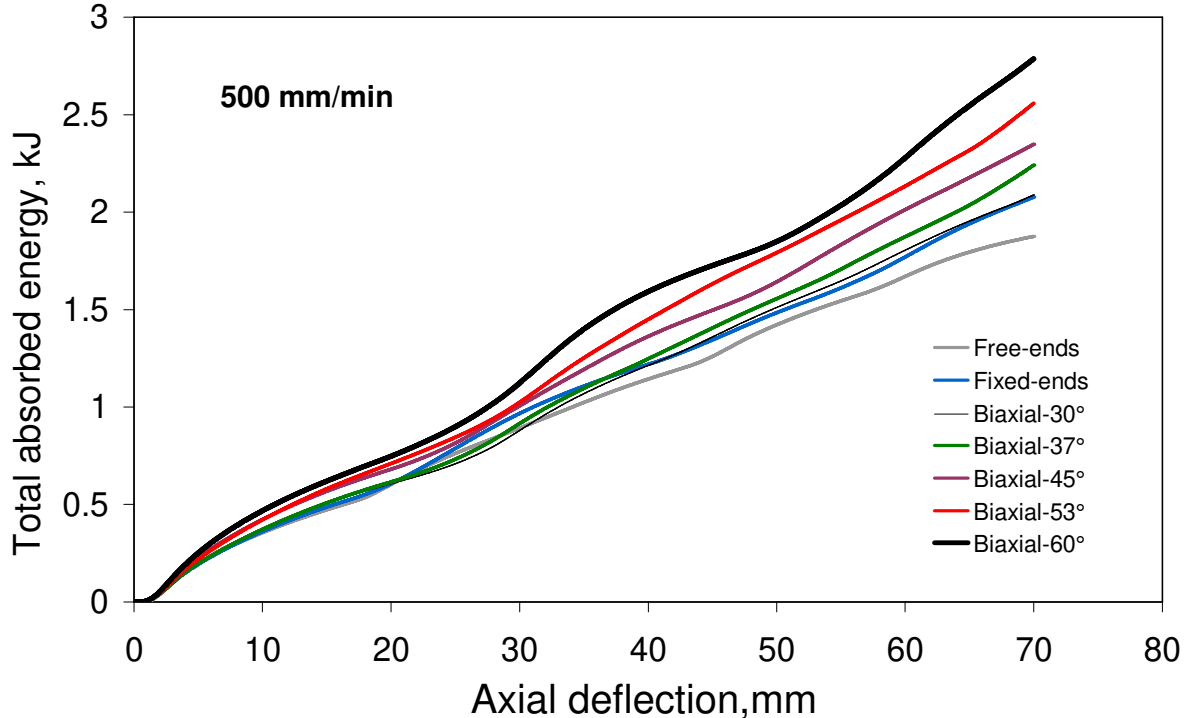


Figure IV.19 : Comparaison des courbes d'absorption d'énergie sous écrasements uniaxial de référence et biaxiaux (Bi-30°, Bi-37°, Bi-45°, Bi-53° et Bi-60°) avec une vitesse de sollicitation axiale de 500 mm/min.

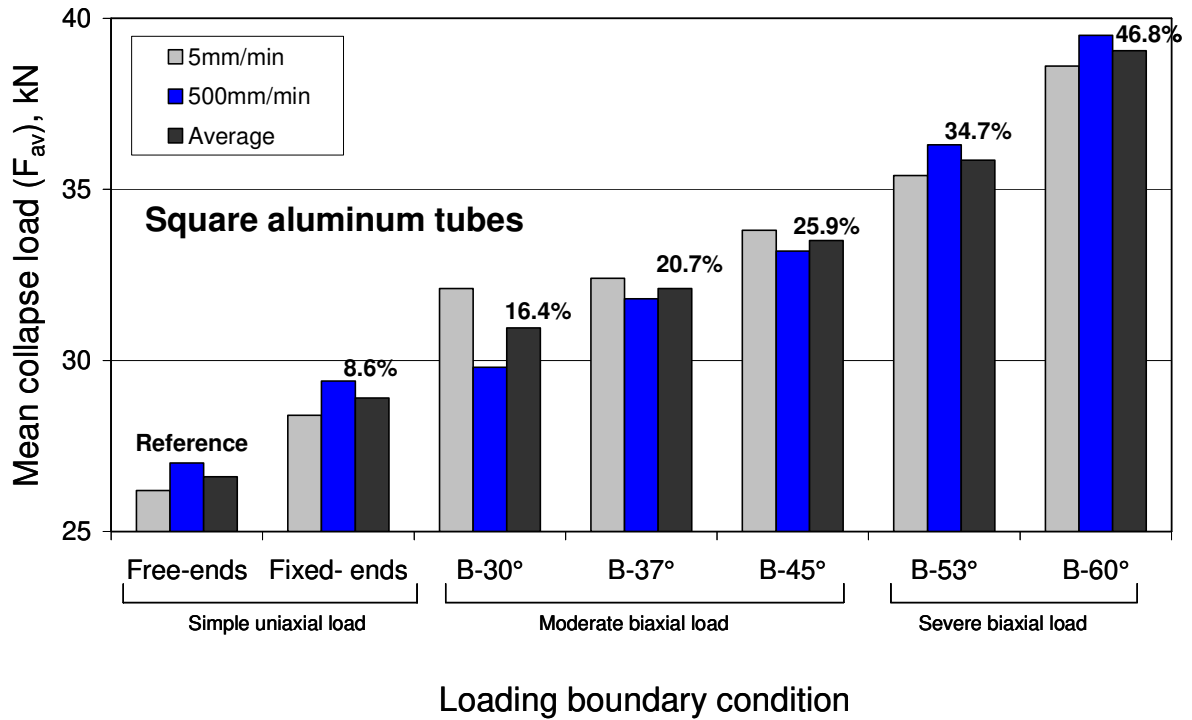


Figure IV.20 : Histogramme de comparaison des consommations d'énergie par des tubes en aluminium à section carrée sous chargement : uniaxial, biaxial modéré (Bi30°, Bi-37° et Bi-45°) et biaxial sévère (Bi-53°, Bi-60°) pour $v=5$ et 500 mm/min et $\delta=70$ mm.

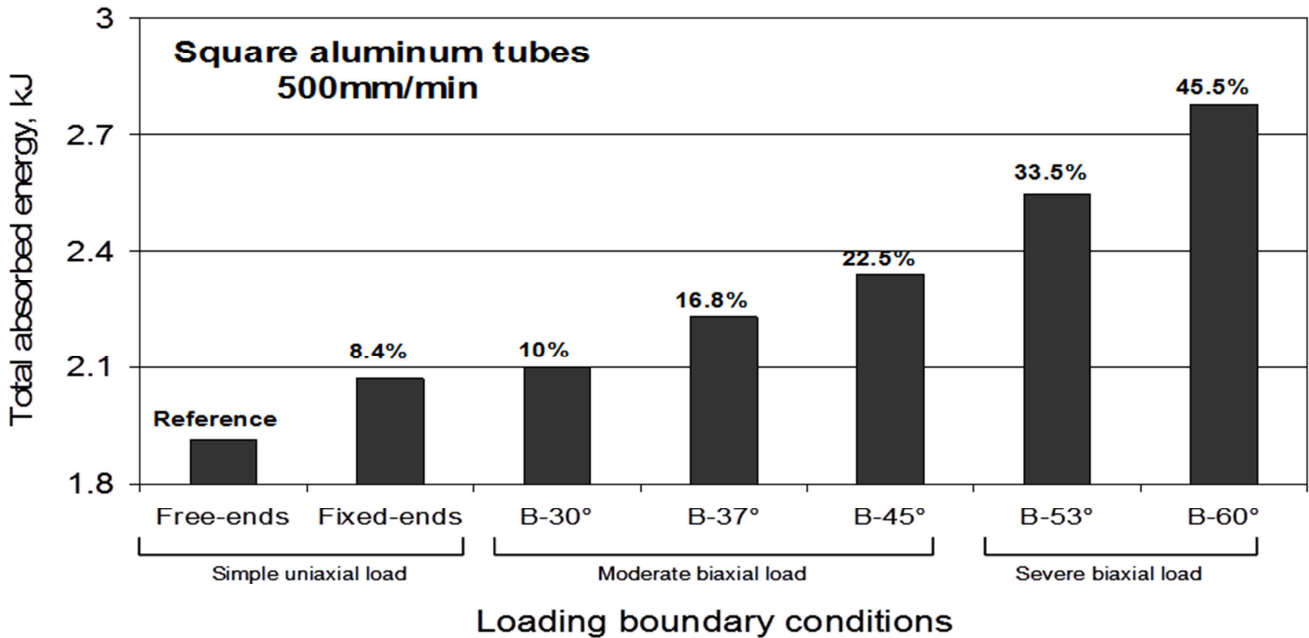


Figure IV.21 : Histogramme de comparaison des consommations d'énergie par des tubes en aluminium à section carrée sous chargement : uniaxial (Uni L-L, Uni-0°), biaxial modéré (Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°) et biaxial sévère (Bi53°, Bi60°) pour $v= 500$ mm/min et $\delta=70$ mm.

IV-4.4 Discussion et commentaires

En ce qui concerne l'aluminium, les réponses obtenues via les courbes charge-déplacement, énergie-déplacement et F_{moy} -complexité (**figure IV.20 et IV.21**) révèlent une amélioration nette et parallèle de ces grandeurs comme dans le cas du cuivre. A noter que la complexité du chargement n'altère nullement l'allure des courbes enregistrées et affichant une même tendance. On relèvera toutefois, un intéressant accroissement entre le Bi-60° et la référence de 12,5 kN soit près de 47% de la charge moyenne, dont la conséquence est une augmentation de l'énergie absorbée de l'ordre de 46%.

Cette investigation aura permis de confirmer la capacité de l'ACTP à optimiser la dissipation d'énergie par flambage plastique quasi-statique sur des structures tubulaires, en complexifiant davantage le chargement et ce quel que soit la géométrie de la section utilisée et de justifier davantage son efficacité. L'état de concentration de contrainte généré par la **triaxialité** de la déformation se traduit alors par des déformations de compression normale, flexion et de cisaillement, agissant simultanément sur la paroi des tubes et conduisant ainsi à un changement de comportement du matériau (Drusin et al., [2008]).

Les configurations biaxiales utilisées réparties en deux catégories de chargements ; modéré (Bi-30°; Bi-37°; Bi-45°) et sévère (Bi-53° et Bi-60°) ont toutes montré un net avantage en faveur du plus complexe pour les deux sections utilisées (circulaire et carrée) et leurs matériaux respectifs. Ainsi, une augmentation de 61% en charge moyenne d'écrasement est notée en biaxial-60° pour le cuivre en section circulaire, justifiant une nette amélioration de sa capacité dissipatrice d'énergie quel que soit le mode de déformation généré. Il en est de même pour l'aluminium en section carrée, avec un accroissement en énergie avoisinant 46% et l'obtention du MA comme mode de déformation. Enfin, il est clair que le pouvoir dissipatif des SAE va de paire avec la complexité du trajet de chargement quelle que soit sa structure ou son matériau.

Le comportement de l'aluminium et du cuivre en chargement biaxial tel que reflété par les figures précédentes démontre qu'on ne peut mieux, aux travers des différentes comparaisons présentées entre les courbes charge-déplacement et les énergies dissipées, leurs fortes sensibilités à la complexité du chargement. L'effet de l'intensité de la composante de torsion, donc du degré de complexité apparaît d'emblée et clairement sur les valeurs des charges maximales, moyennes enregistrées et leurs énergies respectives. Pour le cuivre, par exemple, entre l'uniaxial L-L et le Bi-45° (biaxial modéré), la charge moyenne affiche un accroissement net de 37% passant de 16 kN à 22 kN alors qu'entre le Bi-30° et Bi-37° ; elle

passé ainsi de 19,2 kN à 19,4 kN. Ceci signifie que le matériau change de comportement sous chargement complexe de manière significative. Le phénomène d'écrouissage devrait jouer ici, comme pour l'aluminium d'ailleurs, un rôle important lors du flambage plastique biaxial. Pour les angles d'inclinaison de 53° et 60° dont l'intensité de la composante de torsion conduit à un chargement biaxial sévère, le Bi-60° présente alors une augmentation de 61% de l'énergie dissipée par rapport à l'uniaxial de référence.

Enfin, il est clair que le pouvoir dissipatif des SAE va de paire avec la complexité du trajet de chargement quelle que soit sa structure ou son matériau de base.

IV.4.5. Conclusions

Finalement, cette investigation représente un volet important de cette étude dans le sens où elle aura permis d'aboutir à plusieurs conclusions intéressantes et en confirmées d'autres. Les enseignements tirés sont résumés et énumérés comme suit :

- 1- Cette étape montre l'efficacité de l'ACTP à conférer une meilleure dissipation d'énergie par flambage plastique pour des systèmes tubulaires circulaires, grâce au principe de décomposition de la sollicitation.
- 2- A travers cette aptitude avérée de l'ACTP, l'influence du taux de changement de la composante de torsion sur le comportement et surtout sur l'absorption d'énergie de ces systèmes est mise en évidence.
- 3- L'écoulement plastique est affecté de manière substantielle par le chargement biaxial, ce qui signifie qu'il est désormais gouverné conjointement par trois paramètres dans ce type de sollicitation : λ , η pour la section cylindrique, k et c pour la section carrée et l'ACTP, à travers l'amplitude de torsion pour une vitesse de sollicitation quasi-statique donnée.
- 4- Aussi bien pour le cuivre et que pour l'aluminium, le degré de complexité du chargement affecte significativement le comportement du matériau. Ainsi, trois catégories de réponse sont à relever correspondant à trois modes de sollicitation simple, biaxial modéré et le biaxial sévère avec des valeurs moyennes de la charge moyenne respectivement, de 27 kN, 31,5kN et 38 kN. (**figure IV.18**)
- 5- L'ensemble de ces résultats, peut-il être attribué à un changement de comportement microstructural lié principalement à la multiplication des systèmes de glissements actifs.
- 6- De part la nature polycristalline du cuivre et de l'aluminium (structure CFC) et à l'image des résultats déjà établis dans le cadre des chargements cycliques

complexes, nous serions tentés de répondre par l'affirmative. Toutefois, pour consolider ce résultat, cette interprétation doit être impérativement validée par une étude microstructurale poussée, surtout des zones de plasticité localisée (rotules plastiques), qui pourrait justifier le changement des mécanismes de déformation locaux.

PARTIE V

***FLAMBAGE BIAXIAL EN REGIME DYNAMIQUE DE
STRUCTURE A SECTION CARREE GENERANT DES
DEFORMATIONS TRIAXIALES***

V-1 INTRODUCTION

L'aptitude du dispositif expérimental **ACTP** à opérer en régime dynamique intermédiaire a déjà fait ses preuves et a permis d'améliorer l'absorption d'énergie de systèmes tubulaires à section cylindrique par déformation plastique. Ainsi, générant un flambage plastique biaxial sur des structures tubulaires à paroi mince utilisées comme SAE, la capacité dissipatrice d'énergie spécifique s'est améliorée nettement et de manière intrinsèque. Ses performances jugées à travers de son efficacité "énergétique" ainsi prouvée, s'explique mécaniquement par son rôle de transformateur de sollicitation uniaxiale en biaxiale en régimes aussi bien quasi-statique que dynamique sur de tels systèmes.

A présent, en utilisant des mêmes aménagements techniques du dispositif initial, employées en régime quasi-statique dans le chapitre précédent, l'ultime phase de cette investigation intègre donc les deux principaux paramètres abordés précédemment ; à savoir la nouvelle géométrie de structure à **section carrée** de SAE (système d'absorption d'énergie) en aluminium et les deux nouvelles configurations de sollicitation **biaxiale extrême**, mais surtout cette fois-ci sous le label **du régime dynamique**. Ce dernier aspect devrait permettre de s'engouffrer dans la réalité comportementale mécanique et physique de tels systèmes et dans la perspective d'une éventuelle application au niveau industriel, le but final recherché par ce genre d'étude est prédestinée à l'amélioration de la sécurité passive des véhicules de transport.

Ainsi, désirant accentuer davantage la complexification du trajet de chargement tout en élargissant la gamme des sections géométriques, outre la configuration uniaxiale de référence, pas moins de cinq configurations de chargement biaxiales au total sont abordées : trois en **mode modéré** (Bi-30°; Bi-37° et Bi-45°) et deux en **mode sévère** (Bi-53° et Bi-60°), testées sous une vitesse de sollicitation dynamique de l'ordre **10 m/s**.

Les résultats obtenus révèlent clairement que plus la complexité de chargement (induite et régulée par l'ACTP) augmente, la charge nécessaire d'écrasement s'accroît et plus l'énergie absorbée par les systèmes tubulaires utilisés s'accroît pour tous les cas de sollicitation composée. Il y a lieu de noter par ailleurs que le gain d'énergie suprême, dépasse les 80% en faveur du cas biaxial extrême (Bi-60°) pour les mêmes conditions de déformation plastique externes propres à l'uniaxial de référence. Ceci s'expliquent bien évidemment par, outre le phénomène d'écrouissage généré par la complexité du trajet de chargement relevé en quasi-statique, par l'effet de vitesse. Ce constat n'étant pas en contradiction avec les conclusions des chapitres dans la mesure où le degré de complexité du chargement

notamment en mode sévère peut favoriser cette sensibilité. En conséquence, il est clair que la complexité du chargement biaxial combinée avec l'effet de vitesse, génère une augmentation significative de la dissipation d'énergie et que celle-ci est d'autant plus élevée que le degré de complexification de la charge est intense ou que le mode de sollicitation est sévère.

V-2 BACKGROUND

Pour le flambage plastique dynamique des structures tubulaires, l'état de l'art montre que plusieurs concepts théoriques et expérimentaux (Jones, [1989] ; Johnson et Reid, [1978] ; Reid, [1978] ; Abramowicz et Jones, [1986] ; Jones, [2010]), révélant une activité continue et intense dans ce domaine sensible de la recherche appliquée (Guida et al., [2013]). Ainsi, la compréhension du comportement de toute nouvelle structure et/ou nouveau matériau écrasé comme vecteur de transfert d'énergie est essentielle pour le contrôle des mécanismes dissipatifs tout en sachant que la capacité dissipatrice de tel ou tel SAE dépend de plusieurs paramètres tels que l'intensité de la charge, le mode d'application ou le trajet de chargement, de la nature du matériau ainsi que **de la géométrie (forme et dimensions) de la structure et de la vitesse de sollicitation**(Johnson et Reid, [1978] ; Andrews et al., [1983], Abdul-Latif et al., [2006]).

Pour rappel, l'écrasement axial des tubes à paroi mince à section circulaire ou carrée est l'un des systèmes les plus employés en raison notamment de leurs performances énergétiques, une charge moyenne relativement constante et une contribution de la quasi-totalité du matériau au travail de déformation plastique qui consomme l'essentiel de l'énergie cinétique véhiculée par le choc ou la sollicitation dynamique.

Cette investigation a donc pour cadre le flambage plastique axial dynamique de tels systèmes (Johnson et Reid, [1978] ; Abramowicz et Jones, [1986]), lesquels ont d'ailleurs fait l'objet de plusieurs études approfondies depuis fort longtemps comme cela a été évoqué précédemment. Et comme pour le régime quasi-statique, la littérature révèle qu'au cours de l'écrasement dynamique, les tubes à paroi mince se déforment principalement selon trois modes de déformation appelés : mode axisymétrique MA, mode diamant MD et mixte MX, quelle que soit la géométrie de la section. La génération de ces modes répond à des considérations géométriques bien définies. Le mécanisme d'écoulement plastique demeure alors largement gouverné par les deux paramètres géométriques suivants : le rapport transversal ζ (c/t) et le longitudinal k (c/L), (c étant la longueur de côté, t l'épaisseur de la paroi et L la longueur du tube). A noter qu'ils présentent pour une même structure, des

dissipations d'énergie significativement différentes et systématiquement à l'avantage du mode axisymétrique. Par ailleurs, la charge moyenne d'écrasement est l'une des deux grandeurs physiques essentielles (avec la course d'écrasement) permettant l'évaluation de l'énergie dissipée. Et comme pour les réponses quasi-statiques de tels systèmes, il est connu que la courbe de la charge - déplacement, après un premier pic prononcé d'entrée en plasticité, suit une évolution de nature oscillatoire. Elle est caractérisée par une charge moyenne relativement constante, qui en fait d'ailleurs l'un des systèmes les plus appréciés comme leurs homologues à section circulaire. Toutefois, dans le cas des tubes à section carrée, les modes de déformation obtenus sont relativement différents de leurs homologues à section circulaire. En effet, l'évolution de la courbe charge-déplacement demeure similaire tant que les deux systèmes produisent des flambages progressifs (Menouer et al., [2014] ; Abramowicz et Jones, [1984]). Ainsi, pour un tube carré entièrement écrasé, le rapport géométrique transversal $\zeta=c/t$ a un rôle important dans la définition du mode de déformation. En outre l'extension et le fléchissement interne et externe de la paroi de mur de tube conduisent à un état de contrainte sévère. Et pour des tubes minces avec un rapport géométrique $\zeta= c/t =100$, un mode d'écoulement non-compact peut se produire, caractérisé par des pliages plastiques circonférentiels et séparés par des surfaces vierges légèrement courbées (Reid et al., [1986]). Généralement, on considère ce mode de déformation comme étant relativement instable au même titre que le mode Eulérien (**figure I.20.a**), qui est un mécanisme indésirable en termes d'optimisation de la dissipation.

En restant toujours dans l'optique d'une optimisation d'absorption d'énergie dans le cas de chocs dynamiques et en s'intéressant aux mêmes systèmes tubulaires à paroi mince (Abdul-Latif et al., [2006]) tout en élargissant l'éventail géométrique, est-il possible d'améliorer davantage la capacité dissipatrice d'énergie de telles structures ? Finalement, la question qui se pose est : partant d'un chargement dynamique uniaxial, comment faire pour générer une sollicitation de type complexe ? Ceci peut être réalisé par exemple, via la complexité du trajet du chargement mécanique appliqué. Ainsi, sans intervenir, ni sur la nature, ni sur la géométrie et encore moins sur les propriétés intrinsèques du matériau des tubes appelés à se déformer, une surconsommation d'énergie du tube écrasé est-elle susceptible d'être générée pour cette forme géométrique ?

Contrairement aux systèmes classiques, le concept utilisé dans ce travail est basé sur une l'idée d'un écrasement complexe biaxial ou multiaxial, la solution apportée consiste comme il a été montré auparavant à la conception d'un nouveau montage mécanique (ACTP), servant d'intermédiaire entre la source de l'effort et l'éprouvette à écraser.

Testé déjà sur plusieurs structures à section circulaire, les résultats obtenus dans le cas du cuivre par exemple, exhibent des augmentations de l'énergie absorbée de l'ordre de 35% en écrasement quasi-statique (Baleh et Abdul-Latif, [2007] et 44% en flambage dynamique [Abdul-Latif et Baleh, [2008]) comparativement au cas uniaxial classique de référence.

L'objectif essentiel de ce travail vise finalement à améliorer davantage la capacité dissipatrice d'énergie de systèmes tubulaires à section **carrée sous déformations dynamiques extrêmes**. L'usage de ce fait, d'un côté du dispositif ACTP pour le pilotage du trajet de chargement et de l'autre du poids tombant pour le respect du régime de sollicitation dynamique, est indissociable. Par ailleurs, l'apport de deux nouvelles configurations générant des trajets de chargement encore plus complexifiés que ceux utilisés jusque-là, via deux nouveaux angles d'inclinaison (ou vitesses de torsion Bi-53° et le Bi-60°) offrent l'occasion de pousser davantage les limites de ces SAE et confèrent plus d'originalité à cette partie de notre investigation.

Ainsi, de nature purement expérimentale, cette étude est menée sur plusieurs échantillons en aluminium de section carrée, géométrie jamais traitée auparavant sous de telles conditions de sollicitation. L'évaluation de la charge moyenne et de l'énergie absorbée renseignera particulièrement sur l'efficacité du concept développé à améliorer progressivement l'absorption spécifique d'énergie en concomitance avec l'augmentation de la composante de **torsion** de la sollicitation. Celle-ci, en vertu des résultats positifs obtenus précédemment en régime quasi-statique, imputée au trajet de chargement, devrait davantage influencée, en raison de l'intensité de la vitesse de sollicitation mais aussi de la singularité de la section droite utilisée, au travers des **angles droits**. Et de combien sera alors le taux d'augmentation du pouvoir dissipatif d'une telle structure par comparaison à une section cylindrique homologue ?

V-3 PROCEDURE EXPERIMENTALE

V-3.1 Sur les conditions expérimentales

L'usage du nouveau dispositif intitulé **ACTP** est inévitable pour le mode biaxial. Ici, pour ce type de section (carrée), l'encastrement est donc assuré par un système de serrage radial comme c'est si bien rappelé et illustré sur la **figure V.1** ci-dessous. Ainsi, de par sa commodité, quelle que soit la géométrie utilisée, la déformation générée sur la paroi du tube demeure tributaire des mouvements simultanés de translation et de rotation du croisillon induisant la sollicitation composée de compression-torsion en concomitance.

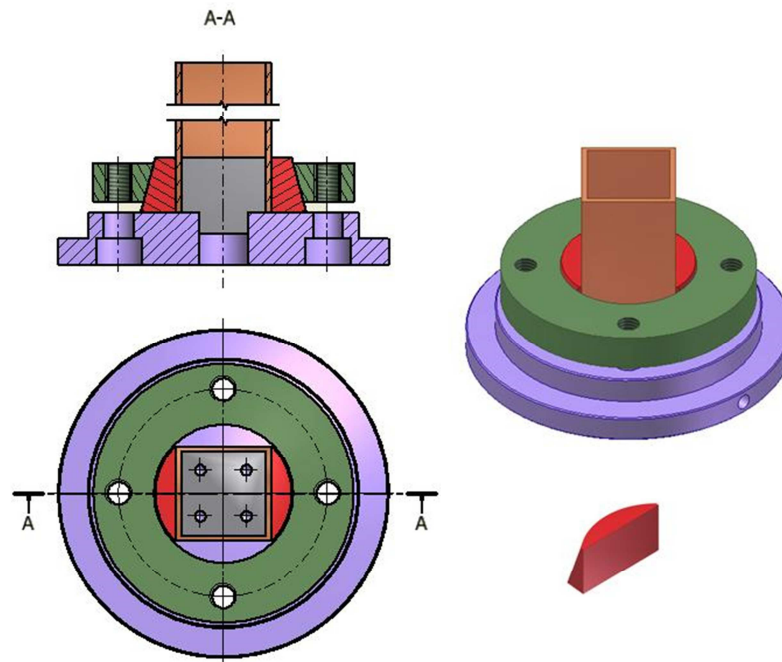


Figure V.1 : Illustration du système de fixation de la structure tubulaire à section carrée utilisée.

V-3.2 Matériaux et structures utilisés

Cette étude porte donc sur un matériau métallique ductile d'origine commerciale. Il s'agit de l'aluminium dont les normes sont respectivement AFNOR A506411 et A50-451 (référence 6060). Ses caractéristiques mécaniques sont dans l'ordre $Re = 150$ MPa et $E = 70$ GPa. Ce choix est justifié bien entendu par sa bonne ductilité mais aussi son rapport qualité/prix.

Comme il a été signalé, les structures choisies sont définies par $\zeta = c/t$ rapport transversal et le rapport longitudinal $k = c/L$. Les structures utilisées (**figure V.2**) ont pour paramètres géométriques suivants :

- Tube en aluminium de section (35 mm x 35 mm) et épaisseur $t = 2$ mm.
 - $\zeta = 17,5$
 - $k = 0.35$

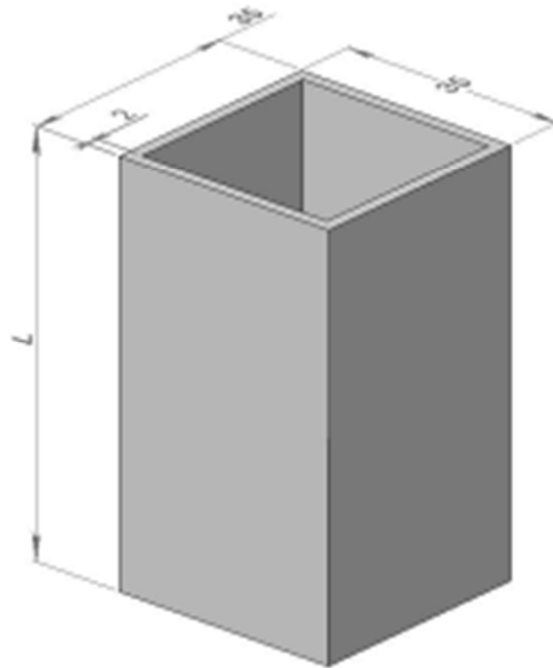


Figure V.2 Géométrie de la structure tubulaire à section carrée utilisée.

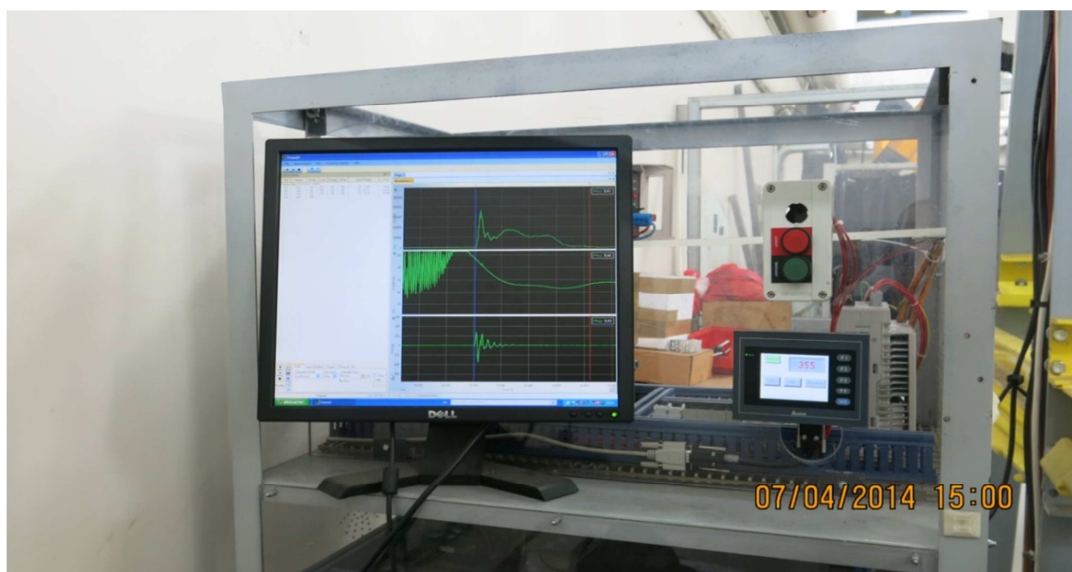
V- 4 A PROPOS DE LA PROCEDURE EXPERIMENTALE

La campagne d'essais dynamique est réalisée sur une station de crash-test de type poids tombant (**figure V.3 a et b**), dotée d'une vitesse d'impact de 10 m/s et d'une capacité énergétique pratique de 2,5 kJ. En effet, limité par des considérations de sécurité de l'enceinte, la charge d'impact maximale est de masse 55 kg.

Ici, du fait de l'extrême sensibilité de la réponse du matériau vis-à-vis des conditions expérimentales, due à plusieurs facteurs tels que la vitesse de sollicitation élevée, la précision de centrage de la charge, les différentes phases de serrage etc., l'exigence d'une bonne fiabilité des résultats expérimentaux nous impose d'appliquer une redondance de l'ordre 3 à 5 essais pour chaque configuration. Ainsi pour l'ensemble des résultats des cas abordés, l'écart de moins de 5% a permis chaque série de tests réalisés par configuration abordée.



(a)



(b)

Figure V.3 : (a) *Vue d'ensemble d'un test dynamique biaxial via ACTP et poids tombant;* (b) *Phase d'acquisition des grandeurs physiques, force, déplacement et accélération.*

V- 5 RESULTATS ET COMMENTAIRES

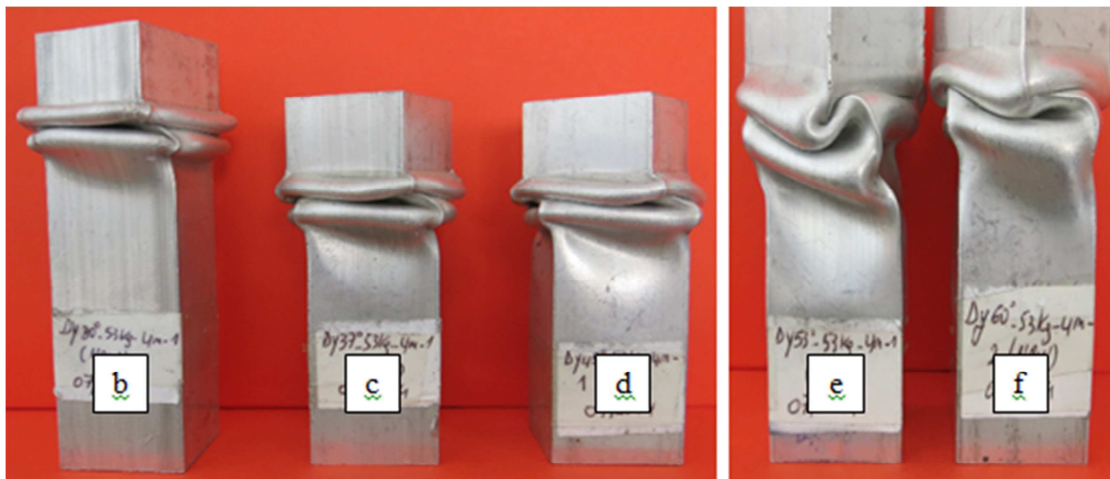
Tout comme pour le régime quasi-statique, il est connu que l'énergie absorbée demeure contrôlée exclusivement par des mécanismes de flambage plastique conduisant à la formation de rotules plastiques et de zones plus au moins continues de plasticité localisée (couronnes), qui diffèrent d'un mode de déformation à un autre. De ce fait, les trois évolutions classiques sont ciblées dans ce genre d'investigation : le mode de déformation, la charge d'écrasement et bien évidemment l'énergie dissipée qui lui est associée.

V-5.1 Modes de déformation générés

Trois modes de déformation distincts, notés respectivement MA (mode axisymétrique), MD (mode diamant) et MX (mode mixte) sont générés régulièrement comme modes de flambage plastique par l'ensemble des tubes lors de l'écrasement uniaxial et biaxial modéré (B-30° et B-37°). En revanche, pour les biaxiaux sévères (Bi-53° et Bi-60°), il nous paraît utile de distinguer deux nuances de motifs de déformation produites. En effet, pour ces derniers cas, la majorité des tests réalisés engendre un mode mixte, dont les proportions en axisymétrique ou en diamant diffèrent d'une vitesse de torsion à l'autre autre, avec un gauchissement de la déformation dépendant de la composante de torsion. Ce nouveau sera intitulé le mode axisymétrique torsadé (MAT).



(i)



(ii)

(iii)

Figure V.4 : Vues d'ensemble des modes de déformation obtenus dynamique en vue externe sous régime biaxial : (i) uniaxial (a-référence) ; (ii) biaxial modéré (b Bi-30°; c Bi-37° et d Bi-45°) et (iii) biaxial sévère (e Bi-53° et f Bi-60°).

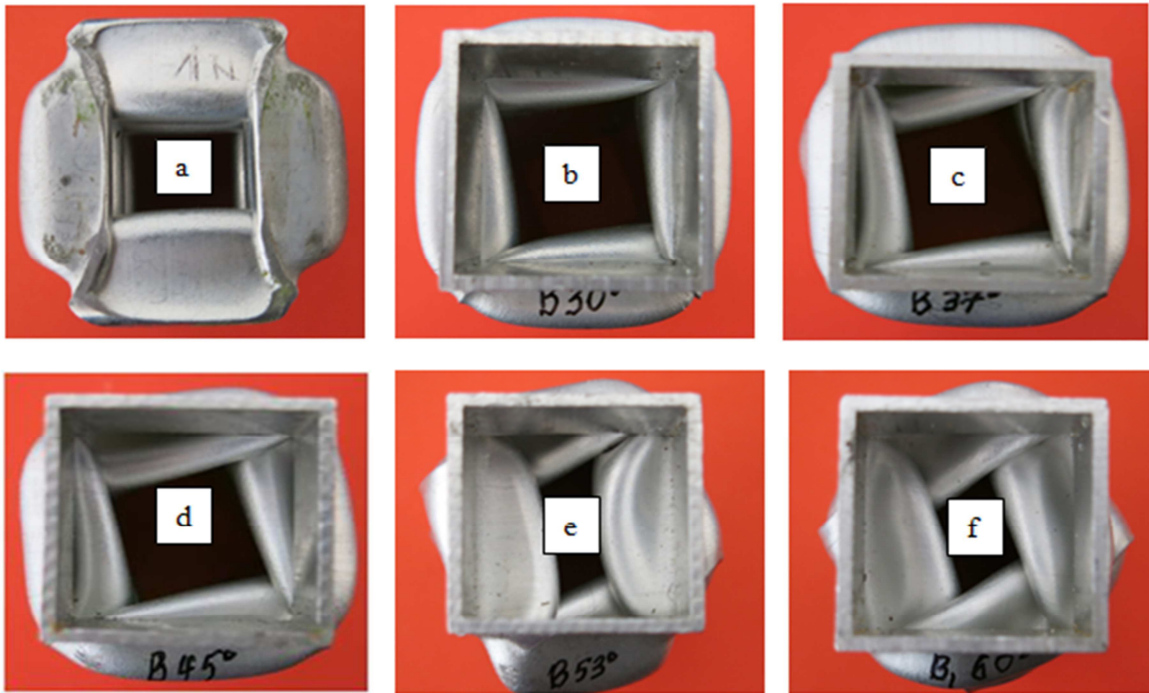


Figure V.5 : Aperçu, en vue de dessus, des modes de déformation obtenus sous un régime dynamique pour les 3 modes de sollicitation : a- uniaxial de référence et le biaxial : modéré (b Bi-30° ; c Bi-45°) et sévère (e Bi-53° ; f Bi-60°).

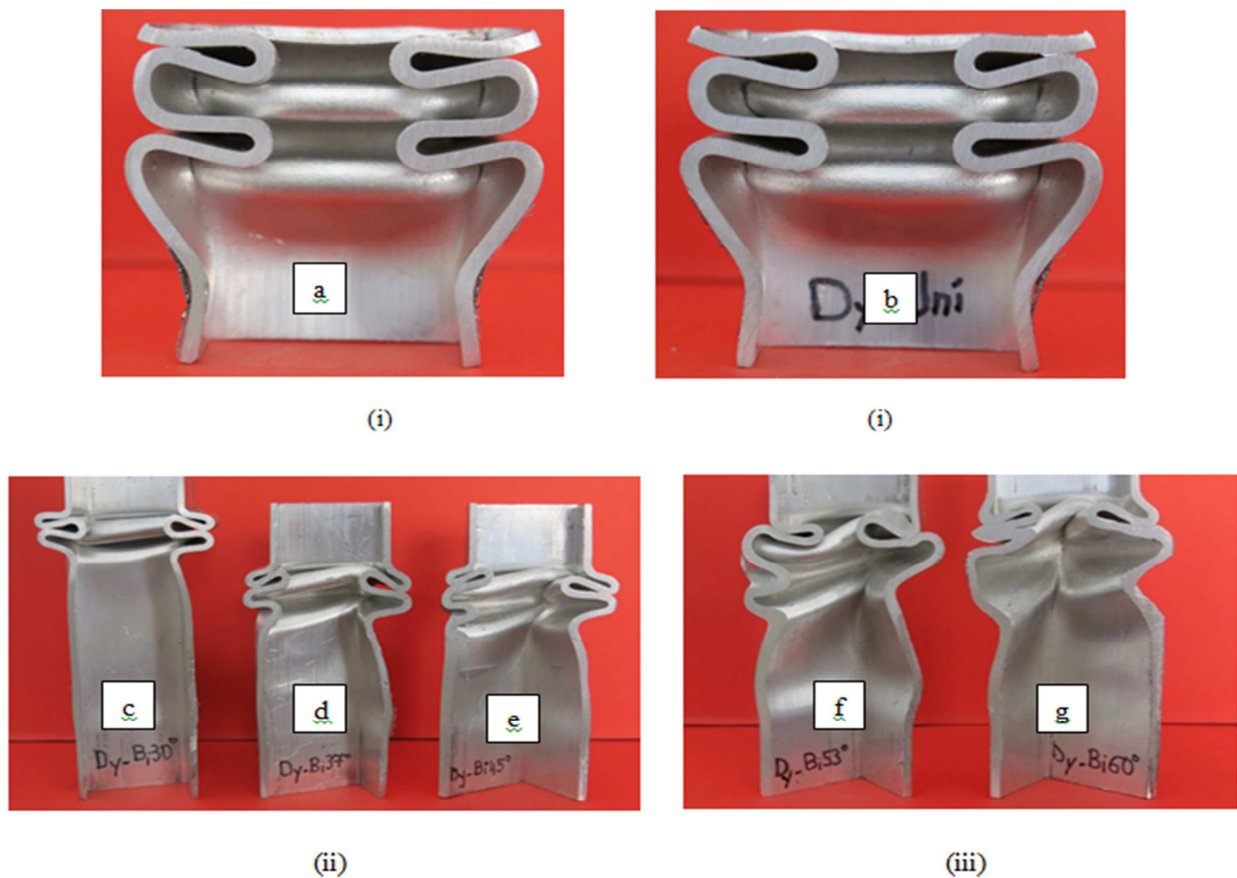


Figure V.6 : Les 6 configurations en coupe longitudinale : évolution du mode de déformation en vue interne en uniaxial et biaxial dynamiques : (i) uniaxial pour un même échantillon a- tronçon de gauche et b- tronçon de droite ; (ii) mode modéré (c Bi-30° ; d Bi-37° et e Bi-45°) ; (3i) mode sévère (f Bi-53° et g Bi-60°).

L'ensemble des **figures (V.4, V.5 et V.6)** précédentes montrent globalement que la majorité des tests produit des différents modes : (i) axisymétrique pur MA, (ii) axisymétrique torsadé MAT et (iii) mixte MXA à dominante axisymétrique. A noter toutefois que pour cette géométrie, la configuration uniaxiale de référence génère du MA systématiquement (**fig V.4 a, fig V.5 a et fig V.6 a et b**). En revanche, l'introduction de la composante de torsion conduit à l'apparition d'un phénomène de gauchissement qui bouleverse le mode originel MA et qui s'accroît avec l'accroissement de la composante de torsion et donc du degré de complexité de la sollicitation. Ce qui transforme le MA en MAT. Par ailleurs, dans le cas du mode biaxial sévère, on obtient très souvent du mode mixte MXA. En fait, la proportion d'axisymétrique ou de diamant diffère et/ou d'un taux de changement de la composante de torsion à un autre. Les modes générés sont donc systématiquement le MA et le MAT pour l'ensemble des configurations biaxiales modérées pour ce matériau et cette géométrie, le MAT ou le MXA pour celles du mode sévère. Ce premier constat est valable quelle que soit la vitesse employée même pour le régime de sollicitation quasi-statique, autrement dit, comme on peut s'y attendre c'est bien la conséquence de l'entrée en action de la composante de torsion de la sollicitation donc la transition uni-biaxiale qui engendre ce changement de comportement du matériau.

En outre, comme le montre si bien particulièrement les **figures (V5.e et V5.f), (V6 .ii et V6.iii)**, le mécanisme d'écoulement demeure tributaire de la complexité du chargement, i.e. le type de pliage et son enfoncement à l'intérieur du tube sont affectés graduellement par le niveau de complexité. En effet, en mode sévère (Bi-60° et Bi-53°) ce phénomène est nettement plus prononcé que pour tous les cas modérés, ce qui s'explique par la proportionnalité entre complexité du chargement et inclinaison de l'hélicoïde. On notera aussi le glissement des couronnes plastifiées vers l'axe du tube induisant un bourrage de la section droite de manière quasi-symétrique.

A noter par ailleurs, outre le flambement de la paroi du tube révèle l'apparition de fissures ou microfissures longitudinales accompagnées de zones d'affaissement localisées au niveau des corners, autre phénomène physique qui devrait accentuer forcément l'absorption d'énergie par la paroi du matériau.

V-5.2 Grandeurs physiques enregistrées : Charge, course et énergie

De part l'intérêt que nous accordons à l'entrée en action de la sollicitation de torsion à travers l'étude de l'ensemble des configurations biaxiales et pour le régime dynamique, autrement dit à l'entame de la transition uni-biaxiale de la sollicitation, il est tout à fait naturel

d'accorder une importance particulière aux systèmes de fixation pour chaque type d'éprouvette utilisé afin de tenir compte à travers cette étude des conditions aux limites. Ces systèmes de fixation dont le rôle principal est de garantir la coaxialité mais aussi d'éviter tout patinage ou glissement de la structure à ses deux extrémités en torsion en assurant une parfaite adhérence avec le croisillon et le disque de base du dispositif ACTP (**figure II.1**), bien que le profil carré de la section du tube ne favorise pas de telles possibilités contrairement aux structures cylindriques. Ainsi, il est nécessaire dans cette partie de l'étude de tenir compte lors de l'interprétation des résultats de la contribution de l'encastrement comme mode de fixation des extrémités de la structure sur l'augmentation globale de l'énergie dissipée sans avoir à l'estimer avec précision.

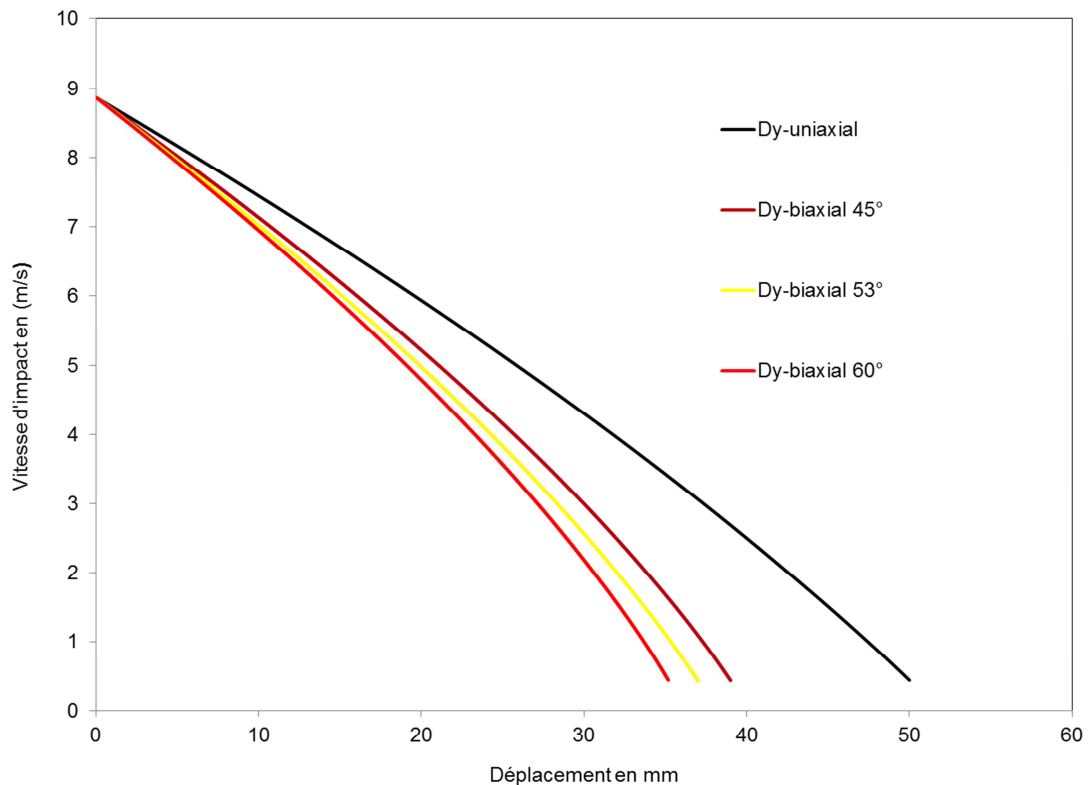


Figure V.7 : Courbe d'évolution typique de la vitesse d'impact pour des configurations uniaxiale et biaxiale.

La courbe **figure V.7** montre l'évolution de la vitesse de sollicitation des éprouvettes qui correspond en réalité à celle de la vitesse de déplacement de l'impacteur tout au long du processus d'écrasement. Cette évolution caractérisée par une diminution progressive de la vitesse jusqu'à la fin du test. C'est donc ce déplacement qui détermine également la course totale écrasée.

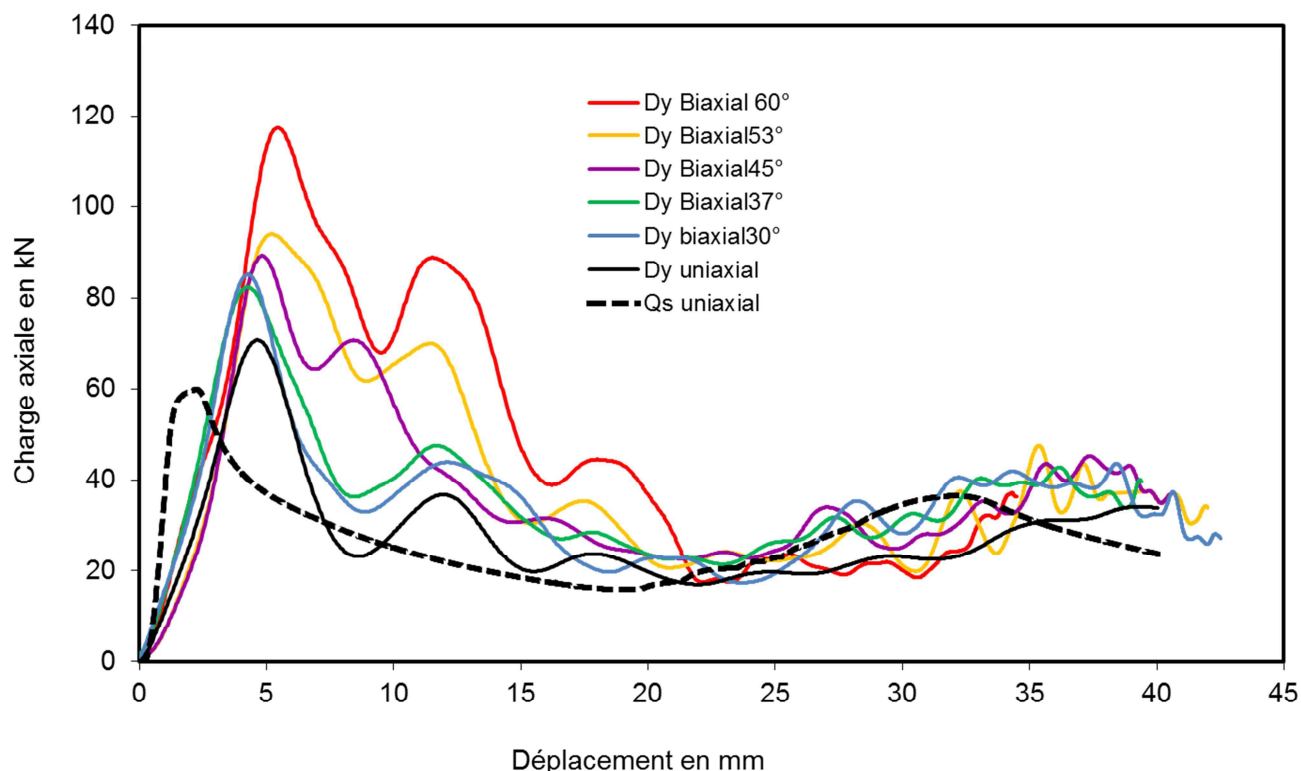


Figure V.8 : Courbes dévolution de la charge d'écrasement nécessaire en fonction de la longueur d'écrasement pour l'ensemble des configurations en régime dynamique et l'uniaxial de référence quasi statique.

D'un point de vue global, l'ensemble des résultats obtenus regroupés dans le panorama de courbes exhibées par la **figure V.8** ci-dessus, amène d'intéressants enseignements.

En premier lieu, une allure similaire de la charge de flambage en fonction de la course pour toutes les configurations. En effet, les évolutions demeurent semblables à celles du mode quasi-statique caractérisées par deux phases distinctes : (i) une première phase comprenant trois sommets de notamment le premier pic de plasticité (ii) elle est suivie d'une seconde d'une évolution pseudo-sinusoidale, avec des variations irrégulières d'amplitudes plus au moins prononcées. A noter cependant, l'aspect le plus remarquable ici, ayant trait à l'extension prononcée de l'aire de la première phase en mode biaxiale et ce quelle que soit la configuration utilisée. Ceci se traduit par ailleurs par une augmentation progressive la charge maximale passant de 73 kN en l'uniaxial à 116 kN en biaxial (voir **tableau V.1**). Cette variation considérable de la contrainte limite signifie une mise en évidence claire de la sensibilité de ce matériau aux vitesses de sollicitation dynamiques et à la complexité du chargement. Ainsi, on peut donc identifier deux zones parfaitement distinctes, plus ou moins amplifiées par le couplage vitesse-complexité de la charge, avec des valeurs charges

moyennes enregistrées nettement différentes et très éloignées les unes des autres selon le type de configurations biaxiales considérées.

- (i) Une première zone allant de 0 à 20mm (23 mm pour le Bi60°) de la course totale écrasée selon la configuration, qui manifeste une amplification très prononcée de la charge d'écrasement nécessaire et une allure plutôt parabolique concave. Cette amplification s'avère très sensible au type de configuration employée et influe foncièrement sur la charge d'écrasement nécessaire. Autrement dit, on peut en déduire qu'il survient à ce niveau un accroissement de la résistance intrinsèque du matériau au flambage plastique, conduisant naturellement à une amélioration de l'énergie consommée et accentuée progressivement par le degré de complexité du chargement. C'est le cas aussi bien pour les configurations biaxiales dites sévères Bi53° et Bi60° que pour les modérées i.e. Bi45° et Bi37°. Ceci s'explique en réalité, par le fait que cette phase atteste d'une concomitance de deux phénomènes distincts, autrement dit d'un couplage des effets de la transition uniaxiale-biaxiale de la charge (induisant de surcroît une triaxialité de la contrainte de sollicitation composée que subit la paroi du : compression-flexion-cisaillement) et celui de la vitesse de la sollicitation, qui demeure important ici contrairement au régime quasi-statique. En effet, durant cette première phase du processus d'écrasement, la vitesse, bien que diminuant progressivement, s'avère assez élevée et le régime de sollicitation demeure plutôt dynamique, car coïncidant avec le début de l'impact. L'écoulement plastique est à cet effet dynamique et de ce fait l'influence de la vitesse ne peut être négligée dans ce cas, comme spécifié déjà précédemment à travers plusieurs travaux de recherche.

- (ii) une seconde zone, coïncidant avec la poursuite du processus d'écrasement qui s'opère ici à vitesse réduite et naturellement descendante. Durant cette phase le mécanisme de déformation est généré un écoulement plastique de type plutôt quasi-statique, d'où un effet relativement faible (mais toujours relativement apparent) du trajet de chargement sur la charge d'écrasement nécessaire comparativement à la première zone.

A noter l'indique aussi le **tableau V.1** suivant que la course d'écrasement diffère d'une configuration à l'autre bien les conditions d'écrasement demeurent identiques, hormis la complexité de chargement.

Sur un plan individuel, l'augmentation progressive du degré de complexité du chargement s'apparente à une augmentation analogue de la charge limite d'entrée en plasticité mais aussi de la charge d'écrasement moyenne et qui doit donc engendrer une dissipation supplémentaire. Il est indéniable que c'est le cas Bi60° du mode biaxial sévère qui s'arrose la

plus forte amélioration des deux charges non seulement par rapport à l'uniaxial de référence mais aussi pour l'ensemble des autres configurations.

A titre d'exemple, comme le montre le **tableau V. 2**, elle passe ainsi de 26,9 kN à 37,6 kN soit un taux de 40% entre les deux cas référence et Bi60°. Ce taux diminuant progressivement passant alors à 36%, 35%, 32% et 26% respectivement pour les autres configurations Bi53°, Bi45°, Bi37° et Bi30°. Cette évolution démontre une augmentation croissante de la résistance du matériau par rapport à l'augmentation de la complexité du chargement et qui s'avère en parfaite corrélation par le constat concernant les longueurs écrasées par chaque configuration, comme révélé par les valeurs expérimentales obtenues. En effet, comme celui-ci résume bien le **tableau V.1** qui met également en évidence l'influence des conditions aux limites, la nature de la sollicitation et la vitesse de sollicitation sur le comportement de structures à section carrée en aluminium pour les toutes les situations utilisées, résumées en trois modes : mode référence (uniaxial simple), biaxial modéré (Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°) et le biaxial sévère (Bi-53° et Bi-60°).

Config	Uniaxiale			Bi-30°			Bi-37°		Bi-45°		Bi-53°		Bi-60°	
	T ₁	T ₂	T ₃	T ₁	T ₂	T ₃	T ₁	T ₂	T ₁	T ₂	T ₁	T ₂	T ₁	T ₂
F _{moy,kN}	26,6	26,9	26,9	34,7	34,8	33,6	35,6	34,1	37,2	36,5	37,8	36,6	37,6	37,6
F _{max,kN}	72,8	73,2	73,2	86,9	73,7	84,8	82,4	76	91,3	89,3	94,8	94	117	116
δ (mm)	57	56	56,6	36,7	42,5	42,5	39,4	38,6	40,6	40,6	40	38	34,6	34,6
Fmoy Dy	26,9			33,6			35,6		36,5		36,6		37,6	
Fmoy Qs	26,8			32,8			33,2		34		35,3		39	

Tableau V.1 : *Aperçu global et correspondance entre les charges d'écrasement enregistrées moyenne et maximale et les longueurs écrasées pour les diverses configurations sur des éprouvettes en aluminium à section carrée.*

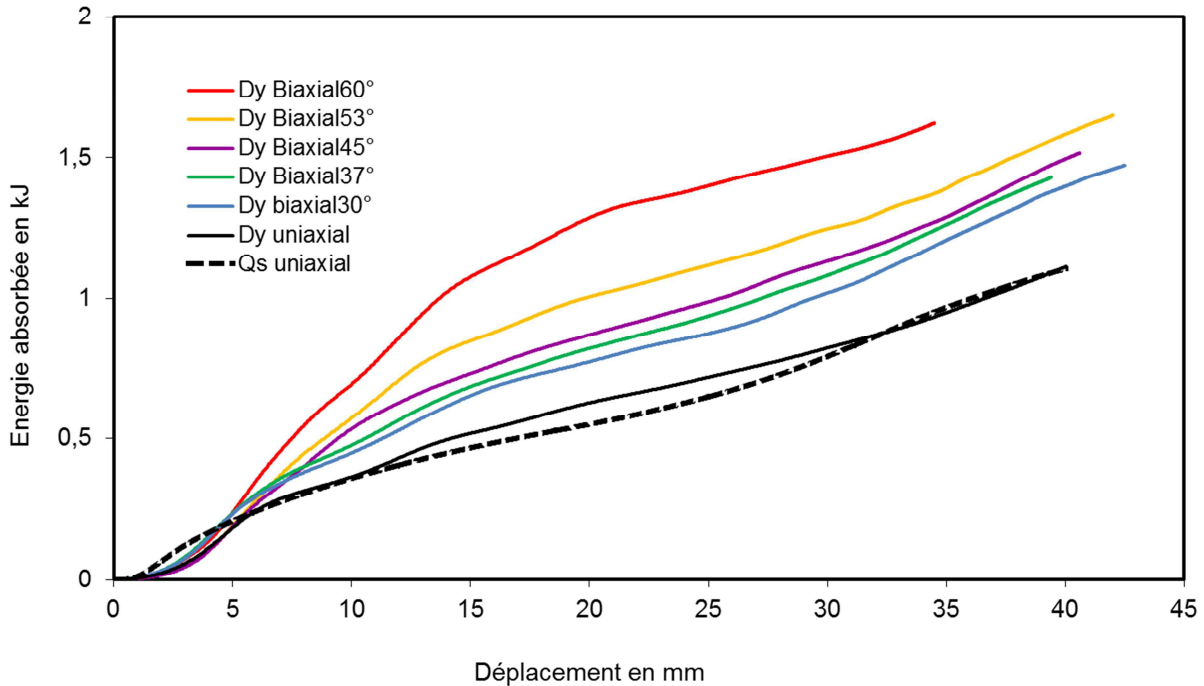


Figure V.9 : *Courbes d'évolution de l'énergie absorbée en fonction de la longueur d'écrasement pour l'ensemble des configurations en régime dynamique et l'uniaxial de référence quasi-statique.*

L'absorption d'énergie est étudiée à travers la **figure V.9** donnant, par intégration des courbes force-déplacement de la **figure V.8** précédente l'évolution de l'énergie absorbée en fonction de la course écrasée δ pour l'ensemble des configurations. D'emblée, Il y a lieu de noter la nette démarcation les uns des autres des courbes des trois modes d'écrasement sur le spectre global : (i) les courbes uniaxiales de référence quasi-statique et dynamique les plus basses du spectre, (ii) les courbes du biaxial modéré regroupant les trois du milieu du spectre (Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°) et (iii) les deux courbes supérieures du biaxial sévère (Bi-53° et Bi-60°). Ces bifurcations renseignent bien sûr sur une nette différence d'influence du trajet de chargement sur le comportement de la paroi, autrement du mode de complexité sur le matériau. Et comme attendu, elles montrent donc une augmentation très significative en faveur du mode biaxial et un accroissement net et progressif (et/ou parabolique) en fonction du degré de complexité et selon les deux phases du processus de flambage citées précédemment, dynamique ou "relativement quasi-statique". Les zones de variation évoluant de manière non-linéaire selon δ , affiche une influence d'autant plus visible que la longueur écrasée est importante pour $\delta = 5$ mm jusqu'à environ $\delta = 30$ mm, notamment en faveur du biaxial sévère (Bi-53° et Bi-60°). Par ailleurs, le bouquet des trois courbes du mode biaxial modéré (Bi-30°, Bi-37° et Bi-45°) présente à son tour un net avantage par rapport à l'uniaxial

de référence sur la même longueur écrasée pratiquement. Au-delà, l'écart se resserre et tend à se stabiliser avec des pentes plus au moins identiques entre l'ensemble des courbes correspondant aux trois modes de sollicitation.

C'est le cas par exemple pour $\delta = 5, 10$ et 30 mm, comme le montre bien d'ailleurs les histogrammes des **figures V.10 et V.11**, qui révèlent des augmentations progressives en faveur du mode biaxial par rapport au mode uniaxial de référence.

Type de Configuration		Uniaxial	Bi-30°	Bi-37°	Bi-45°	Bi-53°	Bi-60°
Energie Dy [kJ]	$\delta = 10\text{mm}$	0,364	0,449	0,477	0,535	0,570	0,694
	$\delta = 20\text{mm}$	0,627	0,774	0,822	0,870	1,005	1,285
	$\delta = 30\text{mm}$	0,823	1,017	1,081	1,132	1,245	1,504
Energie Qs [kJ]	$\delta = 10\text{mm}$	0,358	0,410	0,403	0,411	0,430	0,475
	$\delta = 20\text{mm}$	0,549	0,64	0,663	0,681	0,692	0,706
	$\delta = 30\text{mm}$	0,793	1,031	1,004	1,003	1,011	1,101
Gain en (%) Dy/Qs	$\delta = 10\text{mm}$	1,67	9,5	18,4	30	32,6	46
	$\delta = 20\text{mm}$	5,55	21	24	27,8	45,2	82
	$\delta = 30\text{mm}$	3,78	/	7,66	12,9	23,14	36,6

Tableau V.2 : Étude énergétique comparative pour trois courses distinctes et pour les deux régimes de sollicitation quasi-statique et dynamique pour des structures en aluminium à section carrée.

Cette partie de l'étude cible trois points équidistants de chaque longueur écrasée de structure ($\delta = 10\text{mm}$, $\delta = 20\text{mm}$ et $\delta = 30\text{mm}$), sélectionnés en coïncidence avec le tronçon estimé correspondre à la phase dynamique des tests d'impact.

D'après les **tableaux V.2 et V.3**, on peut noter aisément que c'est la zone autour de la course d'écrasement de $\delta = 20$ mm que s'affiche la plus grande sensibilité de l'aluminium par rapport au trajet de chargement, et ce quelque soient la configuration et le régime considérés.

Enfin, afin de tenir compte du constat précédent, une fois tous les résultats traités et analysés, on résume dans le **tableau V.2** l'ensemble des variations des deux grandeurs principales d'écrasement brutes enregistrées pour chaque configuration, la charge moyenne et l'énergie absorbée associées à chaque quantité ou volume de matériau écrasé en fonction de la course d'écrasement δ mesurée après chaque test. Ainsi, on peut d'ores et déjà noter que les courses enregistrées montrent une évolution décroissante par rapport au degré de complexité,

passant alors de $\delta = 57$ mm pour la configuration uniaxiale de référence à $\delta = 34,6$ mm pour le Bi-60° (**tableau V.1**). Et dans ce cas, il est donc clair que c'est bien la résistance intrinsèque du matériau qui gouverne le processus de de l'écoulement plastique du début jusqu'à la fin de l'impact, contrairement au régime quasi-statique. On note ainsi une diminution très significative en passant du chargement uniaxial simple au plus complexe de la longueur écrasée. De ce fait, il est donc opportun de conclure que dans la mesure où la masse d'impact demeure inchangée durant le test, c'est inévitablement la résistance du matériau donc le surécrouissage généré par la complexité de la sollicitation qui est à l'origine de ces importantes diminutions des longueurs écrasées, ce qui impose alors une plus grande dissipation d'énergie comme le montre bien le **tableau V.3**.

Type de Configuration		Uniaxial	Bi-30°	Bi-37°	Bi-45°	Bi-53°	Bi-60°
Fmoy [kN] en dynamique	$\delta = 10$ mm	36,6	45	48	54,47	58,4	70,85
	$\delta = 20$ mm	31,04	37,85	40,28	42,7	49,4	63,3
	$\delta = 30$ mm	26,73	32,35	34,15	35,7	38,34	43
Gain en Fmoy [%]	$\delta = 10$ mm	Réf	22,9	31,1	48,9	59,6	93,6
	$\delta = 20$ mm	Réf	21,9	29,7	37,5	59,4	104
	$\delta = 30$ mm	-	-	-	-	-	-
Energie [kJ] en dynamique	$\delta = 10$ mm	0,364	0,449	0,477	0,535	0,570	0,694
	$\delta = 20$ mm	0,627	0,774	0,822	0,870	1,005	1,285
	$\delta = 30$ mm	0,823	1,017	1,081	1,132	1,245	1,504
Gain en énergie [%]	$\delta = 10$ mm	Réf	23,3	31	47	57	91
	$\delta = 20$ mm	Réf	23,4	31,1	38,7	60,2	105
	$\delta = 30$ mm	Réf	23,5	31,3	37,5	51,3	82,7

Tableau V.3 : Tableau comparatif du gain en énergie pour le régime de sollicitation dynamique pour trois courses d'écrasement ($\delta=10,20$ et 30 mm) en fonction de la complexité.

Le **tableau V.3** qui présente une intéressante comparaison sur l'évolution de la charge moyenne et de l'énergie dissipée entre les chargements uniaxial et biaxial modéré et sévère pour le régime dynamique seul. On relève une augmentation croissante du pourcentage des deux grandeurs en fonction de la complexité du chargement pour les trois courses ciblées. En revanche, on notera une décroissance de la charge moyenne pour une même configuration entre les trois courses qui s'explique aisément par l'entrée en plasticité du matériau. Quant à

la dissipation d'énergie, sa croissance en rapport avec le degré de complexité de la charge est évidente.

En revanche et localement, celle-ci est nettement plus importante en chargement biaxial sévère, contrairement au modéré où elle est insignifiante hormis pour le Bi45° une augmentation décroissante par rapport à la course ($\delta=10\text{mm}$, 20mm et 30mm). Et dans le cas notamment du biaxial sévère, le pourcentage d'augmentation est très important pour la course $\delta=20\text{mm}$, celui-ci totalise un accroissement de l'ordre de 105% en faveur du Bi60° par rapport à la référence uniaxiale.

Les histogrammes comparatifs des **figures V.10 et V. 11** traitant séparément les régimes de sollicitation quasi-statique et dynamique pour les trois longueurs écrasées en fonction de la complexité, confirment graphiquement et de manière claire le constat révélé par les deux tableaux précédents. On notera globalement, hormis pour la configuration Bi45°, la prédominance du gain d'énergie pour la course $\delta=20\text{mm}$.

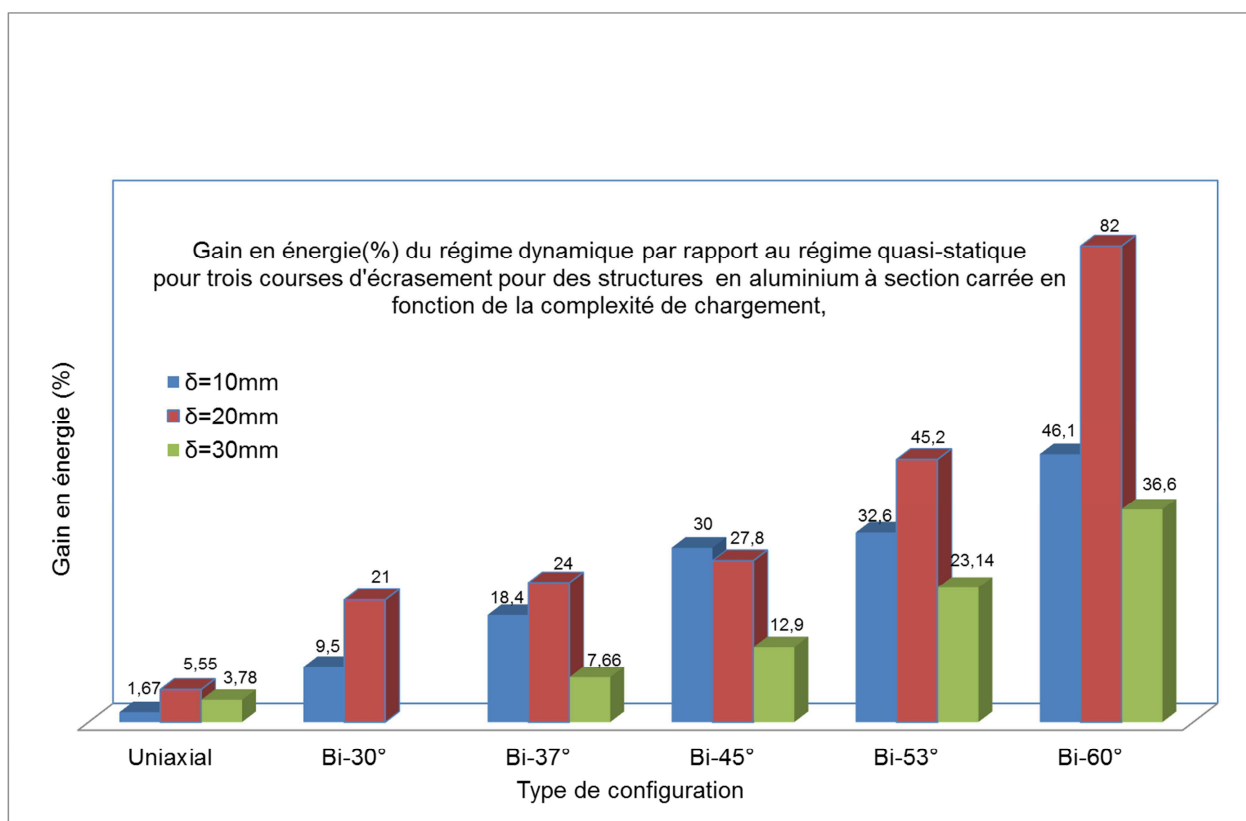


Figure V.10 : Histogramme d'évolution du gain en énergie(%) du régime dynamique par rapport au régime quasi-statique pour trois courses d'écrasement pour l'ensemble des configurations uniaxiales et biaxiales.

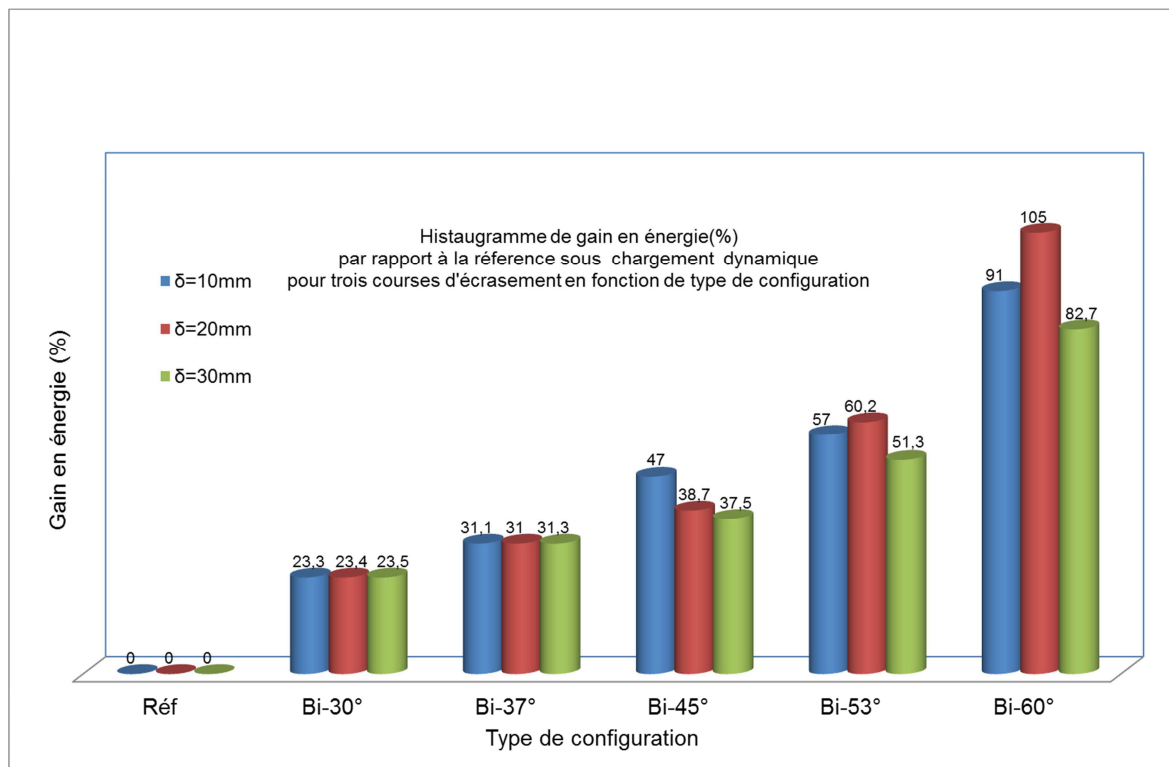


Figure V.11 : Histogramme d'évolution du gain en énergie(%) en fonction des longueurs d'écrasement pour l'ensemble des configurations en régime dynamique.

Enfin les histogrammes comparatifs des **figures (V.10 et V.11)** pour les deux régimes de sollicitation dynamique et quasi-statique et pour les trois courses en fonction de la complexité confirment clairement des influences différentes localement et une même tendance quasi-exponentielle par rapport au degré de complexité. L'effet de la vitesse est mis également en évidence à travers des valeurs déduites locales et globales nettement en faveur du régime dynamique.

V-6 CONCLUSION

Comme en quasi-statique, cette investigation a permis de confirmer la capacité de l'ACTP à optimiser la dissipation d'énergie par flambage plastique en régime dynamique sur des structures tubulaires en complexifiant davantage le chargement et ce pour une géométrie de la section carrée et de justifier son efficacité et sa généralisation pour toutes les sections et matériaux. Ainsi, l'état de complexité de contrainte généré par la multiaxialité de la charge et qui se traduit alors par la simultanéité des déformations de compression, de flexion et de cisaillement, agissant sur la paroi des tubes et conduisant bien à un changement de

comportement du matériau, révélant, comme cela été prouvé auparavant(Drusin et al., [2008]) sur les microstructures de type CFC, l'avènement de mécanismes microstructuraux liés à des phénomènes physiques locaux comme la multiplication des dislocations et des bandes de glissement générés grâce à l'ACTP.

En guise de mode déformation, c'est le mode axisymétrique (MA) qui s'impose systématiquement pour toutes les configurations, avec toutefois une nette sensibilité à la torsion dès le Bi-45°. Celle-ci se manifeste par un gauchissement des couronnes plastiques, générant un mode axisymétrique torsadé (MAT) et l'apparition de microfissures au voisinage de certaines rotules plastiques et des corners. Tous ces mécanismes sont autant d'éléments qui accentuent le travail nécessaire à l'écoulement plastique et favorise la dissipation intrinsèque.

Il est clair que les configurations biaxiales utilisées, réparties pour rappel en deux catégories de complexité, modéré (Bi-30°; Bi-37° et Bi-45°) et sévère (Bi-53° et Bi-60°) ont montré un net avantage en faveur du plus complexe et une parfaite proportionnalité avec le degré de complexité. Ainsi, globalement une augmentation de l'ordre de 40% et 60% en moyenne est enregistrée en charge moyenne d'écrasement entre les biaxiaux modéré et extrême (Bi-45° et Bi-60°), justifiant ainsi une nette amélioration de sa capacité dissipatrice d'énergie et ce quelque soit le mode de déformation généré.

Il s'ensuit une amélioration substantielle de l'énergie dissipée donc du pouvoir dissipatif spécifique. En effet, celui-ci s'avérant très variable localement, mais conjugué avec l'effet de la vitesse de sollicitation, il dépasse 100 % sur la première zone de plasticité dynamique ($\delta = 20\text{mm}$). Ce constat demeure valable pour le régime quasi-statique, mais avec un taux d'augmentation légèrement inférieur 82 %.

Enfin, le pouvoir dissipatif de ces SAE va de paire avec la complexité du trajet de chargement quelle que soit la géométrie du système ou la nature de son matériau, comme il a été déjà prouvé pour d'autres métaux dans nos précédentes études.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

L'objectif essentiel de ce travail de recherche entrepris dans le cadre de la présente thèse est de cerner avec le maximum de précision les influences individuelle et conjointe des principaux paramètres géométriques, mécaniques et du type de chargement, sur le pouvoir dissipatif d'énergie par flambage plastique des systèmes d'absorption d'énergie de nature structure tubulaire à paroi mince. D'emblé, Il y a lieu de préciser qu'il est basé sur une démarche scientifique d'expérimentation pratique compte tenu de la complexité de la tâche, et à défaut de modèles théoriques fiables, il a nécessité la conduite d'une importante et lourde série de tests expérimentaux (plus de 700 tests), qui s'est avérée indispensable pour mener à bien cette investigation. Le but recherché était bien évidemment de proposer des solutions technologiques permettant d'optimiser de manière expérimentale, l'absorption d'énergie par flambage plastique de deux types de structure tubulaire en régime quasi-statique et dynamique. En outre, l'autre objectif de cette étude était d'alimenter et d'étoffer la base de données expérimentale déjà existante, issue des différents travaux de recherche antérieurs développés au sein du laboratoire.

La démarche adoptée ici traite en premier lieu, du problème du comportement de structures tubulaires à section carrée sous écrasement uniaxial, en régimes quasi-statique et dynamique, afin d'évaluer l'effet des deux types **de conditions aux limites** intitulées Uni-LL et Uni-0°. Ces conditions sont assujetties en réalité à la nature des sollicitations envisagées lors du flambage de la paroi du tube : - (i) la sollicitation uniaxiale correspondant à l'écrasement uniaxial de référence avec un positionnement de l'éprouvette en appuis simples (notée Uni-LL), - (ii) celle nécessitant l'encastrement des extrémités du tube (notée Uni-0°) imposée par la composante de torsion lors de la sollicitation composée biaxiale. Les principaux enseignements concernant cette phase **préliminaire** sont résumés comme suit.

- Influence des paramètres géométriques, transversal ($\zeta = c/t$) et longitudinal ($k = c/L$) sur aussi bien le mode de déformation que l'énergie absorbée en régimes quasi-statique (5 et 500 mm/min) et dynamique (9 m/s).
- Confirmation de la faiblesse de l'effet de la vitesse de sollicitation en régime quasi-statique sur la gamme retenue (5 à 500 mm/min) telle qu'avancée par ailleurs par l'état de l'art.
- Similitude des modes de déformation et de l'allure des courbes pour les deux régimes dynamique et quasi-statique.

- Sensibilité du comportement du matériau du point de vue des charges maximales, appliquées notamment suite à la variation de la vitesse de sollicitation durant l'impact par rapport au quasi-statique ; celles-ci sont plus nettement plus importantes en régime dynamique.
- Similitude du comportement du matériau du point de vue des charges moyennes appliquées, en conséquence, les tubes présentant des consommations d'énergie très proches, quel que soit le régime dans le cas d'exécution de ces configurations uniaxiales de référence.
- Enfin, une influence assez significative des conditions aux limites sur la capacité d'absorption des tubes pour le régime quasi-statique. Ainsi, la configuration (Uni-0°) affiche une meilleure dissipation par rapport à la configuration de référence (Uni-LL).

En se basant sur ces premières conclusions et en ayant conscience des limites de l'effet des paramètres géométriques, une seconde voie se basant sur l'effet de la complexité du trajet de chargement, en induisant de ce fait, des phénomènes physiques locaux. Il s'agit alors d'un surécrouissage de la paroi du tube. Ce dernier conduit ainsi à une augmentation de l'énergie dissipée en utilisant évidemment le montage mécanique spécifique ACTP. Ce dispositif permet au travers d'une compression extérieure uniaxiale, de générer une sollicitation composée de compression-torsion simultanément au sein de la paroi de la structure. L'outil offrant aussi l'avantage de la régulation du taux ou de la vitesse de la composante de torsion par le biais de l'angle d'inclinaison des hélicoïdes choisies pour 5 paliers biaxiaux (B-30°, B-37°, B-45°, B-53° et B-60°).

Les travaux ont donc porté essentiellement sur l'effet de la composante de torsion induite, i.e., son intensité de la contrainte de torsion pour chaque chargement imposé, au travers de 5 configurations biaxiales distinctes. Celles-ci, de part leurs résultats respectifs, sont alors classées objectivement en deux catégories ou deux modes, appelés le mode biaxial modéré, comprenant les hélicoïdes de 30°, 37° et 45° et le biaxial sévère (hélicoïdes de 53° et 60°). Ce dernier mode, n'a jamais été employé jusque-là sur aucun matériau ni structure tubulaire cylindrique et à fortiori pour des structures à section carrée en aluminium, qui constituent la cible géométrique privilégiée dans cette étude. Ces travaux ont donc permis de conclure ce qui suit.

- Influence de la sollicitation biaxiale et du taux de changement de la composante de torsion sur l'écoulement plastique et par conséquent sur l'énergie dissipée :

- ✓ pour le cuivre le gain en énergie révélé est de 61% par rapport à l'uniaxial de référence.
- ✓ pour l'aluminium le gain en énergie est de l'ordre de 46 % par rapport à l'uniaxial.
- Désormais, dans le cas des configurations à caractère bi ou multiaxiale, ce sont trois paramètres qui régissent l'écoulement plastique pour chacune des deux sections choisies, les deux paramètres géométriques : respectivement ζ et k (pour la section carrée), η et λ (pour la section cylindrique) ainsi que l'ACTP (le **conditionneur** du mode multiaxial de la sollicitation) au lieu de deux comme dans le cas de l'écrasement uniaxial de référence.
- Accroissement substantiel de la résistance attribuée au phénomène dit de surécrouissage, résultant du changement **intrinsèque** de comportement du matériau, généré par des mécanismes physiques à l'échelle micromécanique (densité de dislocation, bandes de glissement).
- L'aluminium à section carrée, comme le cuivre à section circulaire, sont donc largement affectés par la complexité du trajet de chargement. Pour rappel, ce sont deux polycristallins à structure CFC, donc théoriquement sensibles au trajet de chargement cyclique, selon la littérature.
- Il est clair aussi que le degré de complexité sur le panel des cinq configurations choisies (Bi-30°, Bi-37°, Bi-45°, Bi-53° et Bi-60°) peut être subdivisé en deux catégories, appelées biaxial modéré et biaxial sévère.

La suite des travaux a porté sur le chargement biaxial des structures tubulaires en **aluminium à section carrée sous régime dynamique** générant en réalité **un état de déformations triaxiales** sur la paroi du tube. En effet, l'intérêt des systèmes d'absorption d'énergie en général se retrouve dans une large mesure dans une optique d'usage industrielle sous sollicitations dynamiques. Cette partie de la thèse a donc permis de tirer les conclusions suivantes.

- Elle a confirmé encore une fois la capacité de l'ACTP à optimiser la dissipation d'énergie par flambage plastique, en complexifiant de plus en plus le trajet de chargement quel que soit le régime ou la géométrie de la section utilisée.
- Ainsi, l'état de concentration de contrainte multiaxiale généré naturellement par la bifurcation de la direction de la charge externe, se traduit alors par une simultanée des déformations de compression, flexion et de cisaillement, agissant sur la paroi des tubes et conduisant ainsi à un changement de comportement des matériaux utilisés. La présente

étude a testé deux nouvelles configurations de sollicitation dites mode **biaxial extrême en régime dynamique** jamais abordée jusque-là.

- En guise de déformation, c'est le mode asymétrique (MA) qui s'impose systématiquement pour toutes les configurations, avec toutefois une nette sensibilité à la torsion dès le Bi-45°. Celle-ci se manifeste par un gauchissement des couronnes plastiques, générant un mode asymétrique torsadé (MAT) et l'apparition de microfissures au voisinage de certaines rotules plastiques au niveau des corners. Tous ces mécanismes sont autant d'éléments qui accentuent le travail nécessaire à l'écoulement plastique et favorisant ainsi davantage la dissipation intrinsèque.
- Globalement, les résultats expérimentaux obtenus révèlent clairement que plus la complexité de chargement s'accroît, plus l'énergie absorbée par les systèmes tubulaires utilisés s'améliore. Ainsi, une augmentation de l'ordre de 40% et 60% en moyenne est enregistrée en charge moyenne d'écrasement entre les biaxiaux modéré et extrême (Bi-45° et Bi-60°), justifiant ainsi une nette amélioration de sa capacité dissipatrice d'énergie et ce quel que soit le mode de déformation généré.
- En outre, localement, une amplification nette de l'augmentation l'énergie dissipée, en concomitance avec l'augmentation de la composante de torsion de la sollicitation, affecte principalement **la première phase** du processus de flambage plastique dynamique en modes sévère et modéré. Il est par ailleurs aisé de conclure au niveau de cette phase sur un gain d'énergie plus que substantiel par rapport à l'uniaxial de référence, avoisinant et/ou dépassant les **100%** en faveur du cas biaxial extrême, le Bi-60° notamment, cas le plus complexifié abordé dans cette étude.

En réalité, cet accroissement significatif de la charge moyenne et de surcroît de l'énergie absorbée met en évidence un changement intrinsèque du comportement de l'aluminium (surécrouissage), tout en confirmant une amélioration nette de son pouvoir dissipatif spécifique. Ceci s'explique bien évidemment par l'avènement de mécanismes microstructuraux liés à des phénomènes physiques locaux tels que la multiplication des dislocations et la formation de bandes de glissement générés grâce à l'ACTP comme cela a été déjà prouvé dans nos précédentes études.

L'ensemble de ces résultats permet d'augurer de larges et intéressantes perspectives qu'ouvre cette étude. En effet, aussi bien du point de vue expérimental que théorique, les champs de recherche qui se dessinent sont forts nombreux et prometteurs. Et en guise de

perspectives et comme phases d'études et challenges qui se dessinent, on peut en énumérer certaines à travers les points suivants.

- Nécessité et pertinence d'une étude microstructurale poussée pour justifier et expliquer physiquement et de manière cohérente ces évolutions, d'un point de vue mécanique et métallurgique.
- A titre expérimental, et d'emblée d'autres types de géométries (sections hexagonales, coniques etc.) déjà largement utilisés comme SAE, est une option facilement envisageable eu égard à l'adaptabilité du protocole expérimental et sa commodité d'usage.
- Il serait par ailleurs, intéressant et judicieux de s'orienter vers d'autres matériaux anciens ou de nouvelle génération sous les mêmes conditions de complexité, et l'usage de matériaux métalliques intelligents, tel que l'acier TRIP par exemple, caractérisé par le même type de microstructure (CFC) ; ceci en est une piste intéressante à explorer.
- L'utilisation des structures métalliques composites, tels que les tubes bourrés de mousses métalliques en aluminium notamment, avec comme paramètre intéressant à cibler, la densité et la porosité. Ici, le chargement biaxial appliqué via l'ACTP sur ces structures couplées au bourrage par les mousses va générer naturellement une dimension supplémentaire de la complexité du chargement, qui deviendrait lui conférer ainsi un caractère multiaxial. En effet, l'interaction entre la paroi du tube et la mousse va provoquer une pression interne progressive qui devrait conduire à une amélioration nette de l'énergie dissipée par de tels systèmes.

Et pour chaque matériau étudié en tenant compte de chaque configuration, de part l'effet de sa microstructure, il est toujours important voir primordial de bien "décortiquer" ce dernier point, afin de bien cerner toute l'explication du rôle des hétérogénéités locales. Les travaux futurs devront donc étudier et identifier les phénomènes physiques se produisant surtout au niveau des rotules plastiques, là où s'effectue l'essentiel de l'écoulement énergétique. En effet, une bonne compréhension de tous ces mécanismes physiques, qui se produisent durant l'écrasement, permettrait de développer un modèle de comportement d'un point matériel (lois de comportement), en vue de décrire le comportement aussi bien axial que biaxial sous chargements statique et dynamique. De plus, un tel modèle une fois implémenté dans un code de calcul par éléments finis, permettrait de mieux appréhender l'écoulement plastique quasi-statique ou dynamique, de ces structures comme SAE, sous chargement complexe et de disposer ainsi d'un outil idéal pour l'optimisation de la dissipation d'énergie au moindre coût.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Abdul-Latif, A., **2000**, "On the Lateral Collapse of an Identical Pair of Cylinders," *Int. J. of Solids & Structures* ., 37, pp. 1955-1973.
- Abdul-Latif, A. et Nesnas, K., **2003**, "Plastic Collapse of Cylinders under Constrained Sides and Length Conditions," *ASME, J. Eng. Mat. Tech.*, ASME, 125, pp. 215-221.
- Abdul-Latif, A., **2004**, "Using the Superplastic as a Representative Material to Simulate the Behavior of Rate Sensitive Engineering Materials at High Strain Rates," *EURO-SPF 2004*, July 7th-9th, Ecole des Mines d'Albi-Carmaux.
- Abdul-Latif, A., R. Baleh, et Aboura, Z., **2004**, "Effect of plastic flow mechanisms on the large deformation of hollow tubes loaded axially," *ASME, J. Eng. Mat. Tech.*
- Abdul-Latif A. et Baleh R., **2005**, "Shock-Absorbing Device Compressing a Plastically-Deformable Member, witch is Intended, for Example, for Transport Vehicles". Publication internationale, le 29/09/2005. Brevet d'invention, OMPI n° WO 2005/090822 A1.
- Abdul-Latif, A., R. Baleh, et Aboura, Z., **2006**, "Some improvements on the energy absorbed in axial plastic collapse of hollow cylinders," *Int. J. of Solids and Structures.*, 43, pp. 1543-1560.
- Abdul-Latif, A. and Baleh, R., **2008**, "Dynamic biaxial plastic buckling of circular shells," *ASME, Journal of Applied Mechanics*, vol. 75, issue 3, 031013.
- Abdul-Latif et al., **2010** , "Comparative study of several energy dissipating devices"
- A. Abdul-Latif, *Metallic-Metallic Composite for a Plastically Deformable Member*, INPI, (National Institute of Industrial Property), No. BT 890/1400843, **2014**.
- Abdul-Latif, A. Ahmed-Ali, R. Baleh, M. Ould Ouali, Innovative solution for strength enhancement of metallic like-composite tubular structures axially crushed used as energy dissipating devices, *Thin-Walled Structures* 119 (**2017**) 332-344.
- Abrahamson, G. R. et Goodier, J. R., **1976**, "Dynamic Flexural Buckling of Rods within an Axial Plastic Compression Wave," *J. Appl. Mech.*, 33, 241, AMR 20, Rev. 158.
- Abramowicz W. and Jones N., **1984**, "Dynamic axial crushing of square tubes" *Int. J. Impact Eng.*, vol. 2, pp. 179–208.
- Abramowicz, W., et Jones, N., **1986**, "Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes," *Int. J. Impact Engineering*, 4, pp. 243-270.
- Abramowicz, W., et Wierzbicki, T., **1988**, "Axial Crushing of Foam-Filled Columns," *Int. J. Mech. Sci.*, 30, pp. 263-71.
- Abramowicz, W., et Jones, N., **1997**, "Transition from Initial Global Bending to Progressive Buckling of Tubes Loaded Statically and Dynamically," *Int. J. of Impact Engineering*, 19, pp. 415-437.
- Achenbach, J. D., **1974**, "Elastic Propagation," North-Holland, (Amsterdam).

- Aktay L, Toksoy AK, Güden M. Quasi-static axial crushing of extruded poly-styrene foam-filled thin walled aluminium tubes: experimental and numerical analysis. *Mater Des* **2006**;27(7):556–65.
- Alghamdi, A. A. A., **2001**, “Collapsible Impact Energy Absorbers: An Overview,” *Thin-Walled Structures*, 39, pp. 189-213.
- Al-Hassani, S.T.S., Johnson, W., Lowe, W. T., **1972**, “Characteristics of Inversion Tubes under Axial Loading,” *J. Mech. Eng. Sci.*, 14, pp. 370-381.
- Al-Qureshi, H. A., et De Morraïs, G. A., **1977**, “Analysis of Multi-Version of Tub Ends,” *Design Engng Conf. ASME paper No. 77-DE-35*.
- Alexander, J. M., **1960**, “Approximate Analysis of the Collapse of Thin Cylindrical Shells under Axial Loading,” *Quart J. Mech. Appl. Math.*, 13, pp.10-15.
- Alia RA, Cantwell WJ, Langdon SG, Yuen SCK, Nurick GN. The energy-absorbing characteristics of composite tube-reinforced foam structures. *Composites B* **2014**; 61:127–35.
- Andrews, K. R. F., England, G. L., et Ghani, E., **1983**, “Classification of Axial Collapse of Cylinder Tubes under Quasi-Static Loading,” *Int. J. of Mech. Sci.*, 25, 687.
- Ashby (Michael F.) et Gibson (Lorna J.). – *Cellular solids*. – Cambridge University press, **1997**, second édition.
- Ashby (M. F.), Evans (A.), Fleck (N. A.), Gibson (L. J.), Hutchinson (J. W.) et Wadley (H. N. G.). – *Metal foam : a design guide*. – Butterworth Heinemann, **2000**.
- Atkins, A. G., **1987** “On the Number of Cracks in the Axial Splitting of Ductile Metal Tubes,” *Int. J. of Mech. Sci.*, 29, pp. 115-121.
- Baleh, R., Abdul-Latif, A., et Aboura Z., **2003**, “Etude Expérimentale sur un Système d’Absorption d’Energie par Ecrasement Axial,” 16^{ème} Congrès Français de Mécanique, 1-5 Sept., (Nice), France.
- Baleh, R., **2004**. “Flambage plastique quasi-statique et dynamique de structures tubulaires métalliques sous sollicitations simple et complexe -système d’absorption d’énergie- via un nouveau dispositif expérimental”, Thèse de Doctorat, Université de Technologie de Troyes.
- Baleh, R., and Abdul-Latif, A., **2007**, “Uniaxial-biaxial transition in quasi-static plastic buckling used as an energy absorber,” *ASME, Journal of Applied Mechanics*, vol.74, pp. 628-635.
- Baleh R., Abdul-Latif A., Menouer A. & Razafindramary D., **2016** “Ecoulement Plastique et Dissipation d’Energie Sous Chargement Dynamique : effet de la géométrie et du couplage complexité de chargement et vitesse de sollicitation sur les absorbeurs d’énergie” *PropElec’2015*, 23-24 novembre 2016, Cergy France.
- Banhart, J., J. Baumeister, O. Irretier, J. Jöbstl, « Cost effective production techniques for the manufacture of aluminium foams », *Aluminium* 76 (#6) (**2000**), pp. 491 – 496.
- Banhart, J., « Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams », *Progress in Materials Science* 46 (**2001**), pp. 539 – 632.

- Banhart, J., « Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams », *Progress in Materials Science* 46 (2001), pp. 539 – 632.
- Barnes et al., 2014., “Dynamique crushing of aluminium foams: Part I-Experiment ,” *Int. J. of Solids and Structures*, 51, pp. 1631-1645.
- Blazy (J-S.), “ Comportement mécanique de profilés remplis de mousse d’aluminium, ”. Rapport de DEA, Ecole des Mines de Paris, 1998.
- Blazy(J-S.), 2003, “Comportement mécanique des mousses d’aluminium : caractérisations expérimentales sous sollicitations complexes et simulations numériques dans le cadre de l’élasto-plasticité compressible”. Thèse de Doctorat.
- Chen, W., Wierzbicki, T., 2000, “Relative Merits of Single-Cell, Multi-Cell and Foam-Filled Thin-Walled Structures in Energy Absorption,” *Thin-Walled Struct.*, 39, pp. 287-306.
- Chen, W., Wierzbicki, T., Breuer, O., et Kristiansen, 2001, “Torsional Crushing of Foam-Filled Thin-Walled Columns,” *Int. J. Mech. Sci.*, 43, pp. 2297-2317.
- De Oliveira, J. G, et Wierzbicki, T, 1982, “Crushing Analysis of Rotationally Symmetric Plastic Shells,” *J. Strain Analysis*, 17, pp. 229-36.
- DeRuntz, J.A., Hodge, J.R., 1963, “Crushing of a tube between rigid plates” *J. Appl. Mech.* 30,391-395.
- Deshpande, V. S. and Feck, N. A., 2000, “High Strain Rate Compressive Behaviour of Aluminium Alloy Foams,” *Int. J. of Imp. Eng.*, 24, pp. 277-298.
- Dillard.T, « Caractérisation et simulation numérique du comportement mécanique des mousses de nickel : morphologie tridimensionnelle, réponse élastoplastique et rupture », thèse soutenue à l’Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, mars 2004.
- Doyoyo et Wierzbicki ., 2002, “Experimental studies on the yield behavior of ductile and brittle aluminium foams ,” *Int.J.of Plasticity* 19(2003)1195-1214.
- Drusin, N., Mahapatra, R., Abdul-Latif, A., Baleh, R., Wilhelm, C., Stoyanov, P., and O.S. Es-Said, 2008, “Microstructure analysis of aluminium alloy and copper circular. shells after multiaxial plastic buckling,” *ASM, J. Mater Eng Perform.*, vol. 17, pp.755–766.
- Ezra, A. A., et Fay, R. J., 1972, “An Assessment of Energy Absorbing devices for Prospective Use in Aircraft Impact Situations,” *Dynamic Response of Structures*. G. Hermann and N. Perrone Eds., Pergamon Press.
- Fazekas.A, “Etude de l’influence des disparations microstructurales sur les propriétés effectives des matériaux cellulaires”, in *Mécanique et Energétique*: INPG, 2003. Thèse de Doctorat.
- Fuse, H., Fukuda, H., 1974, “Plastic Deformation Characteristics of Polygonal Cross Section Cylinders,” *Meiji University Dept. Of Eng., Rpt. No. 28, I-65, 49, (in Japanese).*

- Fyllingen, O., Hopperstad, O. S., and Langseth, M., **2007**, “Stochastic Simulations of Square Aluminium Tubes Subjected to Axial Loading,” *Int. J. Impact Eng.*, 34(10), pp. 1619–1636.
- Gilchrist, A., et Mills, N. J., **2001**, “Impact Deformation of Rigid Polymeric Foams: Experiments and FEA Modelling,” *Int. J. of Impact Engineering* 25, pp. 767-786.
- Gilkie, R. C., et Sundarary, P. A., **1971**, “Impact Resistance of plastic Construction Using Low Density Urethane Cores,” *J. Cell Plastic*, 7 (6).
- Goldsmith, W., **1961**, “Impact: the Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids,” Arnold, London, AMR 14, Rev. 1887.
- Goldsmith, W., et Sackman, J., **1992**, “An Experimental Study of Energy Absorption in Impact on Sandwich Plates,” *Int. J. of Impact Eng.* 12, pp. 241-62.
- Graff, K. F., **1975**, “Wave Motion in Elastic Solids,” Oxford Eng. Sci. Series, Clarendon, Oxford.
- Grange, R. A., Seens, W. B., et Philips, K. R., **1970**. “Effects of Microstructure on Absorption of Carbon and Low-Alloy Steels in Uniaxial Tension”, U. S. Labs, Monroeville.
- Grzebieta, R. H, et Murray, N. W, **1985**, “The Static Behavior of Struts with Initial Kinks at Their Center Points,” *Int. J. of Impact Eng.*, 3, pp. 155-65.
- Gupta N.K., **1998**, “Some Aspect of Axial Collapse of Cylindrical Thin-Walled Tubes,” *Thin-Walled Struct.*, 32, pp. 111-26.
- Gupta, N. K. and Ventakesh ,**2007** “experimental Numerical Studies of Impact Axial Compression of Thin-Walled Conical Shells” *Int. Impact Eng.*, 34(4), pp708-720.
- Guida M., Marulo F., Montesarchio B. and Bruno M., 2013, “Innovative Anti-Crash Absorber for a Crashworthy Landing Gear” ACMA-D-13-00339, ICCST / 9, avril **2013**, Sorrento.
- Hall, I. W., Guden, M., et Yu, C.-J., **2000**, “Crushing of Aluminum Closed Cell Foams : Density and Strain Rate Effects,” *Scripta Mater.*, 43 : 515-521.
- Hanssen A. G., Langseth M., et Hopperstad, O. S., **2000**, “Static and Dynamic Crushing of Circular Aluminium Extrusions with Aluminum Foam Filler,” *Int. J. of Imp. Eng.*, 24, pp. 457-507.
- Hanssen, A. G., Langseth, M., et Hopperstad, O. S., **2002**, “Optimum Design for Energy Absorption of Square Columns with Aluminum Foam Filler,” *Int. J. Mech. Sci.*, 43, pp. 153-176.
- Harte, A. M., Norman, A. F., et Ashby, M. F., **2000**. “ Energy Absorption of Foam-Filled Circular Tubes with Braided Composites Walls. *Eur. J. Mech. A/Solids*, 19, 31-50.
- Hosseini-pour, S. J., Daneshi, G. H., **2003**, “Energy Absorption and Mean Crushing Load of Thin-Walled Grooved Tubes under Axial Compression,” *Thin-Walled Structures*, 41, pp. 31-46.

- Johnson, W., Soden, P. D., et Al-Hassani, S. T. S., **1977**, “Inextensional collapse of thin-walled tubes under axial compression,” *J. Strain Anal.*, 12, 317.
- Johnson, W. and Reid, S. R., **1978**, “Metallic Energy Dissipating Systems,” *Rev.* 31, pp. 277-288.
- Johnson, W., et Mamalis, A. G., **1978**, “Crashworthiness of Vehicles,” Mechanical Engineering Publications, (London).
- Johnson, W., et Reid, S. R., **1986**, “Metallic Energy Dissipation Systems,” *Appl. Mech. Update*, 303-319, ASME, New York.
- Jones, N., **1989**, “Structural Impact,” Cambridge Press, Cambridge, UK.
- Jones N., **2010**, “Energy-Absorbing Effectiveness Factor” *Int. J. Impact Eng.*, vol. 37, pp. 754–765.
- Karagiozova D., Langdon G.S., Nurick G.N., Niven T., **2015**, “The influence of a low density foam sandwich core on the response of a partially confined steel cylinder to internal air-blast” *International Journal of Impact Engineering*.
- Karagiozova a,b, D.W.Shu b,n, G.Lub,c, X.Xiang b On the energy absorption of tube reinforced foam materials under quasi-static and dynamic compression *InternationalJournalofMechanicalSciences*105(**2016**)102–116.
- Kirk, J. A., **1977**, “Design of Metal Skinning Energy Absorber for the U.S. Capitol Subway System,” *Int. J. Mech. Sci.*, 19, 595.
- Kitching, R., Houlston, R., et Johnson, W., **1977**, “A Theoretical and Experimental Study of Hemispherical Shells Subjected to Loads between Flat Plates,” *Int. J. Mech. Sci.*, 693, AMR 30, Rev. 211.
- Koza E, Leonowicz M, Wojciechowski S, Simancik F. Compressive strength of Aluminium foams. *Mater Lett* **2003**;58:132–5.
- Krieg, R. D., **1972**, “A Simple Constitutive Description for Soils and Crushable Foam,” SCDR-72-0883, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM.
- Lopatnikov, S. L., Gama, B. A., Haque, M. d. J., Krauthauser C., Gillespie, J. W. Jr., **2004** “High-Velocity Plate Impact of Metal Foams,” *Int. J. of Impact Engineering*, 30, pp. 421-445.
- Lu, G., **1993**, “A study of the crushing of tubes by two indenters,” *Int. J. Mech. Sci.*, 35, pp. 267-278.
- Mallock A., 1908, “Note on the instability of tubes subjected to end pressure, and on the folds in a flexible material,” *Proc. R. Soc. Lond. A*, 81, pp. 388-393.
- Mamalis, A. G., et Johnson, W., **1983**, “The Quasi-Static Crumpling of Thin-Walled Circular cylinder and Frusta under Axial Compression,” *J. Mech.Sci.*, 25, pp. 713-732.
- Mamalis, A. G., Johnson, W., et Viegeln, G. L., **1984**, “The Quasi-Static Crumpling of Thin-Walled Circular cylinder and Frusta under Axial Compression,” *J. Mech. Sci.*, 26, pp. 537-547.

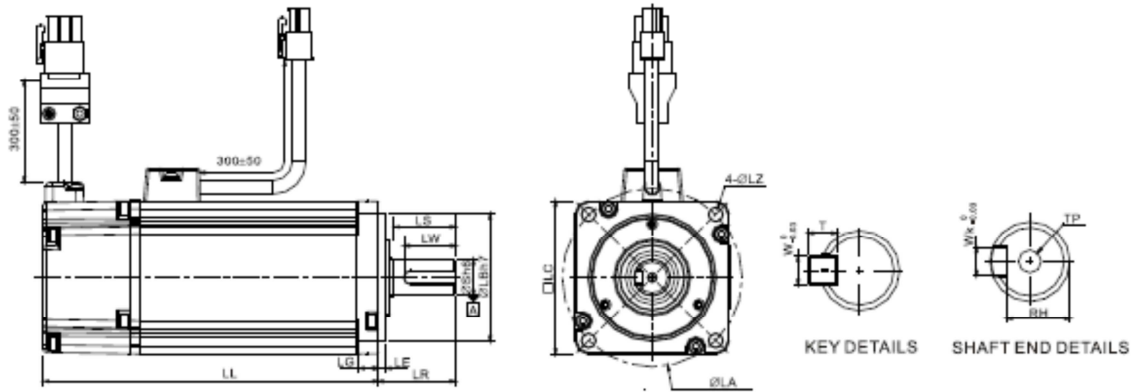
- Mamalis, A. G., Manolakos, D. E, Demosthenous, et G. A, Iaoannidis, M. B., **1991**, “Axial Plastic Collapse of Thin Bimaterial Tubes as Energy Dissipating Systems,” *Int. J. Engng.*, 11, pp. 185-96.
- Mamalis, A. G., Manolakos, D. E, Demosthenous, G. A, et Johnson, W., **1996**, “Energy Absorption Capability of Fiber glass Composite Square Frusta Subjected to Static and Dynamic Axial Collapse,” *Thin-Walled Struct.* 24, pp. 269-95.
- Masso-Moreu, Y., et Mills, N. J., **2003**, “Impact Compression of Polystyrene Foam Pyramids,” *Int. J. of Impact Engineering*, 28, pp. 653-676.
- McFarland, R. K., **1963**, “Hexagonal Cell Structures under Post-Buckling Axial Load,” *AIAA, J.*, 1, 1380; *AMR*, 17, Rev. 764,1964.
- Menouer A., Baleh R., Djebbar A. and Abdul-Latif A., **2014**, “New generation of energy dissipating systems based on biaxial buckling,” *Journal of Thin-Walled Structures*, vol. 85, pp. 456-465.
- Menouer A., Baleh R., A. Abdul-Latif et D. Razafindramary **2015** ‘L’effet de la complexité de chargement et de la géométrie sur la capacité des systèmes d’absorption d’énergie”, *CAM2015*, octobre 2015 El-Oued Algérie.
- Miranda V, Teixeira-Diada F, Pinho-da-Cruz J, Nova F. The role of plastic deformation on the impact behaviour of high aspect ratio aluminium foam- filled sections. *Int J Non-Linear Mech* **2010**; 45: 550–61.
- Nahas MN. “ Impact energy dissipation characteristics of thin-walled cylinders,” *Thin-Walled Struct* **1993** ;15(2) :81-93.
- Neilsen, M. K., Krieg, R. D., et Schreyer, H. L., **1995**, “A Constitutive Theory for Rigid Polyurethane Foam,” *Polymer Eng. Sci.*, 35, pp. 387-394.
- Nesnas, K., et Abdul-Latif, A., **2001**, “Lateral Plastic Collapse of Cylinders: Experiments and Modeling,” *Computer Modeling in Engineering and Sciences*, 2, pp. 373-388.
- Olabi, A. G., Morris, E., and Hashmi, M. S. J., **2007**, “Metallic Tube Type Energy Absorbers: A Synopsis,” *Thin-Walled Struct.*, 45(7–8), pp. 706–726.
- Pugsley, A., et Macaulay, M., **1960**, “The Large-Scale Crumpling of Thin Cylindrical Tubes,” *Quart J. Mech. Appl. Math.*, 13, pp. 1-9.
- Postlethwaite, H. E., Mills, B., **1970** “Use of Collapsible Structural Elements as Impact Isolators, with Special Reference to Automotive Applications,” *J. Strain Anal.*, 5, 58.
- Qiu, X. M., Zhang, J., and Yu, T. X., **2009**, “Collapse of Periodic Planar Lattices Under Uniaxial Compression, Part I: Quasi-static Strength Predicted by Analysis,” *Int. J. Impact Eng.*, 36(10-11), pp. 1223-1230;
- Qiu, X. M. and Yu, T. X., **2012**, “Some Topics in Recent Advances and Applications of Structural Impact Dynamics,” *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 65, 024001-1.

- Quellet et al. Compressive response of polymeric foams under quasi-static, medium and high strain rate conditions. *Polym Test* **2006**;25:731–43.
- Raschbichler, H. G., **1973**, “Vehicle Chassis of Sandwich Construction,” *Moderns plastic*, 50, 76.
- Rawlings, B., **1974**, “Response of Structures to Dynamic Loads,” *Proc. Conf. On Mechanical Properties of Materials at High Rates of Strain*, 279-298, Institute of Physics Conference.
- Reddy, T. Y. et Reid, S. R., **1978**, “Lateral Compression of Tubes and Tube-Systems with Side Constraints,” *Int. J. Mech. Sci.*, 21, 187-199.
- Reddy, T. Y., et Reid, S. R., **1979**, “On Obtaining Material Properties form the Ring Compression Test,” *Nuc. Eng. Design*, 52, pp. 257-263.
- Redwood, R. G., **1964**, “Discussion of Réf [19],” *J. Appl. Mech.*, 31, 357.
- Reid, S. R., **1985**, “Metal Tubes as Impact Energy Absorbers,” In Reid SR editor, *Metal forming and impact mechanics*, New York : Pergamon Press, 249-69.
- Reid, S. R., **1993**, “Plastic Deformation Mechanisms in Axially Compressed Metal Tubes Used as Impact Energy Absorbers,” *Int. J. Mech. Sci.*, 35, pp. 1035-1052.
- Robinson, W. H., et Greenbank, L. R., **1926**, “An Extrusion Energy Absorber Suitable for the Protection of Structures During an Earthquake,” *Earthquake Eng. and Struct. Dynamics*, 4, 251, AMR 29, Rev. 6508.
- Ruan, D., Lu, G., Chen, L. and Siores, E. (**2002**) Compressive behaviour of aluminium foams at low and medium strain rates. *Composite Structures* **57**, 331–6.
- Saint-Michel. F, "De l'élaboration aux propriétés mécaniques de mousses polyuréthane composite," in *Génie des Procédés: INPG*, **2004**. Thèse Doctorat.
- Santosa et al., "Experimental and numerical studies of foam filled sections" , *International Journal of Impact Engineering* " 24 (**2000**),pp. 509-534.
- Seeliger.H, « Aluminium foam sandwich (AFS) ready for market introduction », *Advanced Engineering Materials* 6 (#6) (**2004**), pp. 448 – 451.01), pp. 407 411.
- Seitzberger, M., Rammerstorfer, F. G., Gradinger, R., Degischer, H. P., Blaimschein, M., et Walch C., **2000**, “Experimental Studies on the Quasi-Static Axial Crushing of Steel Columns Filled with Aluminum Foam,” *Int. J. of Solids and Structures*, 37, pp. 4125-4147.
- Song, H. W., Wan, Z. M., Xie, Z. M., et Du, X. W., **2000**, “Axial Impact Behavior and Energy Efficiency of Composite Wrapped Metal Tubes,” *Int. J. of Impact Engineering*, 24, pp. 385-401.
- Stronge, W. J., Yu, T. X., and Johnson W., **1983**, “Long stroke energy dissipation in splitting tubes,” *J. Mech. Eng. Sci.* vol. 25, pp. 637.
- Stronge, W. J., Yu, T. X., et Johnson, W., **1984**, “Energy Dissipating by Splitting and Curling of Tubes,” *Structural Impact and Crashworthiness* (edited by Morton J.), 2, pp. 576-587, Elsevier Applied Science, (Amsterdam).

- Tvergaard, V., **1983**, “On the Transition from Diamond mode to Axisymmetric Mode of Collapse in Cylindrical Shells,” *Int. J. of Solids and Structures*, 19, 845.
- Wang, R., et Ru, C. Q., **1985**, “An Energy Criterion for Dynamic Plastic Buckling of Circular Cylinders under Impulsive Loading,” in : Reid SR editor. *Metal forming and impact mechanics*, New York: Pergamon press, pp. 213-23.
- Watson, A. R., Reid, S. R., Johnson, W., et Thomas, S. G., **1976**, “Large Deformations of Thin-Walled Circular Tubes under Transverse Loading-II,” *Int. J. Mech. Sci.*, 18, pp. 387-397.
- Wierzbicki T, Abramowicz W. On the crushing mechanics of thin-walled structures. *J Appl Mech* **1983**;50(4):727–34.
- Wu, E., et Jiang, W. S., **1997**, “Axial Crush of Metallic Honeycombs,” *Int. J. Impact Engineering*, 19, pp. 439-456.
- Yang, L. M., et Shim, V. P. W., **2004**, “A Visco-Hyperelastic Constitutive Description of Elastomeric Foam,” *Int. J. of Impact Engineering*.
- Zhao, H. & Gary, G. (**1998**). Crushing behaviour of aluminium honeycomb under impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 21, 827–836.
- Zhao, H., and Abdennadher, S., **2004**, “On the Strength Enhancement Under Impact Loading of Square Tubes Made From Rate Insensitive Metals,” *Int. J. Solids Struct.*, 41(24–25), pp. 6677–6697.
- Zhao, H., Abdennadher, S., and Othman, R., **2006**, “An Experimental Study of Square Tube Crushing Under Impact Loading Using a Modified Large Scale SHPB,” *Int. J. Impact Eng.*, 32(7), pp. 1174–1189.
- Zhimin W., Weiqing L., Lu W. and Hai, F., **2014**, “Experimental and Numerical Studies Of Foam-Filled Sections”· *Composites Part B Engineering*.

ANNEXES

Annexe 1 : Caractéristiques techniques du servomoteur



(ECMA) Low Inertia Servo Motor Specifications

Model: ECMA Series	C304		C306		C308		C310	
	01	02	04	04	07	10	20	
Rated output power (kW)	0.1	0.2	0.4	0.4	0.75	1.0	2.0	
Rated torque (N-m)	0.32	0.64	1.27	1.27	2.39	3.18	6.37	
Maximum torque (N-m)	0.96	1.92	3.82	3.82	7.16	9.54	19.11	
Rated speed (r/min)	3000							
Maximum speed (r/min)	5000							
Rated current (A)	0.9	1.55	2.6	2.6	5.1	7.3	12.05	
Maximum current (A)	2.7	4.65	7.8	7.8	15.3	21.9	36.15	
Power rating (kW/s) (without brake)	27.7	22.4	57.6	24.0	50.4	38.1	90.6	
Rotor moment of inertia (kg.m ²) (without brake)	0.037E-4	0.177E-4	0.277E-4	0.68E-4	1.13E-4	2.65E-4	4.45E-4	
Mechanical time constant (ms) (without brake)	0.75	0.80	0.53	0.74	0.63	0.74	0.61	
Torque constant-KT (N-m/A)	0.36	0.41	0.49	0.49	0.47	0.44	0.53	
Voltage constant-KE (mV/(r/min))	13.6	16	17.4	18.5	17.2	16.8	19.2	
Armature resistance (Ohm)	9.3	2.79	1.55	0.93	0.42	0.20	0.13	
Armature inductance (mH)	24	12.07	6.71	7.39	3.53	1.81	1.50	
Electrical time constant (ms)	2.58	4.3	4.3	7.96	8.37	9.3	11.4	
Insulation class	Class A (UL), Class B (CE)							
Insulation resistance	100MΩ, DC 500V							
Insulation strength	AC 1500 V, 60 seconds							
Weight (kg) (without brake)	0.5	1.2	1.6	2.1	3.0	4.3	6.2	
Weight (kg) (with brake)	-	1.5	2.0	2.9	3.8	4.7	7.2	
Max. radial shaft load (N)	78.4	196	196	245	245	490	490	
Max. thrust shaft load (N)	39.2	68	68	98	98	98	98	
Power rating (kW/s) (with brake)	-	21.3	53.8	22.1	48.4	30.4	82	
Rotor moment of inertia (Kg.m ²) (with brake)	-	0.192E-4	0.30E-4	0.73E-4	1.18E-4	3.33E-4	4.953E-4	
Mechanical time constant (ms) (with brake)	-	0.85	0.57	0.78	0.65	0.93	0.66	
Brake holding torque [Nt-m (min)]	-	1.3	1.3	2.5	2.5	12	12	
Brake power consumption (at 20°C) [W]	-	7.2	7.2	8.5	8.5	19.4	19.4	
Brake release time [ms (Max)]	-	10	10	10	10	10	10	
Brake pull-in time [ms (Max)]	-	70	70	70	70	70	70	
Vibration grade (um)	15							
Operating temperature	0°C to 40°C (32°F to 104°F)							
Storage temperature	-10°C to 80 °C (-14°F to 176°F)							
Operating humidity	20% to 90% RH (non-condensing)							
Storage humidity	20% to 90% RH (non-condensing)							
Vibration capacity	2.5G							
IP rating	IP65 (when waterproof connectors are used, or when an oil seal is used to be fitted to the rotating shaft (an oil seal model is used))							
Approvals								

Annexe 2 : Caractéristiques techniques du réducteur



MP 080													
i	M _{n2} [Nm]	M _{a2} [Nm]	M _{p2} [Nm]	M _r [Nm]	n ₁ [min ⁻¹]	n _{1max} [min ⁻¹]	Ψ _S [arcmin]	Ψ _R [arcmin]	C _t [Nm/arcmin]	R _{n1} [N]	R _{n2} [N]	A _{n2} [N]	η %
MP 080 1_ 3	40	80	180	0.5	2900	3500	15'	10'	7.0	400	1300	1400	97
MP 080 1_ 4	50	80	200	0.5	3100	4500	15'	10'	7.0	400	1300	1400	97
MP 080 1_ 5	50	80	200	0.5	3200	4500	15'	10'	7.0	400	1300	1400	97
MP 080 1_ 6	50	80	200	0.5	3200	4500	15'	10'	7.0	400	1300	1400	97
MP 080 1_ 7	50	80	200	0.5	4000	6000	15'	10'	7.0	400	1300	1400	97
MP 080 1_ 10	40	80	180	0.5	4000	6000	15'	10'	7.0	400	1300	1400	97
MP 080 2_ 9	40	80	180	0.8	2900	3500	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 12	70	100	250	0.8	2900	3500	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 15	70	100	250	0.8	2900	3500	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 16	70	100	250	0.8	3100	4500	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 20	70	100	250	0.8	3200	4500	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 25	70	100	250	0.8	3200	4500	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 28	70	100	250	0.8	4000	6000	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 30	40	80	180	0.8	4000	6000	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 35	70	100	250	0.8	4000	6000	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 36	50	80	200	0.8	3200	4500	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 40	70	100	250	0.8	4000	6000	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 50	70	100	250	0.8	4000	6000	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 70	70	100	250	0.8	4000	6000	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 2_ 100	40	80	180	0.8	4000	6000	15'	10'	5.9	400	1300	1400	94
MP 080 3_ 48	70	100	250	5	3100	4500	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 64	70	100	250	5	3100	4500	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 75	70	100	250	5	3200	4500	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 80	70	100	250	5	3100	4500	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 84	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 90	40	80	180	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 120	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 125	70	100	250	5	3200	4500	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 140	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 150	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 160	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 175	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 200	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 210	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 216	70	100	250	5	3200	4500	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 250	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 280	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 350	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 400	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 500	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 700	70	100	250	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90
MP 080 3_ 1000	40	80	180	5	4000	6000	17'	12'	5.4	400	1300	1400	90

Si l'option CR (roulements à rouleaux coniques) est spécifiée : R_{n2} = 2500 Nm et A_{n2} = 3000 Nm.

Décodage de la référence du réducteur

MP G 080 2 70 10' 14 30 60 75 CR S1 O TH

— **TH**: MOTEUR AVEC TROUS FILETES

POSITION DE MONTAGE :
O (horizontale)
VS (verticale - moteur au dessus)
VI (verticale - moteur en dessous)

— **S1**: configuration pour service continu

— **CR**: roulements à rouleaux coniques

— ENTRAXE DES TROUS DE LA BRIDE MOTEUR

— DIAMETRE DU CENTRAGE DE LA BRIDE MOTEUR

— LONGUEUR DE L'ARBRE MOTEUR

— DIAMETRE DE L'ARBRE MOTEUR

	MP 053	MP 060	MP 080	MP 105	MP 130	MP 160	MP 190
D	6 - 6.35	6 - 6.35	8 - 9	11 - 12	14 - 15.875	14 - 15.875	14 - 16
	7 - 8	7 - 8	9.52 - 11	12.7 - 14	16 - 19	16 - 19	19 - 22
	9 - 9.52	9 - 9.52	12 - 12.7	15 - 15.875	22 - 24	22 - 24	24 - 28
	10 - 11	10 - 11	14 - 15.875	16 - 19	28 - 32	28 - 32	32 - 35
	12 - 12.7	12 - 12.7	16 - 17	22 - 24	35 - 38	35 - 38	38 - 42
	14	14	19 - 19.05	28 - 32			45 - 48

JEU ANGULAIRE

	1 étages	2 étages	3 étages
Standard	15'	15'	17'
Réduit	10'	10'	12'

— RAPPORT DE REDUCTION

— ETAGES DE REDUCTION
1, 2, 3

— TAILLES
053, 060, 080, 105, 130, 160, 190

— FORME DE CONSTRUCTION
 — = coaxiale
IS = arbre rapide cylindrique
G = orthogonale
MB = orthogonale avec arbre lent creux traversant

SERIE
MP
 options

RESUME

Adopté depuis quelques décennies déjà sur les divers véhicules de transport, les structures tubulaires à paroi mince sont largement utilisées comme systèmes d'absorption d'énergie (SAE) par déformation plastique. Contrairement aux systèmes classiques, le concept utilisé dans le cadre de ce travail est basé sur une idée originelle au travers d'un dispositif expérimental spécifique. Basée sur l'idée d'un écrasement complexe biaxial, la solution apportée consiste en l'usage d'un nouveau montage mécanique intitulé (ACTP), servant d'intermédiaire entre la presse ou le crash-test et l'éprouvette à écraser. L'efficacité de l'ACTP déjà largement mise en évidence dans son rôle de transformateur d'un chargement uniaxial en sollicitation biaxiale ou multiaxiale en régimes quasi-statique ou dynamique. Ainsi, son aptitude à renforcer la capacité dissipatrice d'énergie par déformation plastique de système tubulaire est déjà révélée sur des tubes à section circulaire essentiellement.

L'objectif essentiel de ce travail vise finalement à améliorer la capacité dissipatrice d'énergie de systèmes tubulaires à section droite aussi bien circulaire que carrée sous déformations quasi-statique et dynamique simples et plus au moins complexes. Ainsi, cette étude de nature purement expérimentale est donc menée sur des tubes en cuivre (de section circulaire) et en aluminium (de section carrée). En effet, moyennant quelques aménagements techniques du dispositif originel, elle aborde donc divers aspects nouveaux pour deux matériaux métalliques différents. Une section circulaire classique à base de cuivre et une nouvelle caractérisée par une section carrée en aluminium ainsi que deux nouvelles configurations des plus complexifiées dites en mode sévère. Ainsi, désirant accentuer davantage la complexification de la charge, pas moins de sept configurations distinctes (Uniaxiale et Biaxiales -30°; -37°; -45° et Biaxiales -53°; -60°) sont testées sous chargements quasi-statique et dynamique, répertoriées en trois catégories respectivement, référence, modérée et sévère.

Les résultats obtenus martèlent clairement que plus la complexité du chargement augmente (induite et régulée via l'ACTP), plus l'énergie absorbée par les systèmes tubulaires utilisés s'accroît. Un gain consistant d'énergie absorbée par rapport à l'uniaxial de référence, pour les deux régimes et les deux matériaux. Il avoisine globalement les 50% en faveur du cas biaxial-60°, cas le plus complexifié. Par ailleurs, en régime dynamique, cet accroissement de la dissipation d'énergie en fonction de la complexité du trajet de chargement est fortement accentué localement. Il dépasse de surcroît, 100% par rapport à l'uniaxial de référence localement en phase purement dynamique.

Ainsi, l'état de concentration de contrainte multiaxiale généré naturellement par la bifurcation de la direction de la charge externe, se traduit alors par une simultanéité des déformations de compression, de flexion et de cisaillement, agissant sur la paroi des tubes et conduisant ainsi à un changement de comportement des matériaux utilisés. Celui-ci se confirme objectivement par un accroissement substantiel de la résistance mécanique, attribuée au phénomène dit de surécrouissage, résultant du changement intrinsèque de comportement du matériau, lui même gouverné par de divers mécanismes physiques locaux (densité de dislocation, bandes de glissement...).

En conséquence, il est clair que plus la complexité du chargement biaxial est intense, plus la dissipation est élevée et ce quelles que soient la nature du matériau et la géométrie de la structure utilisées.