

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE DE LA THÈSE	1
CHAPITRE 1 INTRADUCTION GÉNÉRALE.....	5
1.1 Revue de la littérature	5
1.2 Les actionneurs	6
1.2.1 Composition d'un actionneur AMF	8
1.2.2 L'élément actif en alliage à mémoire de forme	9
1.2.2.1 Températures de transformation et influence de la composition chimique de l'alliage	9
1.2.2.2 Propriétés fonctionnelles des AMF.....	10
1.2.2.3 Choix des matériaux	12
1.2.2.4 Influence des traitements thermomécaniques	13
1.2.2.5 Influence des cycles thermomécaniques.....	20
1.2.3 L'élément de rappel	21
1.2.3.1 Rappel passif.....	22
1.2.3.2 Rappel actif.....	23
1.2.4 Conditions d'assemblage	25
1.2.4.1 Déformation initiale de l'échantillon.....	26
1.2.4.2 Système de transmission.....	27
1.2.5 Design des actionneurs AMF.....	28
1.3 Objectifs des travaux de recherche	30
1.4 Méthodologie et organisation de la thèse.....	31
CHAPITRE 2 ARTICLE #1 : DESIGN OF SHAPE MEMORY ALLOY ACTUATORS FOR MORPHING LAMINAR WING WITH FLEXIBLE EXTRADOS.....	35
2.1 Présentation (français)	35
2.2 Abstract.....	36
2.3 Introduction.....	36
2.4 The active structure.....	37
2.5 Design of actuator group.....	38
2.5.1 Functional requirements of the actuator	38
2.5.2 Conceptual design of the actuator group	40
2.5.2.1 Nominal extradados position (SMA is“OFF”)	41
2.5.2.2 Deployed extradados (SMA is “ON”).....	42
2.5.3 SMA active element: material characterization and design diagram.....	43
2.5.3.1 Constant-stress mode (a).....	45
2.5.3.2 Fixed-support mode (b).....	46
2.5.3.3 Elastic bias mode (c).....	46
2.5.3.4 Combined constant-stress – fixed support mode (d).....	46
2.5.4 Design procedure	48
2.6 Experimental validation of the SMA actuator design.....	51

2.6.1	Morphing wing prototype	51
2.6.2	Characterization of the flexible skin and the transmission system (manual mode)	53
2.6.3	SMA actuators testing	55
2.7	Conclusion	58
2.8	Acknowledgments	59
2.9	References	59

CHAPITRE 3 INFLUENCE DES TRAITEMENTS THERMOMÉCANIQUES

	APPLIQUÉS À ALLIAGE Ti-50.26at.%Ni	61
3.1	Technologie de fabrication	61
3.2	Paramètres de mise en forme	64
3.2.1	Taux de déformation	64
3.2.2	Température de déformation	64
3.3	Séquences de laminage	65
3.4	Essais de génération de contrainte	66
3.5	Résultats	68
3.6	Conclusion	70

CHAPITRE 4 ARTICLE #2 : EXPERIMENTAL BENCH FOR SMA ACTUATORS

	DESIGN AND TESTING	73
4.1	Présentation (français)	73
4.2	Abstract	74
4.3	Introduction	74
4.4	Materials and test bench description	78
4.4.1	SMA materials	78
4.4.2	Testing bench mechanism	78
4.4.3	Data acquisition and control system	79
4.5	Experimental methodology	81
4.5.1	Pre-straining	81
4.5.2	Training	82
4.5.3	Characterization	82
4.5.3.1	Passive bias	82
4.5.3.2	Active bias	85
4.6	Example: case study	86
4.6.1	Characterization of an active SMA element	86
4.6.2	Simulation of an actuator application	89
4.7	Summary and conclusion	91
4.8	Acknowledgments	91
4.9	References	91

CHAPITRE 5 ARTICLE #3: CHARACTERIZATION AND DESIGN OF

	ANTAGONISTIC SHAPE MEMORY ALLOYS ACTUATOR	95
5.1	Présentation (français)	95
5.2	Abstract	96
5.3	Introduction	96

5.4	Experimental methodology	98
5.4.1	Material	98
5.4.2	Experimental set-up	98
5.4.3	Pre-testing manipulations.....	100
5.4.4	Characterization modes.....	100
5.4.4.1	Butterfly mode (Figure 5.2 (a)).....	101
5.4.4.2	Open-Diamond mode (Figure 5.2 (b)).....	101
5.4.4.3	Closed-Diamond mode (Figure 5.2 (c)).....	102
5.5	Multi-cycle characterization and working envelope.....	103
5.5.1	Butterfly mode (Figure 5.3 (a)).....	103
5.5.2	“Open-Diamond” and “Closed-Diamond” modes (Figure 5.3 (b) and (c)).....	103
5.6	Example of an antagonistic SMA actuator	105
5.7	Conclusion	109
5.8	Acknowledgments.....	109
5.9	References.....	109
CONCLUSION GÉNÉRALE.....		111
RECOMMANDATIONS		113
ANNEXE I CONFERENCE PROCEEDING #1: WIND-TUNNEL TESTING OF SHAPE MEMORY ALLOYS ACTUATORS AS MORPHING WING DRIVING SYSTEMS		115
ANNEXE II CONFERENCE PROCEEDING #2: DESIGN OF ACTIVE BIAS SMA ACTUATORS FOR MORPHING WING APPLICATIONS.....		133
ANNEXE III PROTOCOLE D'UTILISATION DU BANC DE TEST		145
BIBLIOGRAPHIE.....		149

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1 Principales propriétés des alliages à mémoire de forme classiques tirée de Brailovski et al. (2003)	13
Table 2.1 Force-displacement envelopes for Actuators 1 and 2.....	40
Table 2.2 Design information for Actuator 1	48
Table 2.3 FE calculated and measured data for actuator 1	54
Tableau 3.1 Description des six méthodes de productions étudiées	66
Tableau 3.2 Contrainte générée au premier cycle (σ_1), taux de dégradation de la contrainte générée ($\Delta\sigma_r$) et nombre de cycles à la rupture (N_f) pour les six régimes de laminage étudiés	69
Table 4.1 Case study parameters	90

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Schématisation de l'effet mémoire de forme	5
Figure 1.2 Transformation de phase martensitique tirée de Duerig et al. (1990)	6
Figure 1.3 Interaction entre les grandeurs électrique, mécanique et thermique.....	7
Figure 1.4 (a) Schéma d'un actionneur AMF et (b) caractéristiques dans l'espace contrainte-déformation adaptée de Brailovski (2003)	8
Figure 1.5 (a) Évolution du taux de martensite (ξ) en fonction de la température (b) températures de transformation de phase de l'alliage Ti-Ni tirée de Patoor (1990)	10
Figure 1.6 Représentation schématique du chemin thermomécanique nécessaire à l'observation de l'effet mémoire de forme simple sens adaptée de Brailovski et al. (2003)	11
Figure 1.7 a) Représentation schématique du mécanisme de génération de contrainte sous chauffage et b) courbe contrainte-déformation adaptée de Brailovski et al. (2003).....	12
Figure 1.8 Interaction température de recuit – taille des grains et déformation plastique tirée de Schey (2000).....	14
Figure 1.9 Évolution de la résistance à la traction (UTS) et micro-dureté Vickers (HV) en fonction de la réduction d'épaisseur pour Ti-50.26at%Ni : (a) après laminage à froid et (b) recuit à 400°C tirée de Demers et al. (2009a).....	15
Figure 1.10 Structures et diffractogrammes de l'alliage Ti-50.0at.%Ni déformé par la méthode laminage à froid ($e=0.3, 0.88, 1.9$) puis traité thermiquement (PDA=300-400°C) tirée de Brailovski et al. (2006)	16
Figure 1.11 Évolution de la contrainte générée et de la déformation récupérable en fonction du traitement thermique appliqué pour un taux de déformation a) $e = 0.3$, b) $e = 0.88$ et c) $e = 1.9$ tirée de Demers et al. (2005).....	17
Figure 1.12 Contrainte générée en fonction du nombre de cycles pour un alliage Ti- 50.26at%Ni, à l'état trempé et laminé ($e=0.25 - 2$) et PDA 400°C, 1h, tirée de Demers et al. (2009b)	18

Figure 1.13	Traitements appliqués pour l'obtention du FASMA tirée de Homma et al. (2008).....	19
Figure 1.14	Évolution de la déformation récupérable (RS) et de la déformation rémanente (RD) a) au cours des 25 premiers cycles et b) après 25 cycles de stabilisation tirée de Saikrishna et al. (2006).....	21
Figure 1.15	Exemple d'actionneur AMF utilisant des ressorts hélicoïdaux comme élément de rappel tirée de Han et al. (2005).....	23
Figure 1.16	Volet hypersustentateur en AMF tirée de Bhattacharyya (2001).....	24
Figure 1.17	a) Structure mécanique et b) schéma cinématique de la pince tirée de Shaoze et al. (2007)	24
Figure 1.18	a) Structure activée par un actionneur AMF antagoniste et b) représentation de son comportement dans l'espace « contrainte-déformation » tirée de Sofla et al. (2008).....	25
Figure 1.19	Influence de la déformation initiale sur la contrainte maximale générée pour différents taux de déformation par laminage à froid tirée de Demers et al. (2009a)	26
Figure 1.20	Exemple d'actionneur AMF utilisant une structure flexible comme élément de rappel tirée de Khidir et al. (2007)	27
Figure 1.21	Paramètres définissant la faisabilité de conception d'un actionneur AMF tirée de Brailovski et al. (2003).....	28
Figure 1.22	Diagramme de conception tirée de (a) Funakubo et al (1987), (b) Otsuka et al. (1998).....	29
Figure 1.23	Influence du traitement mécanique appliqué et de la fatigue sur le travail généré par les AMF tirée de Demers et al. (2009c).....	30
Figure 2.1	Conceptual design of the morphing laminar wing.....	38
Figure 2.2	Actuators and flexible extradors	39
Figure 2.3	Force-displacement characteristics of the 4-ply – 2-actuator active structure for 49 benchmark flow cases: (a) Actuator 1; (b) Actuator 2; (c) Actuators 1 and 2 [10]	40
Figure 2.4	Schematic representation and simplified mechanical models of the actuator in: (a) nominal extradors position; (b) deployed extradors position	43

Figure 2.5	Experimental testing bench for SMA characterization.....	45
Figure 2.6	SMA design diagram (stress-strain space)	47
Figure 2.7	SMA design diagram in strain-stress space with delimited actuation area	48
Figure 2.8	Manufacturing setup of the flexible extradors	52
Figure 2.9	Schema of the flexible extradors testing bench	53
Figure 2.10	Schema of the extradors testing bench for characterization of the flexible skin and the transmission system.....	53
Figure 2.11	Force-displacement characteristics of the active structure (Actuator 1 is active, Actuator 2 is passive)	55
Figure 2.12	Force-displacement characteristics of the gas spring (1000 N, Industrial Gas Spring Inc, PA, USA)	57
Figure 2.13	SMA design diagram for actuator 1 (force-displacement space)	58
Figure 3.1	a) Représentation schématique du laminoir, b) détail du système de chauffage par effet Joule.....	62
Figure 3.2	Représentation du dispositif permettant de conserver l'alignement entre le capteur infrarouge et le fil.....	63
Figure 3.3	Représentation schématique des différentes séquences de laminage a) sans recuit intermédiaire et b) avec recuit intermédiaire.....	66
Figure 3.4	Représentation schématique du banc d'essai permettant la génération de contrainte	67
Figure 3.5	Courbe contrainte-déformation typique d'un essai de génération de contrainte	68
Figure 3.6	Évolution de la contrainte générée en fonction du nombre de cycles pour les six régimes de laminage. a) $e=1.2(CR)$, b) $e=1(CR)+0.2(WR)$, c) $e=0.3(CR)+0.9(WR)$, d) $e=1(CR)+0.2(CR)$, e) $e=1(CR)+(IA)+0.2(WR)$ et f) $e=1(WR)+(IA)+0.2(WR)$ tirée de Facchinello et al. (2011b)	70
Figure 4.1	Schema of SMA actuator with (a) passive and (b) active bias elements.....	76
Figure 4.2	Schematic representation of design diagram for passive bias actuator	77
Figure 4.3	SMA actuator characterization testing bench.....	79
Figure 4.4	Control system.....	81

Figure 4.5	Typical results for each characterization mode (schematization).....	84
Figure 4.6	Schematic representation of the actuation working envelop for a) independent and b) sequential modes.....	86
Figure 4.7	Experimental results for (a) training mode, (b-c) constant-stress, (d-e) elastic bias and (f-g) fixed support modes	87
Figure 4.8	Experimental results for the combined constant stress-fixed support testing.....	88
Figure 4.9	Experimental design diagram using (a) elastic bias characterization mode and (b) combined mode	89
Figure 4.10	Example of SMA passive bias actuator application in (a) cold and (b) hot state.	89
Figure 4.11	Results of application simulation: (a) force-displacement and (b) temperature-displacement spaces (design diagram actuation routes correspond to 300th heating-cooling cycle)	90
Figure 5.1	Experimental antagonistic test bench [12].....	99
Figure 5.2	Schematic representation of (a) the pre-testing and (b-c-d) three characterization modes and their corresponding strain-stress responses (single complete actuation cycle).	102
Figure 5.3	Strain-stress plots and the stress and strain evolutions for: a) “Butterfly”, b) “Open-Diamond” and c) “Closed-Diamond” characterization modes of an antagonistic SMA actuator.	104
Figure 5.4	Working envelope of the SMA antagonistic actuator after 1st and 500th actuation cycles.....	105
Figure 5.5	Example of an antagonistic SMA actuator application (heating-cooling trajectories correspond to those of Figure 5.6).	108
Figure 5.6	Antagonistic actuation: (a) force-displacement trajectory of the actuator, (b) and (c) temperature-force-displacement diagrams for SMA #1 and SMA #2, respectively.	108

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AMF : Alliage à mémoire de forme

As, Af : Températures austénitiques, début et fin de transformation (C)

Ms, Mf : Températures martensitiques, début et fin de transformation

TMT : Traitements thermomécaniques (*Thermo mechanical treatments*)

SPD : Déformation plastique sévère (*Severe plastic deformation*)

HPT : Torsion haute pression (*High pressure torsion*)

ECAP : Extrusion dans les canaux dérivés (*Equal channel angular pressing*)

CR : Laminage à froid (*Cold rolling*)

WR : Laminage à tiède (*Warm rolling*)

e : Taux de déformation vrai [$e = \ln(h_0/h_i)$]

PDA : Traitement thermique post déformation (*Post-deformation annealing*)

IA : Traitement thermique intermédiaire (*intermediary annealing*)

TMC : Cycles thermomécaniques (*Thermo mechanical cycling*)

CV : Coefficient de variation

SOMMAIRE DE LA THÈSE

Le désir de miniaturisation des systèmes mécaniques impose le développement de nouvelles technologies permettant de repousser toujours plus loin les limites de la science. Les Alliages à Mémoire de Forme (AMF) présentent l'avantage de générer une densité de travail mécanique (force - déplacement) très importante. Ils sont donc une excellente alternative vis-à-vis des actionneurs conventionnels (hydrauliques, électriques, pneumatiques...) beaucoup plus lourd et volumineux. Cependant, ce type d'actionneur n'est pour l'instant dédié qu'à certains domaines d'applications spécifiques comme la robotique ou l'aérospatial. Un actionnement en alliage à mémoire de forme se divise en trois sous-systèmes : 1) un élément actif AMF, 2) un élément de rappel permettant de réarmer le système et 3) une transmission. Chacun de ses trois éléments va donc influencer sur les capacités de l'actionneur AMF. Il devient intéressant de mettre en place un outil de conception permettant de prendre en compte ces paramètres.

La sélection du matériau, de son procédé de mise en forme et de ses conditions d'assemblage déterminent les propriétés fonctionnelles de l'élément actif suivante : 1) la génération de contrainte et 2) la déformation récupérable au chauffage et donc le travail mécanique fourni. Une multitude d'éléments de rappel peut être utilisée comme des ressorts hélicoïdaux, des structures flexibles ou encore un autre élément actif AMF. Deux configurations sont définies : 1) l'actionneur AMF à rappel passif et 2) l'actionneur AMF à rappel actif. Le système de transmission permet d'ajuster les exigences fonctionnelles de l'application visée au système d'actionnement. La combinaison des propriétés fonctionnelles, des caractéristiques de l'élément de rappel et du système de transmission permet de définir « l'enveloppe fonctionnelle » de l'actionneur qui correspond au travail mécanique disponible lors du chauffage (Demers et al., 2009c). L'obtention de cette enveloppe sera la base de la méthodologie de conception des actionneurs AMF.

L'objectif principal de ce projet de recherche consiste à développer et à mettre en œuvre une méthodologie de conception systématique des actionneurs en alliage à mémoire de forme.

Cette méthodologie doit permettre pour un élément actif AMF et un système de rappel donné de dimensionner le système d'actionnement selon les exigences fonctionnelles de l'application visée. Cette méthodologie de conception est valide quelque soit l'élément AMF choisi (composition chimique, traitements thermomécaniques appliqués...) et l'élément de rappel sélectionné (actif ou passif).

Parallèlement, une étude sur l'impact des procédés de mise en forme sur les propriétés fonctionnelles des AMF est entreprise. En effet, des études ont permis de déterminer qu'un laminage à froid sévère suivi d'un traitement thermique permet d'améliorer les propriétés fonctionnelles de l'alliage Ti-Ni en créant un matériau dit « nanocristallin ». D'autres recherches montrent aussi qu'un laminage à température modérée ($T < 0.5 T_f$) d'un matériau nanostructuré permettrait d'obtenir un matériau dit « texturé » c'est-à-dire d'orienter tous ses grains dans une direction privilégiée. L'idée ici est de combiner le laminage à froid et à tiède avec des recuits intermédiaires afin d'augmenter les propriétés fonctionnelles des AMF dans le sens du laminage et ainsi d'obtenir un matériau nanocristallin texturé.

Le projet CRIAQ 7.1 (2006-2008) intitulé « amélioration de l'écoulement laminaire sur une voilure aéroélastique » est utilisé comme point de départ de cette thèse. L'objectif était, d'utiliser la technologie des alliages à mémoire de forme afin de modifier la géométrie d'une aile flexible. En effet, ce projet de recherche pluridisciplinaire a permis de mettre en avant les difficultés liées à la conception des actionneurs utilisant des alliages à mémoire de forme. L'originalité des travaux de cette thèse réside dans les volets suivants :

1. Le développement du système d'actionnement pour le projet CRIAQ 7.1 permet de mettre en avant la méthodologie de conception d'un actionneur AMF à rappel passif. Cette méthodologie est basée sur l'obtention des propriétés fonctionnelles de l'élément actif AMF afin d'en déterminer l'enveloppe de travail dans l'espace contrainte-déformation. Finalement la combinaison de l'enveloppe de travail avec les exigences de l'application permet un dimensionnement de l'élément actif (longueur, section), de l'élément de rappel (rigidité...) et du système de transmission (ratio de transmission).

2. L'impact d'une nouvelle technologie de mise en forme combinant du laminage à froid et à tiède avec des traitements thermiques intermédiaires est présenté. La mise en place d'un système de chauffage du fil en alliage à mémoire de forme à l'entrée de la zone de déformation par laminage a permis de définir différents chemins thermomécaniques et de produire de manière reproductible des échantillons. La contrainte générée par chaque type d'échantillon est analysée afin d'illustrer l'influence des traitements thermomécaniques sur les propriétés fonctionnelles des AMF. Cette partie démontre l'importance de mise en place d'une méthodologie de caractérisation simple, rapide et efficace des AMF afin de mesurer le travail mécanique qu'ils sont capables de délivrer pendant plusieurs cycles d'actionnement. Ces travaux ont été réalisés en collaboration avec Yann Facchinello et de plus amples informations sont disponibles dans son mémoire de maîtrise (Facchinello, 2011a).

3. En se basant sur la méthodologie de conception des actionneurs AMF à rappel passif, un banc d'essai automatisé et dédié à la caractérisation systématique des AMF est mis en place. Ce système d'essai a plusieurs objectifs : 1) déterminer les propriétés fonctionnelles de l'AMF produit de façon simple et efficace, 2) simuler le comportement d'un actionneur à rappel passif et 3) simuler le comportement d'un actionneur AMF antagoniste.

4. Le développement et la mise en service du banc d'essai permettent l'étude des actionneurs AMF à rappel actif (ou antagoniste). Pour ce type d'actionneur, deux fils d'alliages à mémoire de forme sont connectés ensemble et agissent l'un contre l'autre. Le développement d'une méthodologie de caractérisation est mis en place afin d'obtenir les propriétés d'un tel système d'actionnement et ainsi de pouvoir en déterminer l'enveloppe de travail associé et simplifiant ainsi son dimensionnement.

CHAPITRE 1

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Cette section présente une revue de la littérature de différents sujets qui permet d'introduire des notions importantes et d'avoir une meilleure compréhension de la problématique soulevée dans cette thèse. Par la suite, les objectifs de la recherche sont définis et la méthodologie utilisée est présentée permettant ainsi de décrire l'organisation de cette thèse.

1.1 Revue de la littérature

Les Alliages à Mémoire de Forme (AMF), ou en anglais Shape Memory Alloys (SMA), désignent une classe de matériaux qui, après déformation permanente à basse température (pouvant aller jusqu'à 8%), retrouvent leur forme initiale, non déformée par simple chauffage. Cette propriété est désignée par le terme « effet mémoire de forme » et illustrée à la figure 1.1.

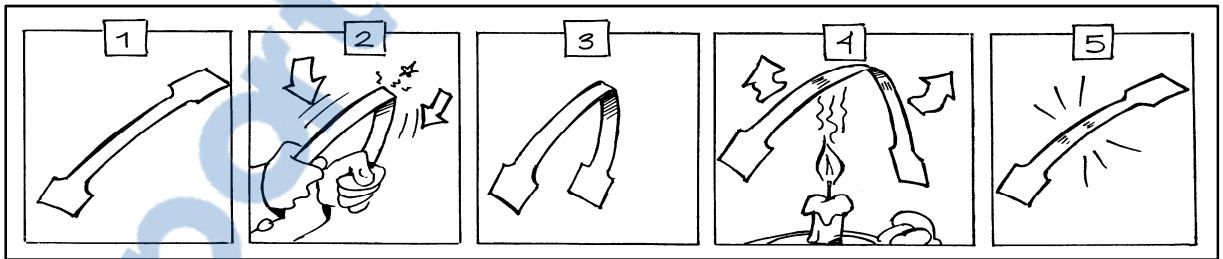


Figure 1.1 Schématisation de l'effet mémoire de forme

Cette propriété exceptionnelle est liée à une transformation de phase à l'état solide au sein du matériau : la transformation martensitique. Cette dernière peut être induite par un chargement thermique ou mécanique. En refroidissant l'AMF à partir de sa phase austénitique, de la martensite auto-accommodante (ou maclée) se forme : c'est la transformation directe. En appliquant une contrainte, la martensite auto-accommodante s'oriente et se transforme en austénite par simple chauffage au-dessus de la température de changement de phase (figure 1.2).

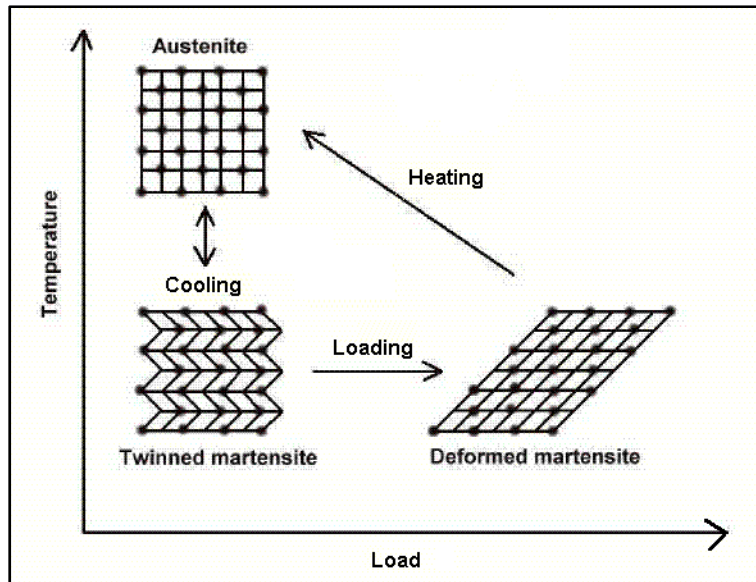


Figure 1.2 Transformation de phase martensitique
tirée de Duerig et al. (1990)

Cet effet mémoire de forme est le principe de base des actionneurs AMF. En effet, par simple échauffement, l'élément AMF sera capable de fournir un travail mécanique (force et déplacement) à un système extérieur via un mécanisme de transmission.

Cette section présente une revue de la littérature des différents sujets, tous liés aux actionneurs AMF, qui permettront de mieux saisir les travaux présentés dans cette thèse. Dans un premier temps, une description de l'actionneur en alliage à mémoire de forme sera entreprise afin de dégager les principaux composants de ce type de dispositif. Par la suite, chacune de ses composantes sera présentée permettant ainsi de comprendre son impact sur les propriétés finales de l'actionneur. Pour finir, différents travaux portant sur le design des actionneurs AMF seront évoqués afin de présenter les bases de la conception d'un système d'actionnement utilisant des alliages à mémoire de forme.

1.2 Les actionneurs

Un actionneur est un dispositif permettant de convertir une certaine quantité d'énergie en travail mécanique (force et/ou déplacement) dans le but d'accomplir une action précise. De nombreux principes d'actionnement sont employés pour la confection de tels dispositifs. Une

classification des actionneurs peut être faite selon le caractère de leurs constituants. Ainsi, tous les actionneurs peuvent se regrouper en deux grandes familles : i) les actionneurs conventionnels qui sont très répandus et regroupent les vérins hydrauliques pneumatiques, électriques, et ii) les actionneurs non conventionnels utilisant un matériau dit « intelligent » comme moteur de l'action. Ces matériaux dits « actifs » possèdent des propriétés particulières, en effet, ils ont la capacité de produire une action mécanique découlant d'un couplage électro-élastique, magnéto-élastique ou thermo-élastique. La figure 1.3 offre une vue générale de l'interaction entre les grandeurs électrique, thermique et mécanique. Les matériaux actifs les plus répandus sont les matériaux magnétostrictifs, électrostrictifs, piézoélectriques et les alliages à mémoire de forme (AMF).

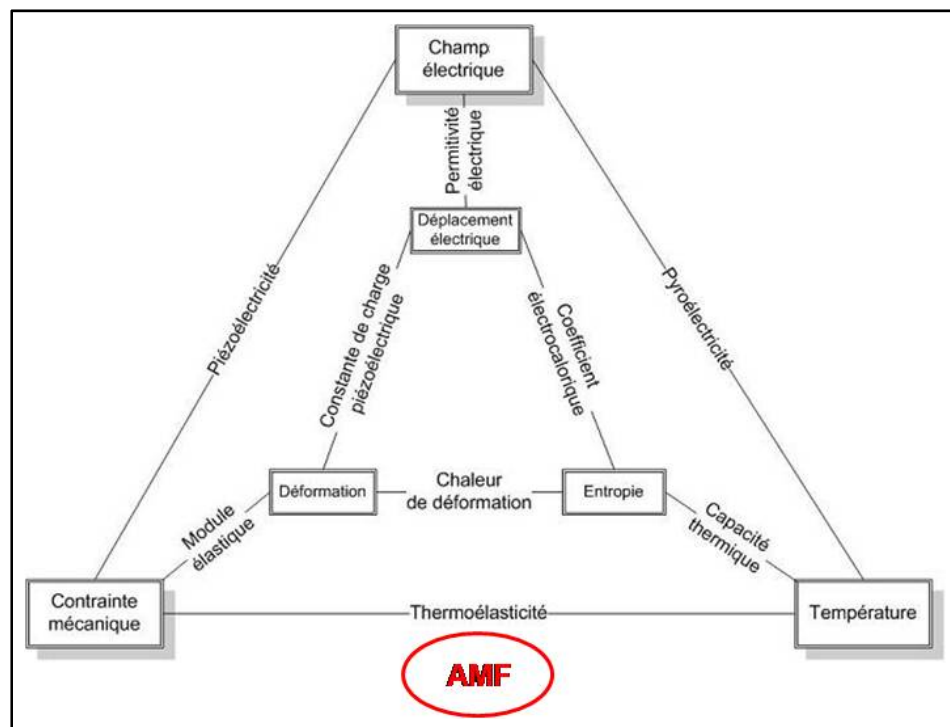


Figure 1.3 Interaction entre les grandeurs électrique, mécanique et thermique

Dans le cas particulier des AMF, le travail mécanique disponible provient d'une interaction thermo-élastique au sein du matériau. En effet, les AMF ont la capacité de fournir un déplacement et/ou une force lors d'une augmentation de température. Cependant, ces propriétés dites « fonctionnelles » dépendent d'une multitude de paramètres comme la



composition chimique de l'AMF, les traitements thermomécaniques appliqués au matériau, les conditions d'assemblage, etc.

1.2.1 Composition d'un actionneur AMF

Un actionneur AMF se décompose en trois grandes parties distinctes à savoir : 1) un élément actif AMF fournissant le travail mécanique, 2) un élément de rappel permettant de réarmer le système pour le cycle d'actionnement suivant et 3) un système de transmission permettant le transfert du travail mécanique de l'AMF vers l'application. La figure 1.4 présente les différents composants de ce type d'actionneur, ainsi que leurs comportements dans l'espace « contrainte-déformation ».

Les courbes $\sigma_A(\epsilon)$ et $\sigma_M(\epsilon)$ représentent respectivement le comportement à chaud (austénite) et à froid (martensite) de l'AMF et $\sigma_R(\epsilon)$ la caractéristique de l'élément de rappel. Par simple apport d'énergie, l'actionneur va passer de l'état froid à l'état chaud en suivant la ligne $\sigma_R(\epsilon)$ considérée linéaire pour simplifier les explications. Deux propriétés importantes peuvent donc être définies à partir de ce diagramme : i) la contrainte générée ($\Delta\sigma$) et ii) la déformation récupérable ($\Delta\epsilon$). Ces deux termes définissent ce que l'on va appeler les propriétés fonctionnelles de l'AMF et permettront de déterminer le travail mécanique emmagasiné dans l'élément de rappel.

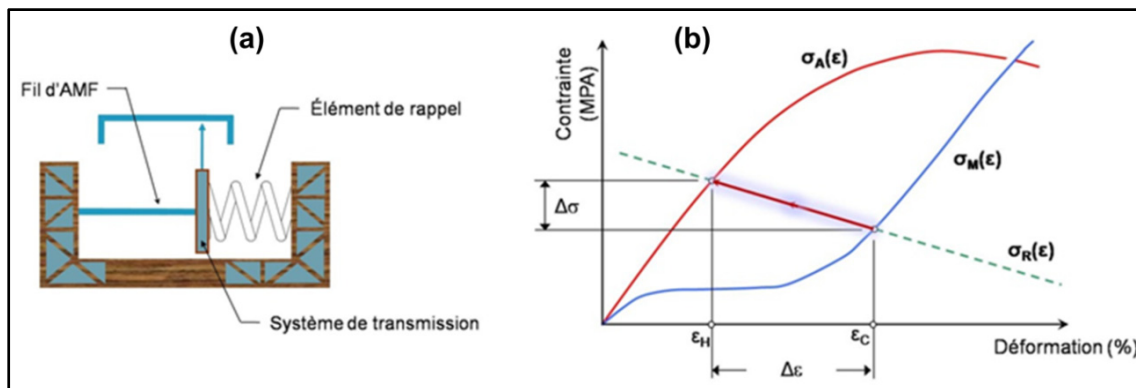


Figure 1.4 (a) Schéma d'un actionneur AMF et (b) caractéristiques dans l'espace contrainte-déformation
adaptée de Brailovski (2003)

1.2.2 Élément actif en alliage à mémoire de forme

1.2.2.1 Températures de transformation et influence de la composition chimique de l'alliage

Les alliages à mémoire de forme sont caractérisés par quatre températures :

- M_S : température au-dessous de laquelle la martensite apparaît (martensite start).
- M_F : température au-dessous de laquelle tout l'échantillon est transformé en martensite (martensite finish).
- A_S : température au-dessus de laquelle l'austénite apparaît (austénite start).
- A_F : température au-dessus de laquelle tout l'échantillon est transformé en austénite (austénite finish).

En traçant la fraction volumique du matériau transformée en fonction de la température à contrainte nulle, une hystérésis est observable (figure 1.5a). Celle-ci est due à la présence d'une énergie irréversible, correspondante à une dissipation d'énergie mécanique transformée en chaleur. La variation de la composition chimique va affecter ces températures caractéristiques et donc par ricochet perturber les températures d'activation des AMF (figure 1.5b). L'alliage Ti-50.26at.%Ni est choisi dans le cadre de ce projet. Pour cette composition, l'effet mémoire de forme débute légèrement au-dessus de la température ambiante (figure 1.5b). Il faudra donc apporter peu d'énergie pour atteindre les températures d'activation et donc pouvoir générer un travail mécanique.

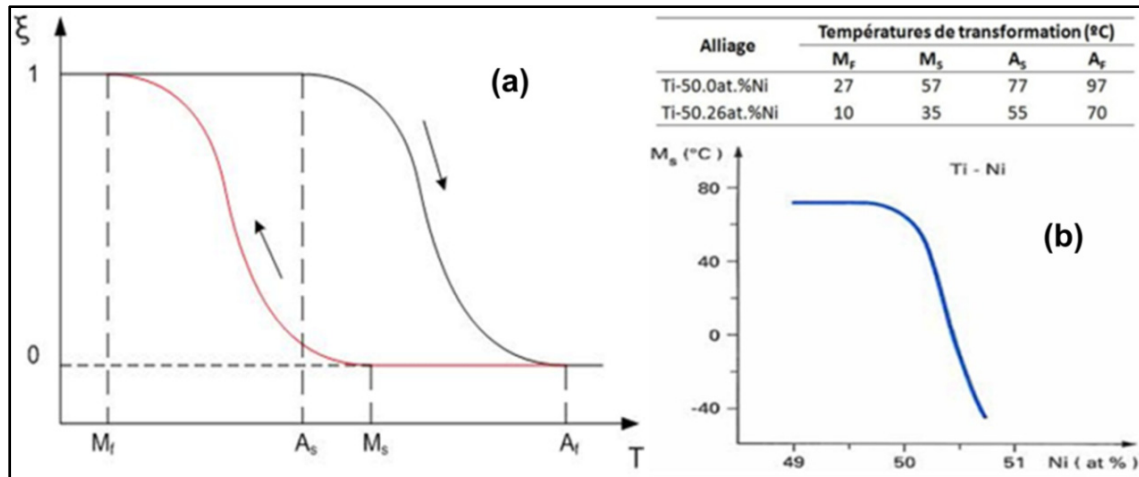


Figure 1.5 (a) Évolution du taux de martensite (ξ) en fonction de la température (b) températures de transformation de phase de l'alliage Ti-Ni tirée de Patoor (1990)

1.2.2.2 Propriétés fonctionnelles des AMF

De façon générale, les propriétés fonctionnelles des AMF dépendent : 1) de la composition chimique de l'alliage, 2) historique thermomécanique incluant la mise en forme et le fonctionnement, 3) de la déformation initiale de l'échantillon.

Effet mémoire de forme simple sens

La figure 1.6 représente le chargement thermomécanique permettant l'observation de l'effet mémoire de forme simple sens. Un refroidissement de T_2 (état austénitique) à T_1 (état martensitique) sous contrainte nulle (A-B) permet d'obtenir une structure composée de martensite auto-accommodante présentant des variantes orientées de façon aléatoire. Le chargement isotherme jusqu'à σ_1 (B-C-D) permet l'orientation des plaquettes de martensite selon la direction du chargement. Au relâchement de la contrainte, l'orientation de la martensite se traduit par une déformation résiduelle macroscopique du matériau (D-E). Le chauffage de T_1 à T_2 provoque alors une récupération de la déformation résiduelle induite précédemment par austénitisation (E-A).

La transformation martensitique peut être induite aussi bien par une variation de température que par l'application d'une contrainte externe. La relation de Clausius-Clapeyron prédit l'évolution des températures de transformation de phase en fonction de la contrainte externe :

$$\frac{d\sigma}{dT} = \frac{\Delta S}{V_0 \Delta \varepsilon} \quad (1.1)$$

où ΔS est la variation d'entropie, $\Delta \varepsilon$ la variation de la déformation macroscopique au cours de la déformation, et V_0 le volume initial du cristal non déformé. ΔS et $\Delta \varepsilon$ peuvent être considérés indépendants de la température. L'équation de Clausius-Clapeyron est linéaire. Les deux droites obliques représentant l'évolution de M_f et A_f en fonction de la contrainte appliquée sont illustrées à la figure 1.6.

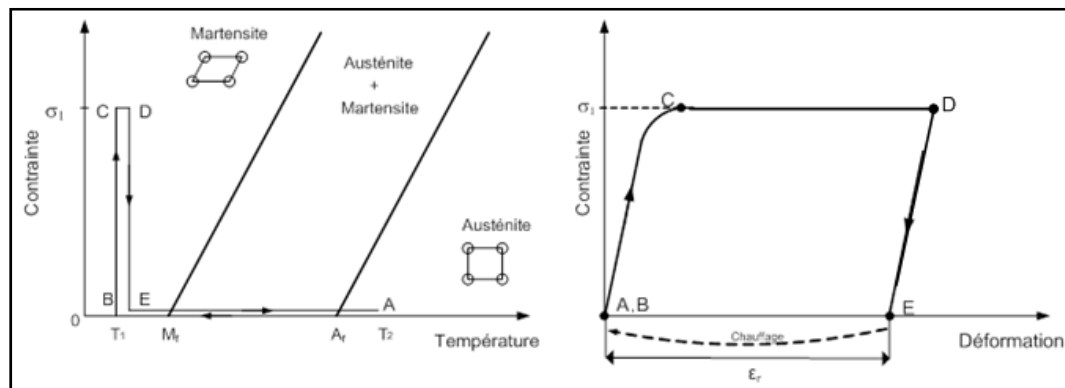


Figure 1.6 Représentation schématique du chemin thermomécanique nécessaire à l'observation de l'effet mémoire de forme simple sens adaptée de Brailovski et al. (2003)

L'effet mémoire de forme est représenté ici par la génération d'un déplacement sous contrainte nulle. Dans la section suivante, le comportement d'un échantillon présentant ce même effet tout en étant encastré sera décrit.

Génération de contrainte

La génération de contrainte intervient lors du chauffage d'un échantillon prédéformé et encastré comme illustré en figure 1.7. Afin d'obtenir la génération de force au chauffage, l'échantillon doit être déformé jusqu'à une valeur donnée sous la température de fin de transformation martensitique M_f (O-A-B). La contrainte est ensuite relâchée pour permettre le retour élastique du matériau (B-C). À ce stade, l'échantillon présente une déformation résiduelle provenant de l'orientation de la martensite selon la contrainte appliquée précédemment. Le spécimen est ensuite encastré (C) et chauffé à une température supérieure à A_f pour provoquer une transformation martensitique complète. Le retour de forme est alors empêché par l'encastrement et l'échantillon génère de la force (C-D). Au refroidissement, l'échantillon retrouve alors son état de martensite orientée et la contrainte chute pour atteindre une valeur nulle.

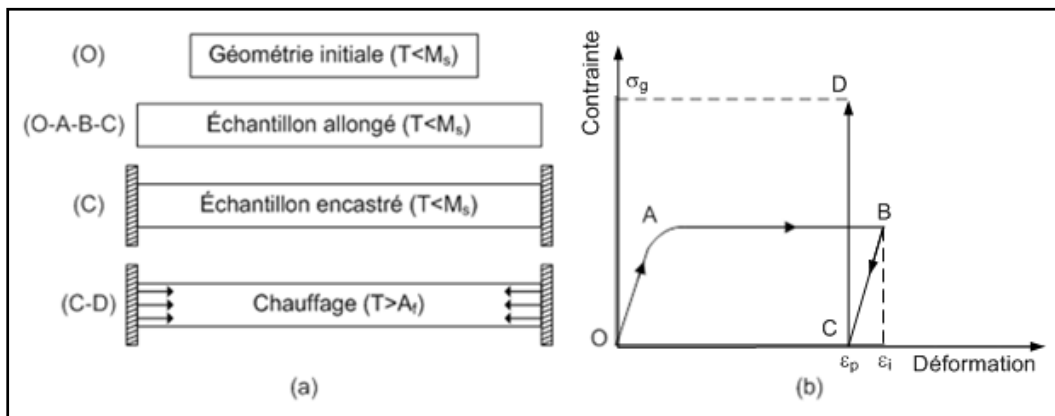


Figure 1.7 a) Représentation schématique du mécanisme de génération de contrainte sous chauffage et b) courbe contrainte-déformation adaptée de Brailovski et al. (2003)

1.2.2.3 Choix des matériaux

Différents alliages présentent un effet mémoire de forme comme certains alliages à base de cuivre ou encore le Nitinol (Ti-Ni). Le tableau 1.1 présente une comparaison des propriétés de différents alliages à mémoire de forme. Le choix du Nitinol pour ce projet est légitime, en effet, c'est l'alliage qui présente les meilleures déformations récupérables, contraintes

générées et tenues en fatigue. La configuration sous forme de fils en tension est sélectionnée, car elle offre le meilleur rendement énergétique. Dans cette configuration, toute la matière est mise à contribution lors de l'actionnement, comparativement aux autres formes comme les ressorts hélicoïdaux, tubes et barres de torsion.

Tableau 1.1 Principales propriétés des alliages à mémoire de forme classiques
tirée de Brailovski et al. (2003)

Propriétés		Cu-Zn-Al	Cu-Al-Ni	Ti-Ni
Hystérésis (°C)	$A_F - M_S$	10 – 25	15 – 20	20 – 40
Déformation récupérable maximale (%)	ε_{rec}^{max}	4 – 6	4 – 5	6 – 8
Contrainte critique (MPa)	σ_{cr}^M	75 – 80	130	50 – 150
	σ_{cr}^A	150 – 300	150 – 300	150 – 600
Résistance mécanique (MPa)	σ_{UTS}	600 – 800	500 – 800	800 – 1800
Contrainte générée (MPa)	σ_{gen}	550 – 650	300 – 400	300 – 1500
Résistance en fatigue		↓	↓	↑

1.2.2.4 Influence des traitements thermomécaniques

Actuellement, les traitements thermomécaniques (Thermo mechanical treatments, TMT) conventionnels ont presque atteint leurs limites pour l'amélioration des propriétés fonctionnelles des alliages de mémoire de forme. Par contre, les matériaux nanocristallins qui font l'objet d'une attention croissante ces dernières années offrent une gamme de propriétés mécaniques très prometteuses.

Matériaux nanocristallins

La plupart des matériaux utilisés technologiquement ont une structure polycristalline. Leurs caractéristiques dépendent à la fois de la structure polycristalline et des propriétés des cristaux qui la constituent. Les propriétés des cristaux sont essentiellement données par le choix des matériaux. La structure et donc son influence sur les propriétés des matériaux obtenus dépendent des traitements de mise en forme appliqués aux matériaux. Les matériaux nanocristallins sont caractérisés par une taille très fine de ses grains (inférieures à 100

nanomètres). L'amélioration des propriétés est intimement liée au raffinement de la taille des grains au sein du matériau. Pour obtenir des AMF nanocristallins, la tendance générale s'oriente vers l'amorphisation par déformation plastique sévère (Severe Plastic Deformation, SPD) c'est-à-dire d'obtenir des matériaux nanocristallins par succession de traitements mécaniques (amorphisation) suivis d'un traitement thermique (nanocristallisation) (Nakayama, 2001).

L'effet du traitement thermique post-déformation dépend du taux de travail à froid préalablement subi par le matériau. Ainsi, la structure finale du matériau est déterminée par une combinaison de laminage à froid et de traitements thermiques. La figure 1.8 présente l'évolution de la taille de grain d'un métal en fonction du taux de travail à froid et de la température de recuit. Il apparaît que les tailles de grains minimums sont obtenues pour d'importants taux de déformation et de basses températures de recuit.

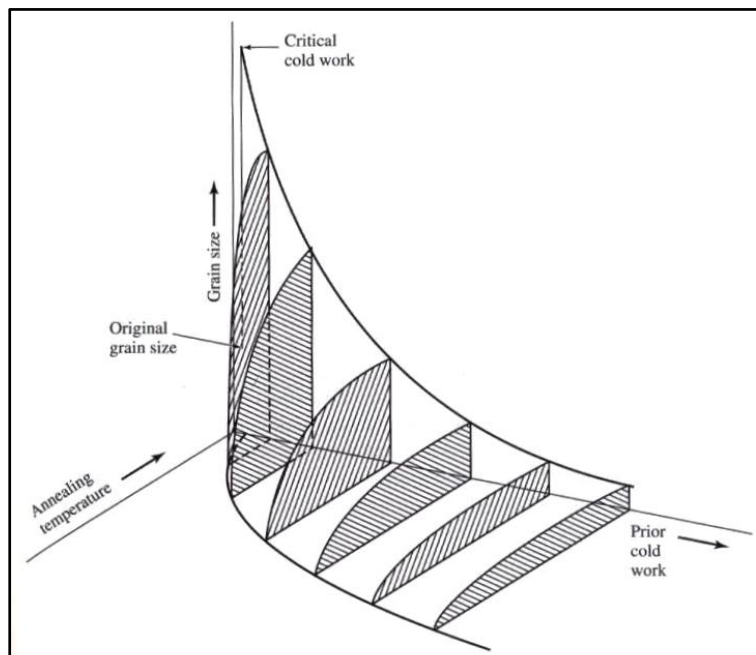


Figure 1.8 Interaction température de recuit – taille des grains et déformation plastique tirée de Schey (2000)

Il existe plusieurs méthodes de déformation plastique sévère (Valiev, 2002) comme l'extrusion dans les canaux déviés (ECAP) (Segal, 2003 and 2008), la torsion à haute pression (HPT) (Khmelevskaya, 2008) ou le laminage à froid multipasses (CR) (Lin, 1991) (Bhattacharjee, 2009). Comme les actionneurs en AMF se présentent souvent sous la forme de fils ou de ruban, la technique de déformation plastique sévère par laminage à froid multipasses semble être la plus intéressante d'un point de vue industriel. Dans les travaux de Demers et al. (2009a), les échantillons de Nitinol sont déformés plusieurs fois entre deux rouleaux à axes parallèles. Une déformation de l'ordre de 60-90% (correspondant à une réduction logarithmique de l'épaisseur : $e = 1-2$) par laminage successif à froid permet l'obtention d'une structure partiellement amorphe. Une fois la structure amorphe obtenue, un traitement thermique doit être appliqué afin de contrôler la structure finale. La température ainsi que le temps de ce traitement thermique viendront affecter les propriétés fonctionnelles de l'alliage (résistance ultime, dureté, contraintes générées, déformations récupérables, etc.). La figure 1.9 illustre l'évolution de la contrainte ultime (UTS) et de la microdureté Vickers en fonction du taux de déformation et du traitement thermique post déformation (Post Deformation Annealing, PDA) appliqués.

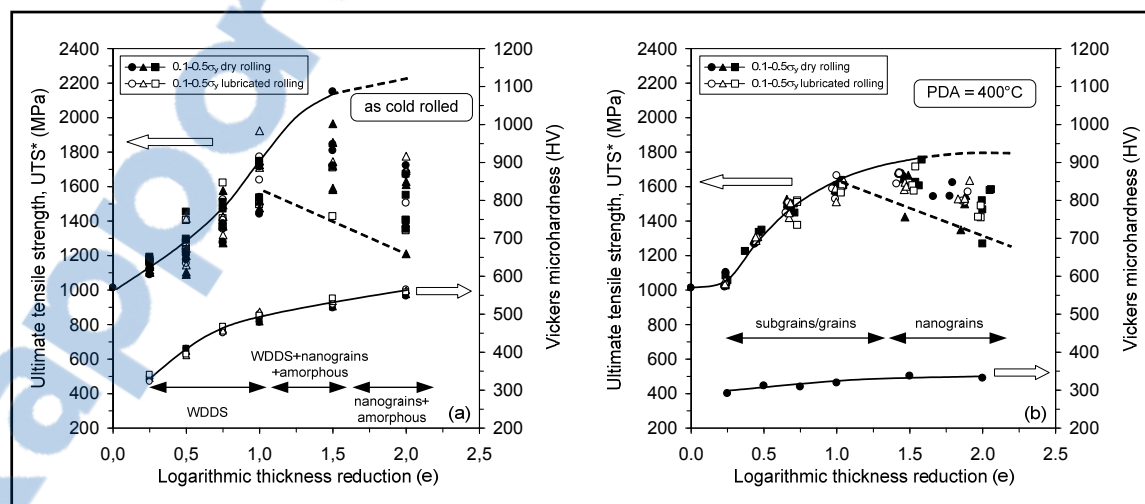


Figure 1.9 Évolution de la résistance à la traction (UTS) et micro-dureté Vickers (HV) en fonction de la réduction d'épaisseur pour Ti-50.26at%Ni : (a) après laminage à froid et (b) recuit à 400°C
tirée de Demers et al. (2009a)

Les travaux de Brailovski et al. (2006) montrent que le travail à froid ainsi que le recuit post déformation (PDA) sont directement responsables de l'évolution de la microstructure du matériau (figure 1.10). Pour un faible taux de déformation (TMT conventionnel), l'écrouissage induit une sous-structure de dislocation dans l'austénite. Après traitement thermique, il y a polygonalisation de la structure et l'augmentation du PDA entraîne une croissance des sousgrains (300-500 nm pour un PDA de 400°C). Une déformation plastique sévère (SPD) forme, pour sa part, une structure mixte nanocristalline et amorphe. Pour un PDA de 300°C, la structure n'est pas entièrement nanocristallisée, et pour un PDA de 400°C, une structure formée de nanograins normalement distribués (20-120 nm) est obtenue.

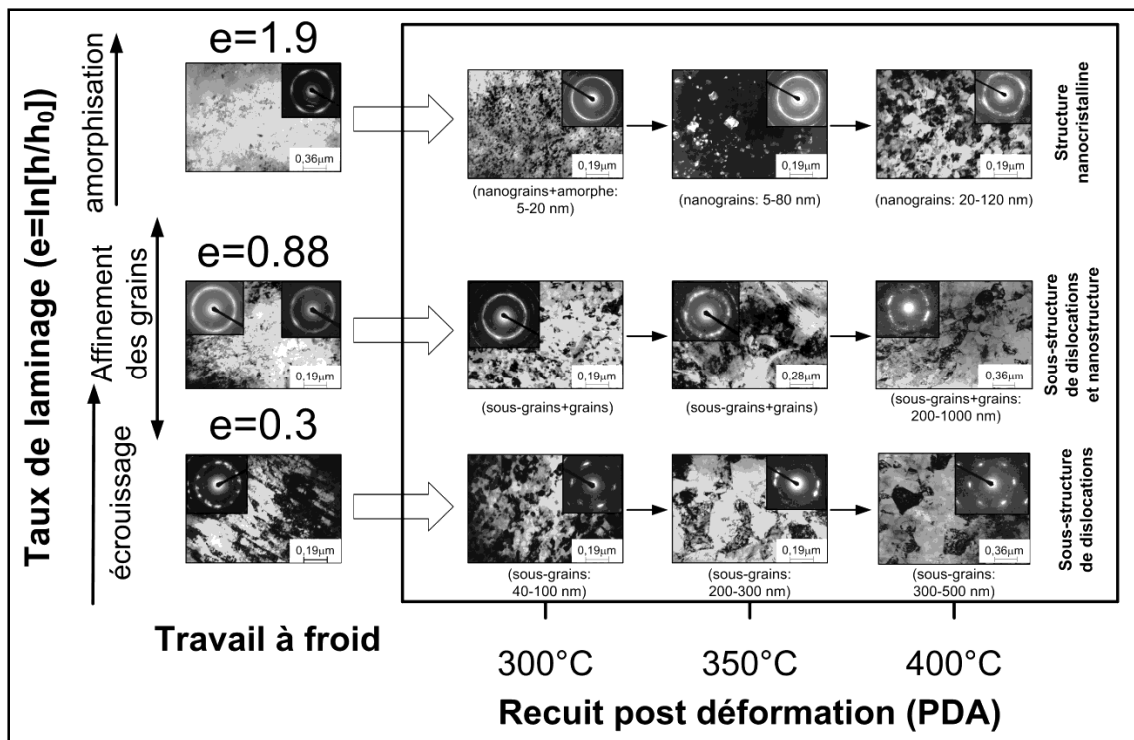


Figure 1.10 Structures et diffractogrammes de l'alliage Ti-50.0at.%Ni déformé par la méthode laminage à froid ($e=0.3, 0.88, 1.9$) puis traité thermiquement (PDA=300-400°C) tirée de Brailovski et al. (2006)

Les travaux effectués par Demers et al. (2005) présentent l'évolution des propriétés fonctionnelles en fonction du traitement thermomécanique appliqué (figure 1.11). Quelque soit le niveau de travail à froid, la contrainte générée ainsi que la déformation récupérable dépendent de la température de recuit post-déformation et présentent un optimum entre 350

et 400°C. Concernant l'impact du travail à froid, plus le taux de laminage est important, plus la contrainte maximale générée est importante. Elle passe de 900 MPa pour $e = 0.3$ (déformation faible) à 1450 MPa pour $e = 1.9$ (déformation sévère). Par contre, l'influence du travail à froid sur la déformation maximale récupérable est plus complexe. En effet, pour des taux faibles ($e = 0.3$) et moyens ($e = 0.88$), la déformation maximale récupérable diminue avec l'augmentation du taux de laminage (7.6% pour $e = 0.3$ et 6.8% pour $e = 0.88$). Par contre, pour un taux de laminage sévère ($e = 1.9$), la déformation récupérable croît jusqu'à une valeur supérieure à 8%. On peut donc observer une influence positive de l'amorphisation par SPD suivi d'une nanocristallisation par traitement thermique sur les propriétés fonctionnelles des alliages de Ti-Ni.

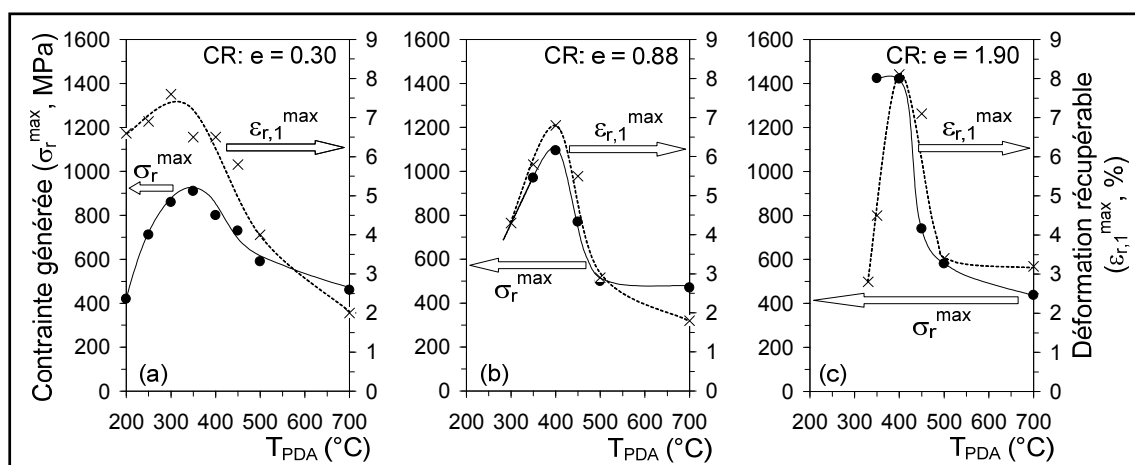


Figure 1.11 Évolution de la contrainte générée et de la déformation récupérable en fonction du traitement thermique appliqué pour un taux de déformation a) $e = 0.3$, b) $e = 0.88$ et c) $e = 1.9$
tirée de Demers et al. (2005)

Les paramètres de mise en forme influent également sur le comportement en fatigue du matériau. La figure 1.12 présente les résultats en fatigue d'un alliage Ti-50.26at%Ni au niveau de la contrainte générée au chauffage. Afin de pouvoir comparer chaque échantillon sur un même niveau de contrainte, la température maximale de chauffage a dû être ajustée. Les températures maximales de chauffage sont indiquées pour chaque essai. L'augmentation du taux de laminage entraîne une augmentation de la contrainte générée, mais une diminution

du nombre de cycles à la rupture. Les forts taux de laminage et donc la structure nanocristalline de l'alliage semblent également améliorer la stabilité des propriétés.

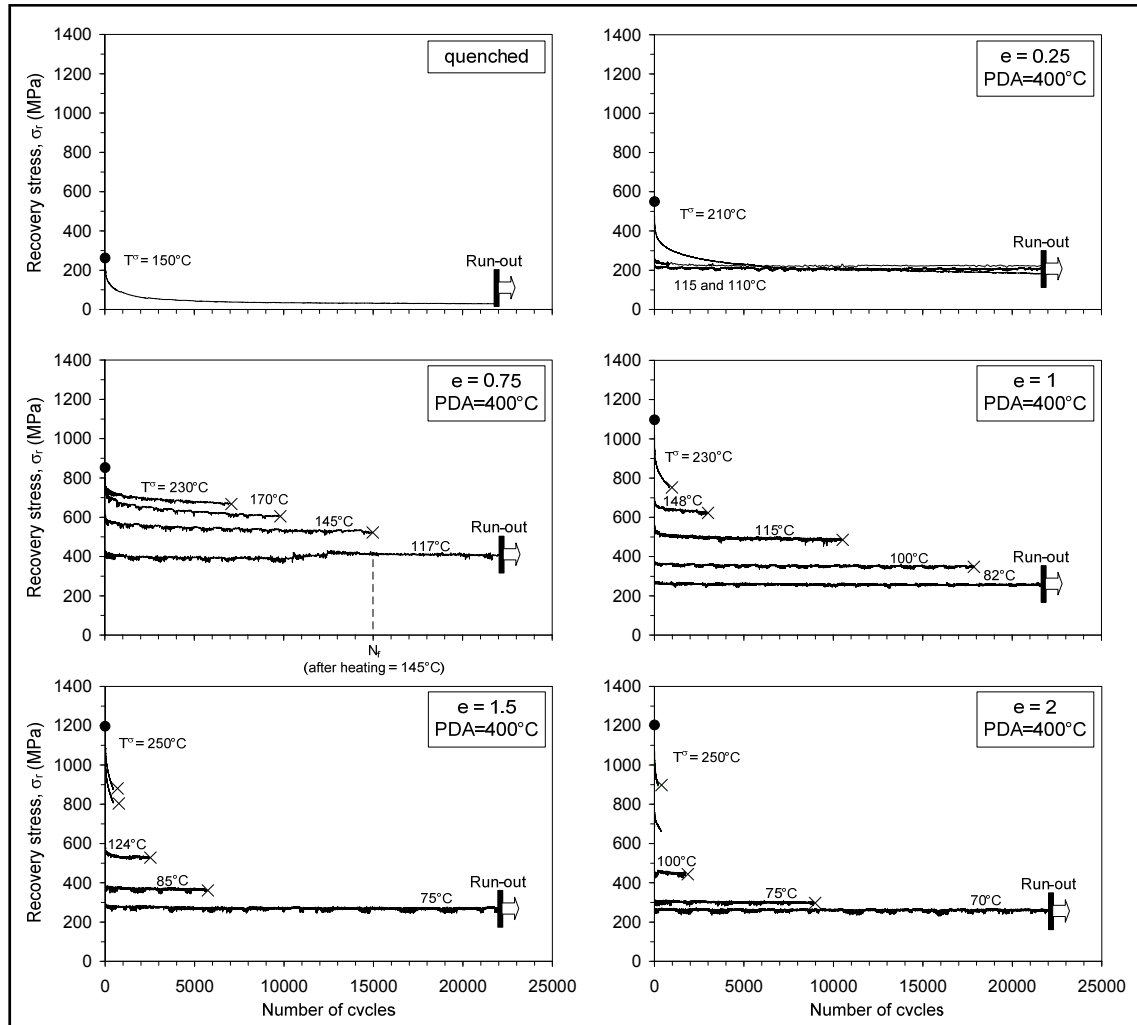


Figure 1.12 Contrainte générée en fonction du nombre de cycles pour un alliage Ti-50.26at%Ni, à l'état trempé et laminé ($e=0.25 - 2$) et PDA 400°C, 1h, tirée de Demers et al. (2009b)

Matériaux texturés

La texture d'un matériau correspond à la distribution des orientations cristallographiques d'un échantillon. Un échantillon dans lequel ces orientations sont entièrement aléatoires n'a aucune texture. Si les orientations cristallographiques ne sont pas aléatoires, mais ont une

orientation préférentielle, alors l'échantillon possédera une texture qui pourrait être faible, forte, ou modérée. La texture et les grandeurs qui y sont reliées constituent donc d'importants paramètres structuraux à deux points de vue : 1) ils influencent les propriétés du matériau (Park, 1998) et 2) ils évoluent lors des différents traitements subis par le matériau (Druker, 2008). À cause de l'anisotropie des propriétés cristallines, l'orientation du cristal et tous les paramètres de structure qui en découlent, c'est-à-dire la texture et les grandeurs texturales, jouent un rôle prédominant parmi les paramètres du matériau polycristallin .

Dans leurs travaux, Homma et al. (2008) développent un AMF anisotropique (FASMA) à base de Ti-Ni-Cu. La mise en forme de ce type de matériau se fait en plusieurs étapes (figure 1.13). L'échantillon, sous forme de fil complètement recuit, est déformé sévèrement plastiquement par étirage afin de former une structure amorphe. Le matériau est ensuite encasté et une élévation rapide de la température (au-dessus de la température de recristallisation T_{cris}) est appliquée afin d'obtenir une structure polycristalline très fine et homogène. La cristallisation se produit alors dans la direction de la contrainte générée. Le fil est soumis un recuit post-déformation. Une forte tension est de nouveau appliquée au fil, cependant cette tension ne doit pas détruire les grains. La déformation plastique se concentre au niveau des joints de grains alors que les cristaux sont déformés élastiquement. L'échantillon est soumis à un nouveau traitement thermique, mais cette fois à une température comprise cette fois entre M_s et la température de cristallisation (T_{cris}). Dans cette étape, une déformation superplastique se produit au sein du matériau avec comme force motrice la déformation récupérable du cristal. Elle permet donc d'orienter selon une même direction tous les cristaux du matériau et donnerait de très bonnes propriétés fonctionnelles dans le sens de la traction du fil.

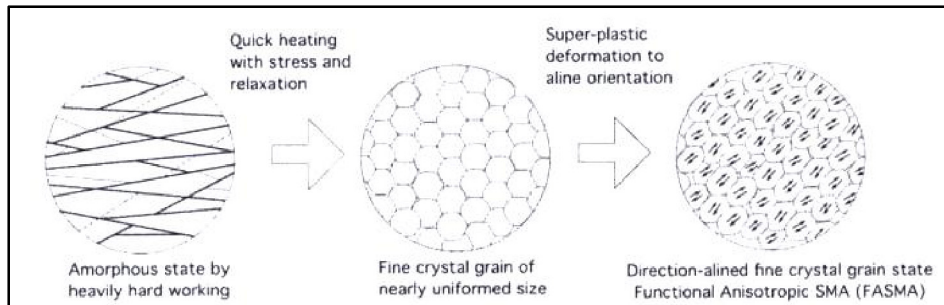


Figure 1.13 Traitements appliqués pour l'obtention du FASMA
tirée de Homma et al. (2008)

1.2.2.5 Influence des cycles thermomécaniques

Lors de leur fonctionnement, les AMF sont soumis à des cycles thermomécaniques (Thermo mechanical cycling, TMC). Par conséquent, la stabilité des AMF vis-à-vis des TMC est un paramètre important. Ces TMC peuvent causer une détérioration des propriétés fonctionnelles. Les raisons de ces changements sont attribuables à l'accumulation de défauts, aux changements structuraux ainsi qu'à la stabilisation de la transformation martensite/austénite dans le matériau. Les changements des propriétés sont très importants lors des premiers cycles, mais tendent à se stabiliser après un certain nombre de cycles. Les travaux de Saikrishna et al. (2006) présentent une méthodologie pour l'obtention d'une réponse stable des actionneurs AMF (figure 1.14). Les AMF ont été soumis à deux niveaux de contrainte différente, la deuxième étape impliquant un niveau de contrainte moins élevé que la première. Lors de la première étape (25 premiers cycles), la déformation permanente évolue fortement lors des 10 premiers cycles pour ensuite se stabiliser. Pendant la deuxième étape, les déformations permanentes (RD) et récupérables (RS) sont demeurées stables et surtout la RD n'a pas dépassé une valeur de 0.8%. Cette étude montre aussi que le fait de stabiliser l'AMF à un niveau de contrainte plus élevé que le niveau requis par l'application peut améliorer leur stabilité. Par exemple, en comparant l'échantillon S2 de l'étape 1 à l'échantillon S1 de l'étape 2, on observe une nette diminution de la déformation permanente (elle passe de 6.4% à 0.8%) tout en ayant une déformation récupérable relativement proche (3.7% contre 3.3%). Il a donc un intérêt d'inclure une étape de stabilisation des propriétés des AMF avant de les utiliser comme matériaux d'actionneur.

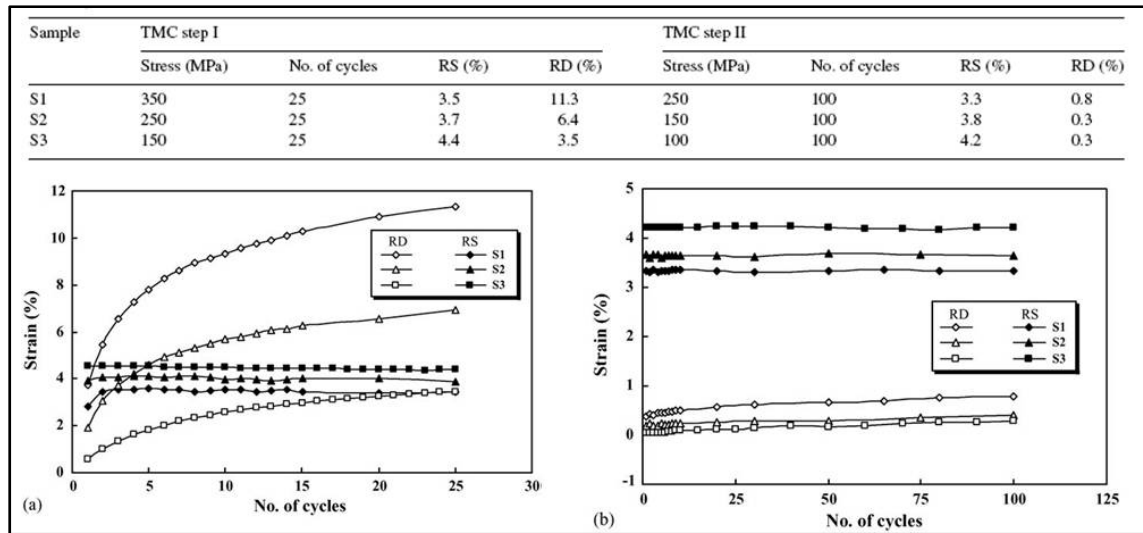


Figure 1.14 Évolution de la déformation récupérable (RS) et de la déformation rémanente (RD) a) au cours des 25 premiers cycles et b) après 25 cycles de stabilisation tirée de Saikrishna et al. (2006)

Il est donc important de faire attention à l'historique thermomécanique des alliages à mémoire de forme. Ce paramètre sera étudié dans cette thèse. En effet, une technologie de mise en forme combinaison de déformation plastique à froid et à tiède et de recuits intermédiaires sera présentée afin de voir l'impact sur les propriétés fonctionnelles de l'AMF.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

1.2.3 Élément de rappel

Le deuxième organe majeur à prendre en considération lors de l'étude des actionneurs AMF est l'élément de rappel qui est indissociable pour ce type d'actionneur. Le but de cette section est donc de comprendre ce que l'on entend par élément de rappel puis d'illustrer ses caractéristiques par le biais de différents exemples.

Lors du chauffage d'un actionneur AMF, une partie de l'énergie fournie par le fil AMF est emmagasinée par un élément que l'on appelle l'élément de rappel. Cet élément accumule lors du chauffage une énergie afin de fournir un travail mécanique nécessaire pour réarmer le système. C'est une partie majeure du système d'actionnement, car l'élément AMF seul ne parviendrait pas à retourner totalement à son état initial lors du refroidissement. Les éléments

de rappel vont être classés en deux catégories : 1) passif et 2) actif. Cette classification permet de définir : 1) actionneurs AMF à rappel passif (AMF-P) et 2) actionneurs à rappel actif (AMF-A).

1.2.3.1 Rappel passif

Dans le cas d'un actionneur AMF ayant un rappel passif, l'élément de rappel servira uniquement à ramener le système dans son état initial. L'actionneur est dit « unidirectionnel », il fournira un travail mécanique dans une direction (lors du chauffage). L'étape de refroidissement est donc le facteur limitant pour ce type de mécanisme en effet, il engendre un temps de réponse assez long. Ce type d'actionneur présente généralement une fréquence d'actionnement de l'ordre de 0.05 à 0.1 Hz (Potapov, 2000). L'élément de rappel peut se présenter sous différentes formes, mais est généralement constitué d'un matériau élastique (linéaire) comme un ressort. Une multitude de travaux concernant ce type d'actionneur sont présentés dans la littérature : (Giacomel, 1995), (Huang, 2002), (Singh, 2003), (Kennedy, 2004), (Seelecke, 2004), (Butera, 2008) ou encore (Sun, 2012).

Par exemple, les travaux effectués par Han et al. (2005) présentent un actionneur formé d'un élément actif AMF connecté à une structure ondulée et à des ressorts hélicoïdaux (figure 1.15). L'actionneur passe d'une position activée où l'AMF à son état chaud (austénite) engendre une déflexion de la structure, à une position inactive où le ressort permet le retour de l'actionneur dans son état initial, c'est-à-dire la structure ondulée redevient droite.

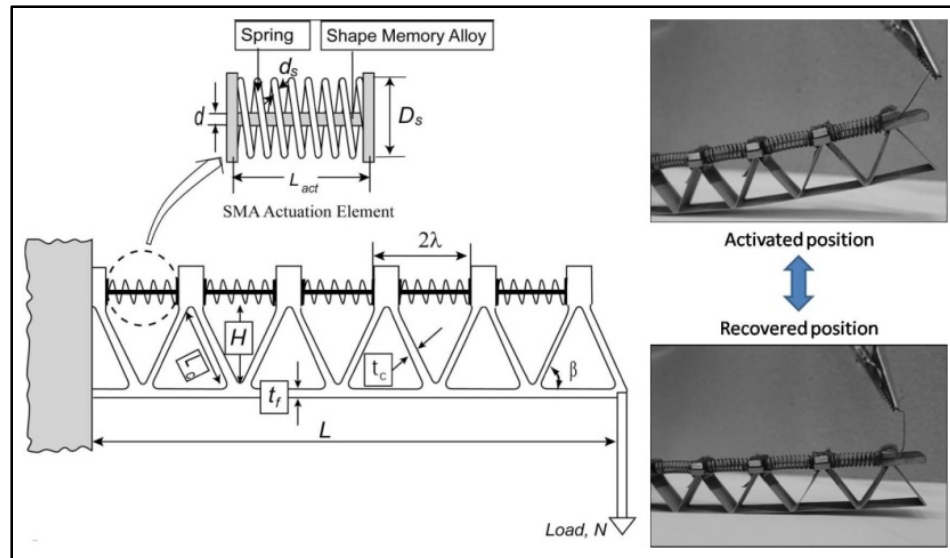


Figure 1.15 Exemple d'actionneur AMF utilisant des ressorts hélicoïdaux comme élément de rappel
tirée de Han et al. (2005)

1.2.3.2 Rappel actif

Certaines applications demandent un travail mécanique bidirectionnel et une fréquence d'actionnement plus élevée. Dans ce cas, il est intéressant de remplacer l'élément de rappel passif défini précédemment par un deuxième élément actif AMF. Ainsi, l'actionneur composé de deux éléments actifs AMF en opposition verra ses possibilités d'actionnement décuplées. Plusieurs travaux s'intéressent à ce type d'actionneur AMF comme (Elzey, 2005), (Barnes, 2005), (Xiajie, 2007), (Williams, 2008), ou encore (Hyung-Min, 2009)

La DARPA (Defense Advanced Research Project Agency) et Boeing développent conjointement un système d'actionneur AMF permettant l'activation des volets hypersustentateurs d'un avion (Bhattacharyya, 2001). La figure 1.16 présente le mode de fonctionnement de ce type d'actionneurs. Il se compose de 2 fils en AMF connectés au bord de fuite de l'aile flexible. Les autres extrémités des AMF, inférieur et supérieur sont connectées respectivement à l'intrados et l'extrados. Lorsque l'AMF inférieur est activé, il vient déformer la structure flexible et l'AMF supérieur. Pour revenir au profil initial, il suffit d'activer l'AMF supérieure. L'effet-mémoire de forme étant induit simplement par le

passage d'un courant électrique, tous les composants hydrauliques sont supprimés, ce qui permet un gain de poids.

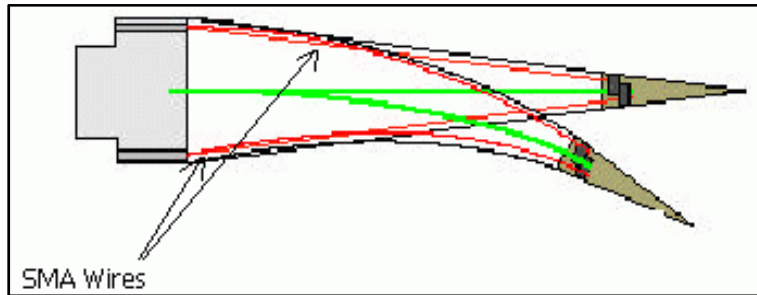


Figure 1.16 Volet hypersustentateur en AMF
tirée de Bhattacharyya (2001)

Un autre domaine d'application des actionneurs AMF-A est la robotique. Shaoze et al. (2007) proposent un système de pince fonctionnant avec un actionneur AMF-A (figure 1.17). L'actionneur se compose de deux ressorts en AMF (Ti-Ni-Cu) en opposition et connectés ensemble par une partie mobile (5). Cette partie mobile (5) engendre un mouvement des deux doigts (1 et 2). Un tel système permet donc d'augmenter la fréquence d'actionnement surtout avec l'ajout de ventilateurs.

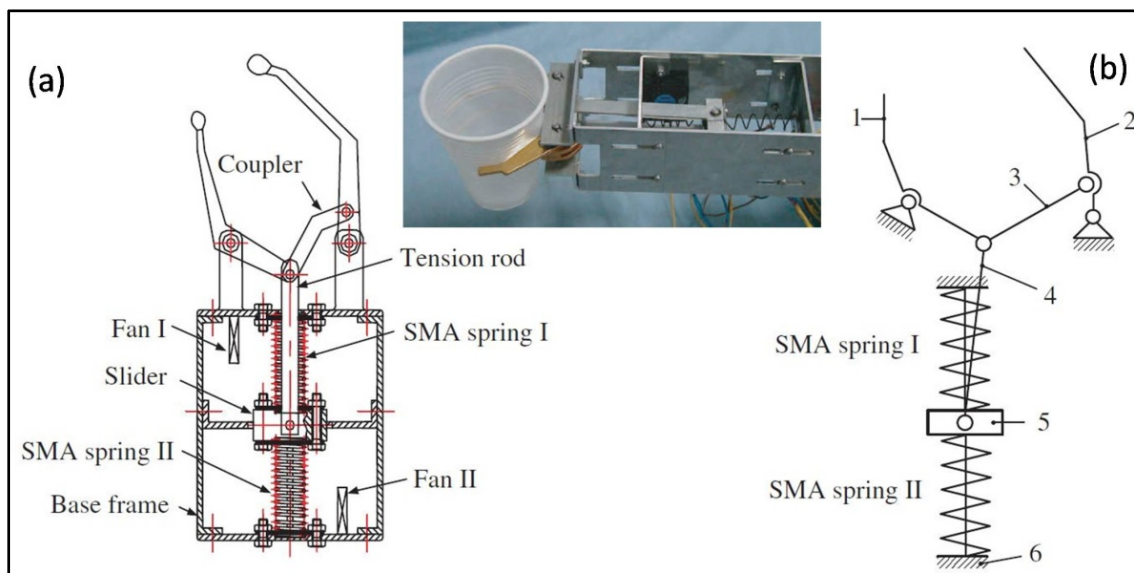


Figure 1.17 a) Structure mécanique et b) schéma cinématique de la pince
tirée de Shaoze et al. (2007)

Dans leurs travaux, Sofla et al. (2008) présentent également une structure flexible actionnée par un actionneur AMF antagoniste (Figure 1.18a). La configuration de ce système d'actionnement permet de créer un dispositif capable de produire une action totalement réversible. Contrairement aux actionneurs AMF classiques, ce type de dispositif ne nécessite pas d'élément de rappel passif (ressorts) pour réarmer le système. Cependant, l'utilisation répétée des actionneurs AMF entraîne une accumulation de déformation plastique qui diminue leurs propriétés d'actionnement (course disponible). La représentation de l'espace « contrainte – déformation » donne une bonne idée du comportement mécanique de ce type d'actionneur (Figure 1.18b). Ces travaux serviront de point de départ pour le développement de la méthodologie de conception des actionneurs AMF à rappel actif présentée dans cette thèse.

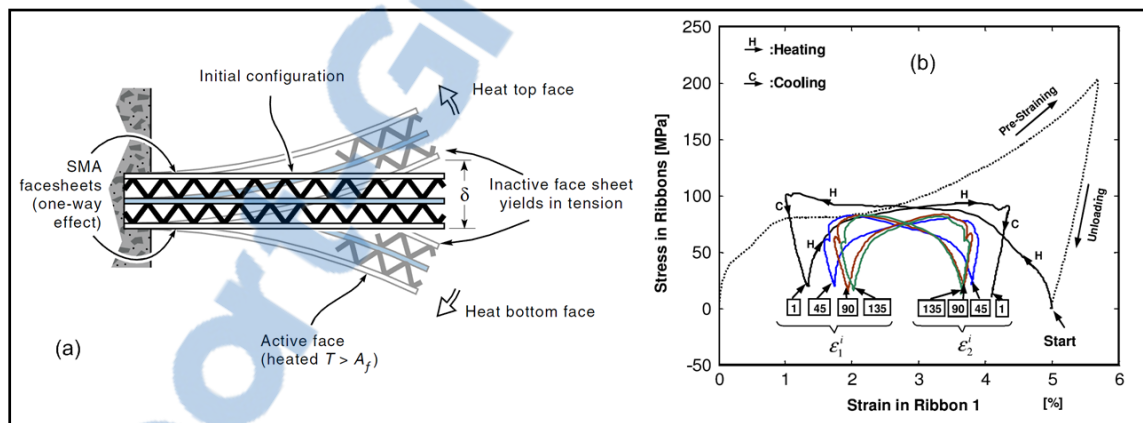


Figure 1.18 a) Structure activée par un actionneur AMF antagoniste et b) représentation de son comportement dans l'espace « contrainte-déformation » tirée de Sofla et al. (2008)

1.2.4 Conditions d'assemblage

Les conditions d'assemblage vont aussi influencer le comportement de l'actionneur. En effet, en fonction de l'agencement, certaines techniques de chauffage ne sont pas exécutables par exemple. Cette partie va donc s'intéresser à l'assemblage entre les deux parties (élément actif et élément de rappel), puis à l'influence des conditions initiales sur le comportement d'actionnement.

1.2.4.1 Déformation initiale de l'échantillon

Les conditions d'assemblage vont influencer le comportement d'un AMF. En effet, pour être opérationnel, l'élément actif AMF doit être initialement déformé afin de pouvoir, par simple chauffage, générer un travail mécanique. Les travaux de Demers et al. (2009a) prennent en compte ce paramètre (figure 1.19). Pour des échantillons de Ti-50.26at%Ni ayant subis des différents traitements thermomécaniques : laminage à froid a) $e = 0.25$, b) $e = 1$, c) $e = 1.5$ et d) $e = 2$ suivi d'un PDA à 400°C , les contraintes générées sont dépendantes de la déformation initiale appliquée. Pour un même taux de déformation (exemple $e = 1.5$), elles varient de 600 MPa pour $\varepsilon_i = 3\%$ à 1150 MPa pour $\varepsilon_i = 9\%$ en passant par une valeur optimale de 1175 MPa à $\varepsilon_i = 8\%$. Il y a donc une très grande différence qu'il est important de prendre en compte lors de la conception de l'actionneur.

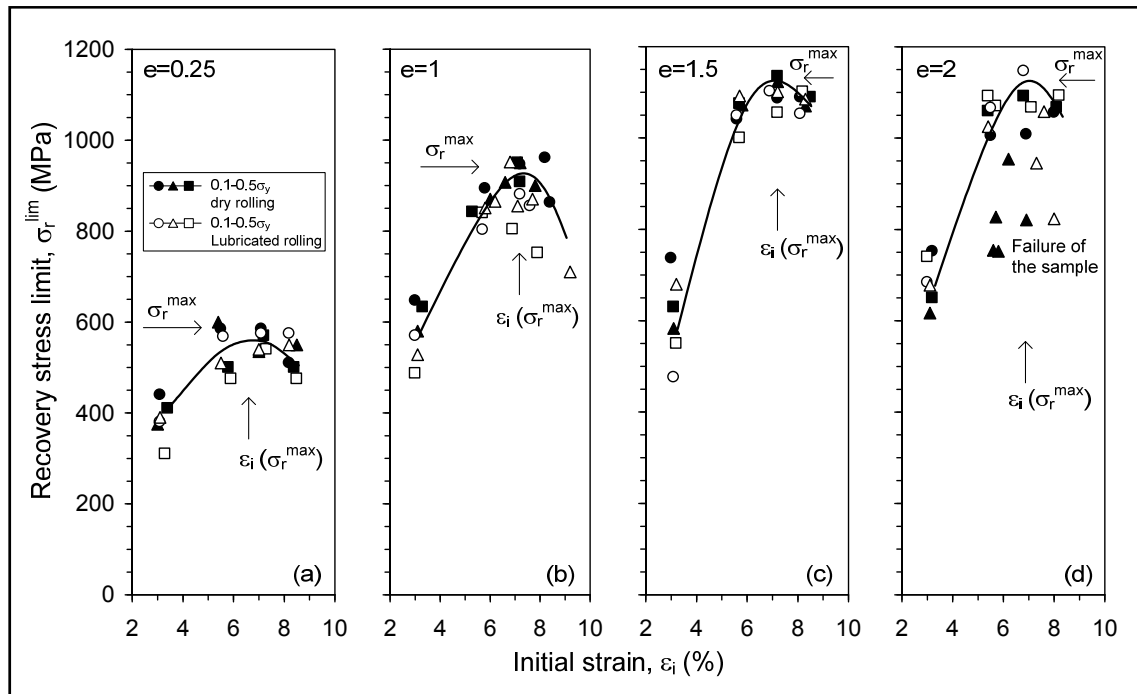


Figure 1.19 Influence de la déformation initiale sur la contrainte maximale générée pour différents taux de déformation par laminage à froid tirée de Demers et al. (2009a)

1.2.4.2 Système de transmission

Tout comme pour une voiture, un système de transmission permet de lier l'actionneur à l'application. Ce système est généralement multiplicatif ou réducteur afin que les propriétés d'actionnement soient ajustées à l'application. Ce système peut être aussi simple qu'un levier (Madden et al., 2004) ou aussi complexe qu'un train d'engrenages. Khidir et al. (2007) présentent un système où la transmission est effectuée via des plaques en flexion (figure 1.20). Parfois, les systèmes de transmission spéciaux ne sont pas essentiels pour l'obtention d'une amplification. Cet actionneur AMF-P est constitué de 2 fils en AMF connectés à une structure flexible en 7 points d'attache (vis). L'élément actif est donc divisé en 6 segments ce qui leur a permis de maximiser la déformation de la structure comparativement à 1 segment. Lors du fonctionnement, l'AMF dans son état chaud vient déformer la structure flexible et engendre un déplacement de la partie centrale. Au refroidissement, la structure vient libérer l'énergie qu'elle a emmagasinée afin de ramener le système dans son état initial.

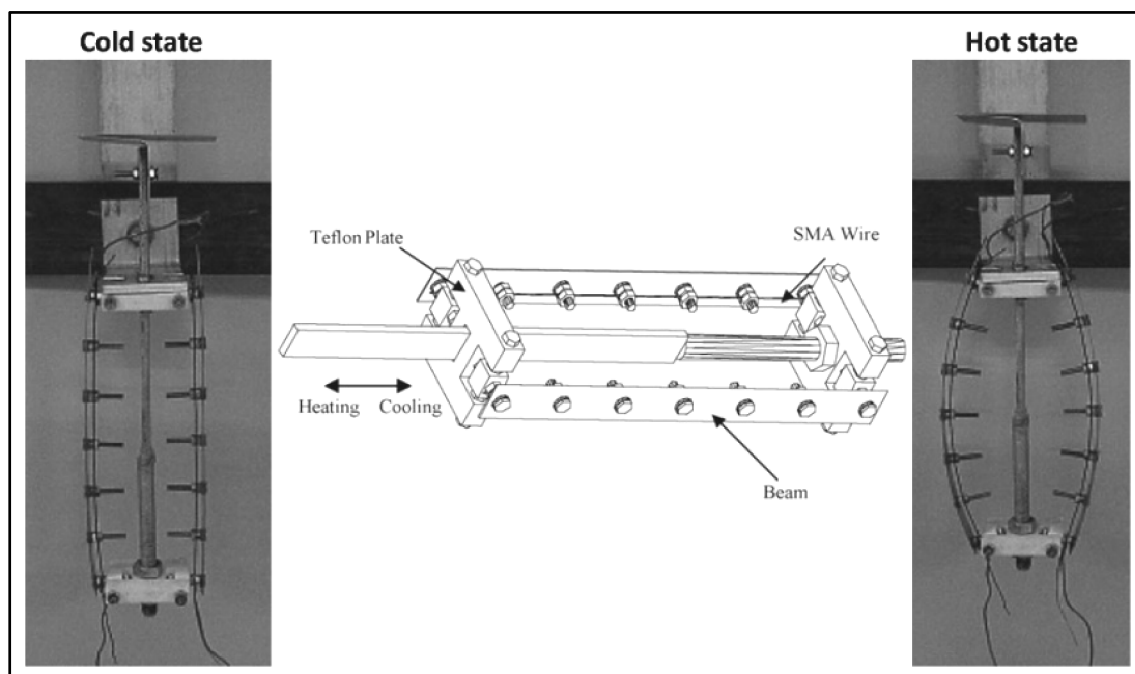


Figure 1.20 Exemple d'actionneur AMF utilisant une structure flexible comme élément de rappel
tirée de Khidir et al. (2007)



1.2.5 Design des actionneurs AMF

Plusieurs paramètres sont à prendre en compte pour étudier la faisabilité de conception d'un actionneur AMF, comme les caractéristiques du matériau (température d'activation, travail généré), mais aussi la puissance consommée ou encore les contraintes spatiales, le coût, la durée de vie, etc (figure 1.21). D'un point de vue mécanique, les performances d'un actionneur sont déterminées par la course et la force qu'il est capable de produire. Ce travail mécanique disponible dépend essentiellement de la composition chimique de l'alliage, des conditions de mise en forme, des conditions d'assemblage et du type d'élément de rappel utilisé. Il est donc intéressant ici de se focaliser sur les propriétés fonctionnelles des AMF et de voir l'interaction entre l'élément actif et l'élément de rappel.

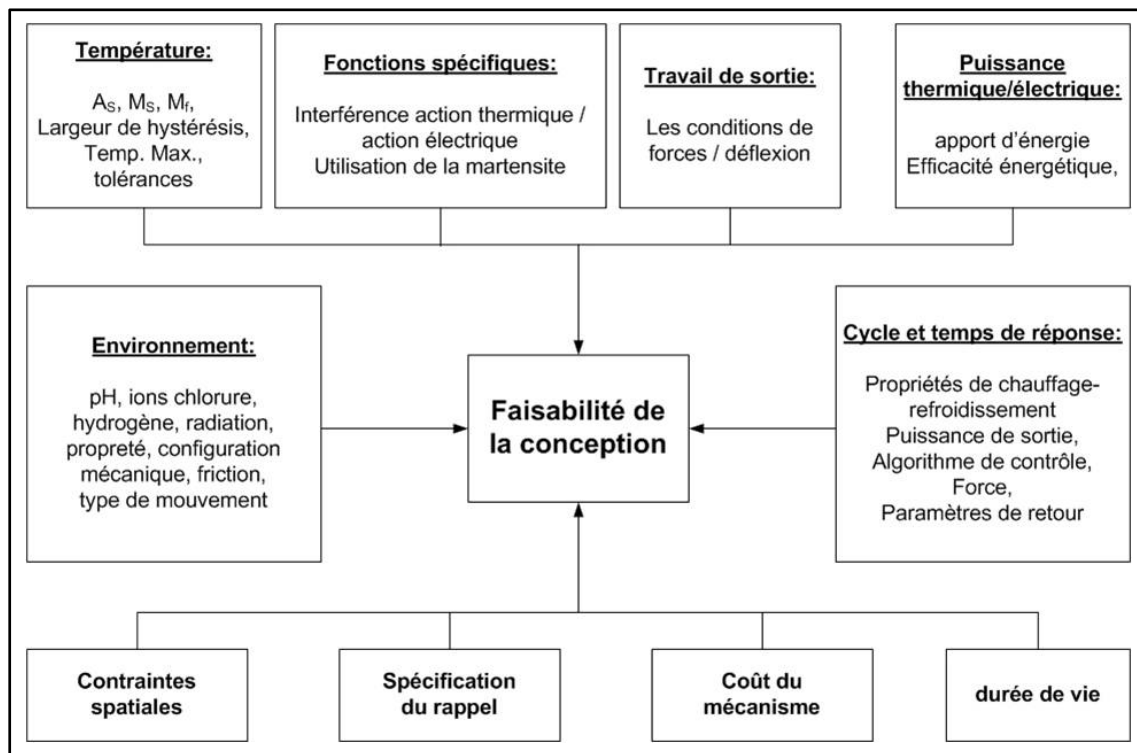


Figure 1.21 Paramètres définissant la faisabilité de conception d'un actionneur AMF
tirée de Brailovski et al. (2003)

Dans les années 80, Funakubo et al. (1987) ont commencé à s'intéresser à l'interaction entre l'élément actif AMF et l'élément de rappel (ressort linéaire). Dans l'espace force - déplacement, l'élément actif AMF possède deux caractéristiques (figure 1.22a), une à chaud correspondant à la phase austénite et une à froid correspondant à la martensite. En couplant la caractéristique du ressort de rappel linéaire, on constate que lors du passage entre la température ambiante et 90°C, l'actionneur passe du point B ($\delta = 34$ mm, $F = 1.5$ N) au point A ($\delta = 16$ mm, $F = 2.75$ N). Dans les années 90, Otsuka et al. (1998) ont repris ce concept, mais cette fois en y intégrant d'autres paramètres (figure 1.22b). Plus la rigidité de l'élément de rappel est grande, plus l'actionneur aura de la difficulté à déformer le ressort et donc plus la contrainte générée sera importante, en contre-partie, la course disponible diminuera. Au niveau de la température d'activation, plus l'AMF est chauffé et plus le travail généré sera élevé.

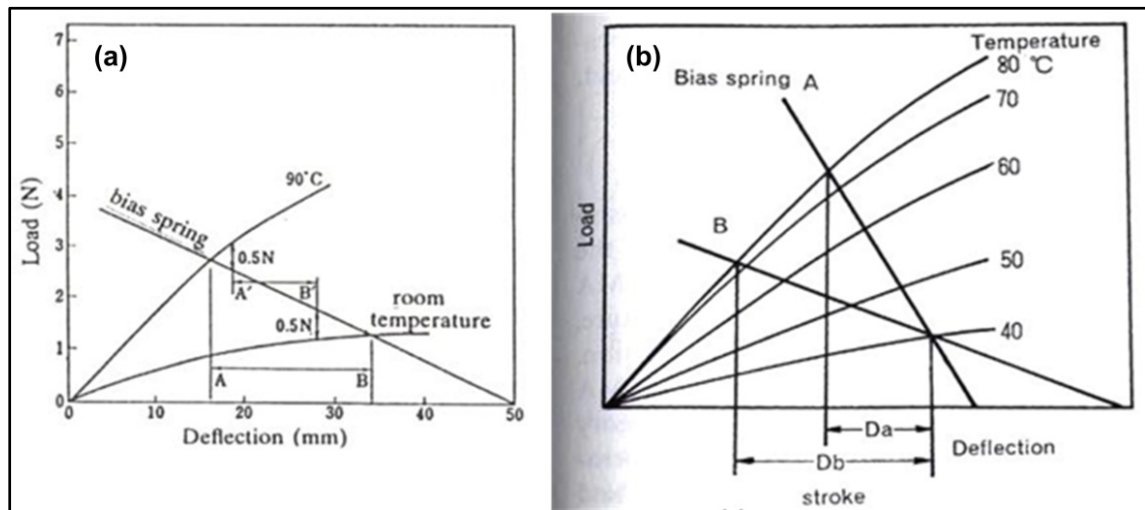


Figure 1.22 Diagramme de conception tirée de (a) Funakubo et al (1987), (b) Otsuka et al. (1998)

Le but des travaux de Demers et al. (2009c) a été l'observation de la fatigue thermomécanique dans des échantillons AMF ayant une structure polygonalisée, une structure nanocristalline et une structure combinant les deux, chacune produite par le laminage à froid à différents taux et un recuit post-déformation à 400°C (figure 1.23). Au 1er cycle, plus le taux de laminage appliqué est important et plus le travail mécanique fourni par

l'actionneur est grand. Par contre, au bout de 10 000 cycles, la tendance n'est plus la même, en effet, le travail mécanique maximal est atteint pour un taux de déformation de l'ordre de $e = 0.75$. Les échantillons soumis à des taux de déformation sévère ne résistent pas en fatigue, une rupture prématurée des échantillons apparaît pour un taux de laminage supérieur à 1. Cette rupture serait due à l'existence de microfissures déjà présentes dans l'échantillon (dus au laminage) ou nouvellement créées pendant les cycles thermomécaniques. Le développement d'une technologie de mise en forme combinant le laminage à froid et à tiède avec des recuits intermédiaire permettra de maximiser les propriétés notamment au niveau de la fatigue.

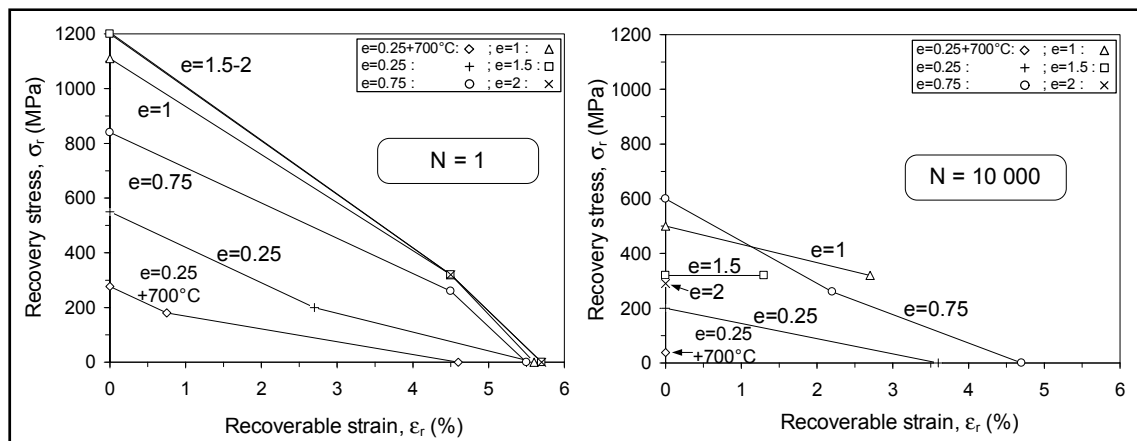


Figure 1.23 Influence du traitement mécanique appliqué et de la fatigue sur le travail généré par les AMF
tirée de Demers et al. (2009c)

Le design d'un actionneur AMF n'est pas facile à mettre en œuvre. En effet, il faut prendre en compte une multitude de paramètres qui viennent chacun affecter les propriétés d'actionnement des AMF. Il est donc important de mettre en place un outil permettant de concevoir un actionneur AMF et qui prend en compte tous les paramètres décrit précédemment.

1.3 Objectifs des travaux de recherche

L'objectif principal de ce projet de recherche consiste à développer et à mettre en œuvre une méthodologie de conception systématique des actionneurs en alliage à mémoire de forme.

Cette méthodologie doit permettre pour un élément actif AMF et un système de rappel donné, de dimensionner le système d'actionnement selon les exigences fonctionnelles de l'application visée. Cette méthodologie de conception est valide quelque soit l'élément AMF choisi (composition chimique, traitements thermomécaniques appliqués...) et l'élément de rappel sélectionné (actif ou passif).

Parallèlement, une étude sur l'impact des procédés de mise en forme sur les propriétés fonctionnelles des AMF est entreprise. En effet, des études ont permis de déterminer qu'un laminage à froid sévère suivi d'un traitement thermique permet d'améliorer les propriétés fonctionnelles de l'alliage Ti-Ni en créant un matériau dit « nanocristallin » (Demers et al., 2009a). D'autres recherches montrent aussi qu'un laminage à température modérée ($T < 0.5 T_F$) d'un matériau nanostructuré permettrait d'obtenir un matériau dit « texturé » c'est-à-dire d'orienter tous ses grains dans une direction privilégiée (Homma, Uemura et Nakazawa, 2008). L'idée ici est de combiner le laminage à froid et à tiède avec des recuits intermédiaires afin d'augmenter les propriétés fonctionnelles des AMF dans le sens du laminage et ainsi d'obtenir un matériau nanocristallin texturé.

1.4 Méthodologie et organisation de la thèse

Le développement d'un outil de design pour les actionneurs AMF à rappel actif, de par sa complexité, impose une division du problème. Une première partie portera sur le développement d'un outil de design adapté aux actionneurs AMF à rappel passif. Elle permettra ainsi de se familiariser avec le concept de design des actionneurs AMF. Une seconde partie sera consacrée à l'optimisation des traitements thermomécaniques appliqués aux AMF afin de maximiser leurs propriétés fonctionnelles, pour finalement aboutir à la conception d'un outil de design intégrant les traitements thermomécaniques et applicable pour les actionneurs AMF à rappel actif.

Développement d'un outil de conception pour actionneur à rappel passif

L'outil de conception développé permet de définir : 1) les dimensions de l'élément actif AMF (longueur, section) et 2) les caractéristiques de l'élément de rappel en fonction de l'application visée. Pour ce type d'actionneurs, des traitements thermomécaniques standards sont imposés à l'élément actif AMF (un laminage à froid à un taux de 30% suivi d'un traitement thermique à 300°C).

Un banc d'actionnement, spécialement conçu, permet d'extraire les propriétés fonctionnelles (force, course...). Ce banc fonctionne selon trois modes différents: 1) le mode « déformation constante » où l'actionneur est encastré, générant ainsi une force lors de l'élévation de la température, 2) le mode « poids libre » quand l'actionneur, soumis à une charge constante, est libre de mouvement (course générée) et enfin 3) le mode « combiné » où l'actionneur est capable de fournir simultanément une force et une course.

Les résultats provenant de ces différents modes de caractérisation permettent de construire l'enveloppe d'actionnement dans l'espace « contrainte-déformation ». Connaissant cette enveloppe, ainsi que les exigences fonctionnelles de l'application (force, course), la géométrie de l'actionneur (longueur, section) est déterminée en effectuant un passage dans l'espace « force-déplacement ». Le projet CRIAQ 7.1 intitulé « Amélioration de l'écoulement laminaire sur une voilure aéroélastique », est utilisé afin d'illustrer la méthodologie de conception et de valider expérimentalement l'actionneur développé.

Cette partie qui est présentée dans le chapitre 3 de cette thèse, fait l'objet d'un premier article scientifique intitulé « **Design of Shape Memory Alloy Actuators for Morphing Laminar Wing with Flexible Extrados** », publié dans *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 2009, vol. 131. DOI : 10.1115/1.3160310.

Impact des procédés de mise en forme

Des modifications sont apportées au laminoir mis à notre disposition (FENN 4-046). En effet, un module de chauffage des fils en AMF par effet Joule est implanté afin de pouvoir contrôler la température du fil durant l'application de la déformation plastique. La validation de ce module permet la production de matériaux AMF suivant différentes routes thermomécaniques et ainsi d'observer l'impact des conditions de mise en forme sur les propriétés fonctionnelles. Ces routes combinent différents taux de laminage à différentes températures avec des traitements thermiques (recuits intermédiaires entre les passes de laminage). La technologie employée ainsi que les résultats expérimentaux ont été réalisés en collaboration avec Yann Facchinello (Facchinello, 2011a) et font l'objet du troisième chapitre de cette thèse.

Rapport-gratuit.com 
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MEMOIRE

Méthodologie de caractérisation systématique des actionneurs AMF

Comme les propriétés fonctionnelles des AMF dépendent des traitements thermomécaniques appliqués, il devient important de mettre en place une méthodologie systématique de caractérisation permettant d'obtenir de manière simple, rapide et efficace l'enveloppe de travail de l'élément actif sélectionné.

Un banc d'essai automatisé, permettant la caractérisation des actionneurs AMF, devrait être mis en place. Ce système d'essai a plusieurs objectifs : 1) déterminer les propriétés fonctionnelles de l'AMF produit, 2) simuler le comportement d'un actionneur à rappel passif et 3) simuler le comportement d'un actionneur AMF antagoniste. Les données recueillies par ce banc d'essai permettent de définir l'enveloppe de travail de l'élément actif AMF mais aussi de comprendre et de caractériser le fonctionnement des actionneurs à rappel passif et actif (ou antagonistes).

Cette partie qui est présentée dans le chapitre 5 de cette thèse, fait l'objet d'un deuxième article scientifique intitulé « **Experimental Bench for SMA actuators Design and Testing** », publié dans *Journal of Experimental Techniques*, 2011. DOI: 10.1111/j.1747-1567.2011.00777.x

Actionneurs AMF antagonistes

Le développement et la mise en service du banc d'essai automatisé permettent l'étude des actionneurs AMF à rappel actif (ou antagoniste). Pour ce type d'actionneur, deux alliages à mémoire de forme sont connectés ensemble et agissent l'un contre l'autre. Le développement d'une méthodologie de caractérisation est mis en place afin d'obtenir les propriétés d'un tel système d'actionnement et ainsi de pouvoir en déterminer l'enveloppe de travail associée simplifiant ainsi son dimensionnement.

Cette partie qui est présentée dans le chapitre 6 de cette thèse, fait l'objet d'un manuscrit intitulé « **Characterization and Design of Antagonistic Shape Memory Alloy Actuators** », soumis dans *Journal of Smart Materials and Structures*, en octobre 2011.

Finalement, une conclusion permettra de faire le point sur tous les développements présentés dans cette thèse. Cette partie permettra de faire la synthèse des résultats obtenus, de donner des recommandations et d'ouvrir les esprits vers des travaux futurs.

CHAPITRE 2

ARTICLE #1 : DESIGN OF SHAPE MEMORY ALLOY ACTUATORS FOR MORPHING LAMINAR WING WITH FLEXIBLE EXTRADOS

T. Georges, V. Brailovski, E. Morellon, D. Coutu, P. Terriault

École de Technologie Supérieure, 1100 rue Notre-Dame Ouest

Montréal (PQ), Canada, H3C 1K3

Ce chapitre a été publié dans « Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, vol. 131, p. 0910061-0910069, 2009 »

DOI : 10.1115/1.3160310

2.1 Présentation (français)

L'article contenu dans ce chapitre a été publié dans « Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME » et présente une méthodologie de caractérisation des alliages à mémoire de forme permettant le dimensionnement d'un système d'actionnement AMF à rappel passif. La méthodologie est illustrée par le biais du projet CRIAQ 7.1 : Amélioration de l'écoulement laminaire sur une voilure aéroélastique. Constituée d'un extradoss flexible sous lequel repose un système d'actionnement, cette aile expérimentale permet la modification du profil de l'aile à l'égard des différentes conditions d'écoulement variant entre Mach 0.2 et 0.3 avec des angles d'attaque compris entre -1 et 2°. Le cahier des charges pour le système d'actionnement provient des calculs de la structure flexible qui doit être suffisamment rigide pour soutenir les forces aérodynamiques et suffisamment souple pour permettre l'adaptation du profil de l'aile.

Cet article se focalise sur le groupe actionneur utilisé pour modifier le profil de l'aile. Les alliages à mémoire de forme ont été sélectionnés comme l'élément moteur de l'actionnement et l'actionneur utilisé se compose de quatre sous-systèmes : 1) l'élément actif AMF, 2) l'élément de rappel, 3) l'extrados flexible et 4) le système de transmission composé d'une glissière et d'une manivelle et ayant un ratio $R = \tan(\alpha)$ où α représente l'angle de la glissière. L'actionneur développé est présenté et analysé afin d'en tirer les équations

gouvernant l'actionnement. En se basant sur une série d'essais de caractérisation, une enveloppe de travail pour l'élément actif sélectionné est définie dans l'espace contrainte-déformation. En prenant en compte cette enveloppe de travail et les exigences de l'application, un dimensionnement de l'élément actif (longueur et section) ainsi que des autres composantes du système d'actionnement (élément de rappel) est effectué. Finalement, les résultats provenant de cette méthodologie de design sont expérimentalement validés.

Un deuxième article intitulé « **Wind-Tunnel Testing of Shape Memory Alloy Actuators as Morphing Wing Driving Systems** » et présenté lors de l'AMSE Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems, 2009, dévoile les résultats expérimentaux obtenus lors des essais effectués à la soufflerie du CNRC à Ottawa. Le contenu de cet article est exposé dans l'annexe I de cette thèse.

2.2 Abstract

An active structure of a morphing wing designed for subsonic cruise flight conditions is composed of three principal subsystems: (1) flexible extradors, (2) rigid intrados and (3) an actuator group located inside the wing box. The 4-ply laminated composite flexible extradors is powered by two individually controlled Shape Memory Alloy (SMA) actuators. Fulfilling the requirements imposed by the morphing wing application to the force-displacement characteristics of the actuators, a novel design methodology to determine the geometry of the SMA active elements and their adequate assembly conditions is presented. This methodology uses the results of the constrained recovery testing of the selected SMA. Using a prototype of the morphing laminar wing powered by SMA actuators, the design approach proposed in this study is experimentally validated.

Keywords: morphing wing, flexible extradors, SMA actuators, Ti-Ni shape memory alloys, design

2.3 Introduction

Common requirements for actuators designed for robotic, automotive, aeronautic and spatial applications [1, 2] are small size and weight, low cost, and integration compatibility. Compared to traditional (electrical, pneumatic) or advanced (piezoelectric, magnetostrictive or electrostrictive) actuators, innovative actuators based on the Shape Memory Alloys (SMA) technology possess the highest power density [3, 4]. Other advantages offered by the SMA devices are their compliance with harsh environments, the simplicity of their actuation mechanisms, their silent and smooth motion, and their auto-sensing ability. SMA actuators represent are thus an interesting candidates for aeronautic applications, particularly for airfoil profile control systems [4-7].

This work is focused on the design of the actuator system for a morphing wing with flexible extrados. The design arrangement of the SMA-based actuator system will be presented and analyzed in terms of governing equations. The stress-strain design diagram will be built from a series of constrained recovery experiments with the selected SMA. Taking the functional requirements for the actuation system of the morphing wing and the recovery stress/strain performances of the SMA into account, the design of the actuators will be completed by calculating the cross-section and length of the SMA active elements and by dimensioning other components of the power transmission system. Finally, the proposed design configuration will be validated experimentally.

2.4 The active structure

The active structure of the morphing wing consists of a flexible extrados connected to actuators via a transmission system, and it is subjected to variable flow conditions (aerodynamic forces). As presented in figure 2.1, modification of the airfoil profile occurs when actuators located inside the wing box apply individually controlled displacements to the flexible extrados. The overall stiffness and integrity of the experimental wing is provided by the rigid intrados. The front and rear edges of the flexible extrados are connected to the rigid intrados in such a way that profile tangency continuity and accommodation to shape modifications are assured and aerodynamic forces are sustained. The morphing laminar wing

functions as follows: according to the changing flow conditions, a controller commands the actuators to modify the wing shape to assure its conformity with a series of optimized profiles stored in the control system database (open-loop control) [8]. The 2D WTEA airfoil is selected as the reference profile for the morphing laminar wing, with a 500 mm chord and a 990.6 mm span. This WTEA airfoil has a maximum thickness/chord ratio of 16% and is similar to a family of natural laminar flow-capable, supercritical airfoils [9]. Measuring from the leading edge, the flexible part of the wing extrados is contained between 3% (15 mm) and 70% (350 mm) of the chord (figure 2.1). The control system database covers a flow condition range encompassing 7 Mach numbers ($M = 0.2$ to 0.35 incremented by 0.025) and 7 angles of attack ($\alpha = -1^\circ$ to 2° incremented by 0.5°) for a total 49 optimized wing profiles, and thereby defining the target morphing envelope for the active structure.

Based on the results of a multicriteria optimization of the active structure [10], the flexible extrados is made from laminate composite consisting of four carbon/Kevlar plies and epoxy matrix, and moved by two span-wise oriented actuation lines located at 25.3%c and 47.6%c, as shown in figure 2.1.

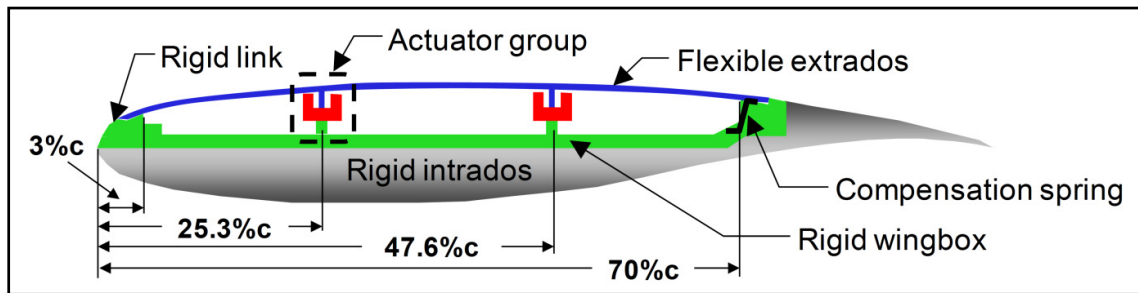


Figure 2.1 Conceptual design of the morphing laminar wing

2.5 Design of actuator group

2.5.1 Functional requirements of the actuator

The active system of the morphing wing with two actuators is schematized in figure 2.2. For the selected 4-ply 2-actuator configuration, the forces and displacements required from each actuator to reach the target morphing profiles were directly obtained from the FE structural

analysis for each of the flow cases studied (figure 2.3 (a), (b)) [10]. In figure 2.3(c), the working envelopes for Actuators 1 and 2 are superposed and, one actuation case corresponding to the angle of attack $\alpha = 0,5^\circ$ and Mach number $M = 0,275$ is highlighted as an example. The optimal profile, for this case, is reached when Actuators 1 and 2 impose vertical displacements of 6.57 and 3.34 mm to the flexible extrados. For Actuator 1, a force of 1032 N acting against the aerodynamic suction is necessary to keep the skin in its nominal position (null displacement). As the aerodynamic load (suction) pulls the skin upwards, the force in the actuation system can be reduced to 533 N, by applying 499 N in the same direction as that of the aerodynamic load, to allow 6.57 mm displacement of the flexible extrados. When Actuator 1 moves, Actuator 2 should generate an additional 100 N (from 900 N to 1000 N) to allow its displacement of 3.34 mm.

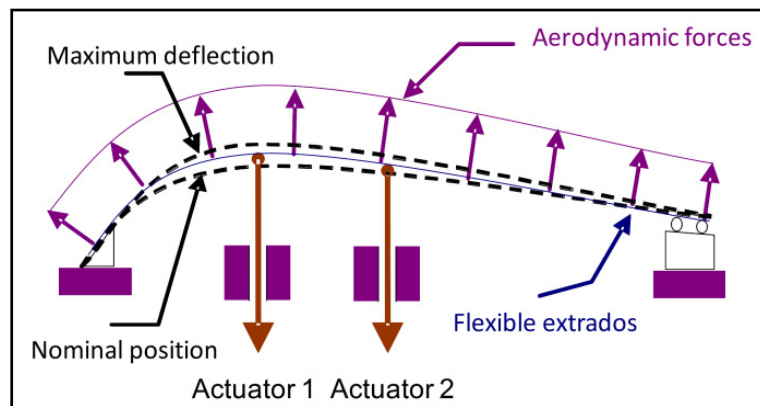


Figure 2.2 Actuators and flexible extrados

The maximum and minimum actuation forces and displacements obtained from figure 2.3 for Actuators 1 and 2 are displayed in table 2.1. It can be observed that the forces required from both actuators have a positive sign, thus indicating that they are in “pull” (or retaining) mode because the aerodynamic suction forces prevail on the forces needed to deform the flexible extrados.

Table 2.1 Force-displacement envelopes for Actuators 1 and 2

Parameters	Actuator 1		Actuator 2	
	min	max	min	max
Vertical extradados displacement, δ_{ext} (mm)	0	8.16	0	4.1
Aerodynamic force per 1m of span, F_{aero} (N)	510	1800	410	1420
Actuation force per 1m of span, F_{act} (N)	15	1800	420	1760
Extradados stiffness coefficient, k_{ext} (N/mm)	43.8	110.6	-28.6	613.4

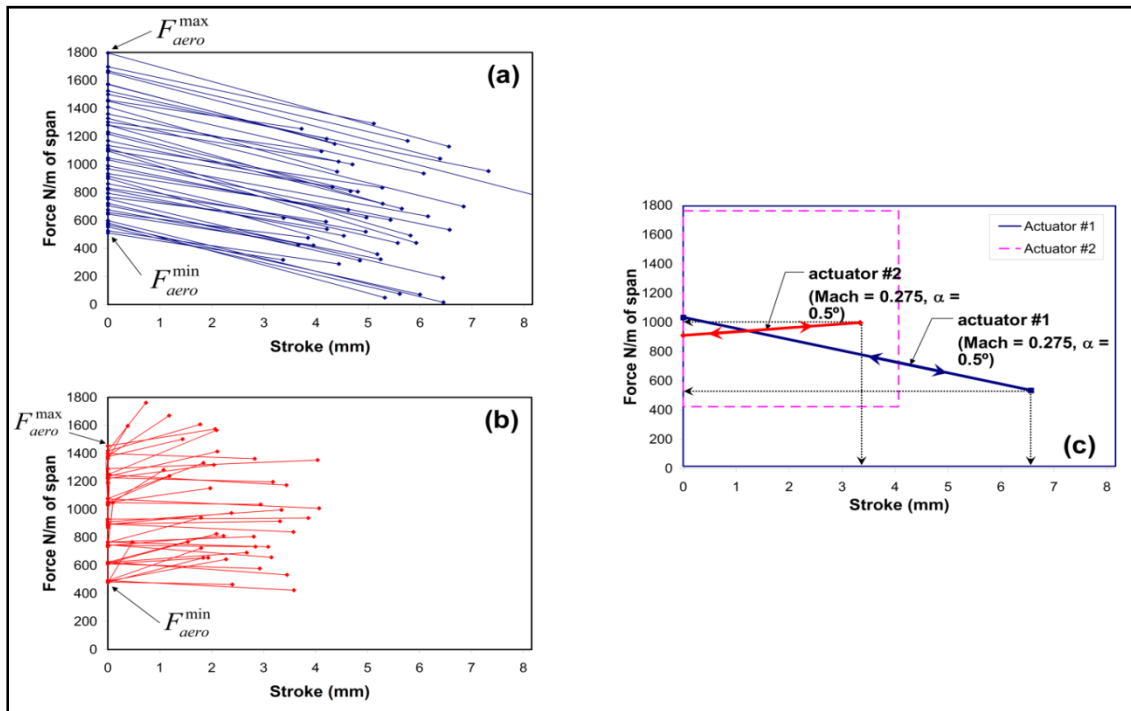


Figure 2.3 Force-displacement characteristics of the 4-ply – 2-actuator active structure for 49 benchmark flow cases: (a) Actuator 1; (b) Actuator 2; (c) Actuators 1 and 2 [10]

2.5.2 Conceptual design of the actuator group

The actuator group, illustrated schematically in figure 2.4 consists of four main subsystems: the SMA active element, the transmission system (including the slider and crank mechanism), the flexible extrados and the compression bias spring. (for simplicity, only one actuator is shown here). The SMA element is connected to the flexible extrados through the transmission system. The bias spring is placed in parallel with the SMA element. The use of the transmission system allows adjustment of the force-stroke actuator characteristics to the force-displacement characteristics of the flexible extrados.

The compression bias spring pushes the slider to the left, which corresponds to the nominal extrados position (figure 2.4 (a)), while the aerodynamic forces pull the flexible extrados upward to move the slider to the right, which corresponds to the deployed extrados position (figure 2.4(b)). The SMA active element can reach two extreme states: (a) cold (“OFF”) and (b) hot (“ON”). The cold state corresponds to the nominal (low) extrados position (figure 2.4 (a)), and the hot state, to the morphed (deployed) extrados position (figure 2.4 (b)).

2.5.2.1 Nominal extrados position (SMA is “OFF”)

In this configuration, the SMA element is in its cold state (“OFF”) and the compression bias spring acts against the aerodynamic suction forces while stretching the SMA active element. The extrados is in its nominal position and does not apply any force. This situation is illustrated schematically in figure 2.4 (a).

Given the presence of the transmission system with transmission ratio R , the aerodynamic forces and the forces related to the extrados reaction, as resented by the active element and the bias spring, will be decreased by a factor of R , while the stroke provided by the active element will be increased by the same factor R . Using the free-body diagram (FBD) of figure 2.4 (a), the reaction of the cold-state SMA element F_{SMA}^C be determined:

$$F_{SMA}^C = F_{spr} - \frac{F_{aero}}{R} \quad (2.1)$$

where F_{spr} the bias spring force and F_{aero} is the aerodynamic force when the extrados is in its nominal position.



2.5.2.2 Deployed extrados (SMA is “ON”)

In this configuration, the SMA active element is heated to move the extrados from its nominal to the deployed position and, therefore, it works against both the bias spring and the flexible extrados, but is assisted by the aerodynamic forces (figure 2.4 (b)). Using the free-body diagram (FBD) of figure 2.4 (b), the force to be provided by the SMA active element F_{SMA}^h be calculated by the following equation:

$$F_{SMA}^C = (F_{spr} - k_{spr}\delta) - \frac{(F_{ext} - F_{aero})}{R} \quad (2.2)$$

$(F_{spr} - k_{spr}\delta)$ is the bias spring reaction when the slider moves to the right, which corresponds to the deployed extrados position, k_{spr} is the stiffness coefficients of the bias spring and δ is the actuator stroke; F_{aero} and F_{ext} are the aerodynamic force and the force needed to move the extrados from its nominal to the deployed position, respectively, and $F_{ext} = k_{ext}\delta_{ext}$ so that k_{ext} is the stiffness coefficient of the flexible extrados and $\delta_{ext} = \delta/R$, which is the flexible extrados displacement at the actuation point.

The actuator stroke from the nominal to the deployed extrados position can be calculated as:

$$F_{SMA}^C = L_{SMA}^C - L_{SMA}^h \quad (2.3)$$

where L_{SMA}^C and L_{SMA}^h are the lengths of the SMA element in its cold and hot states, calculated as follows:

$$\begin{aligned}
 L_{SMA}^c &= L_{SMA} + \delta_0 + \delta \\
 L_{SMA}^h &= L_{SMA} + \delta_0
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

where L_{SMA} is the length of the stress-free SMA element before its installation in the system. During installation, this element is stretched to apply an elongation which is the sum of the hot state elongation δ_0 and the actuator stroke δ .

To summarize, the behavior of the active structure is the result of the interaction between the active SMA element, the bias spring and the flexible extrados, submitted to variable aerodynamic forces. If the flexural extrados stiffness, the pressure distribution and the extrados displacements from the nominal to the target position are known, the design of the active structure can then be completed by selecting an appropriate SMA element and bias spring.

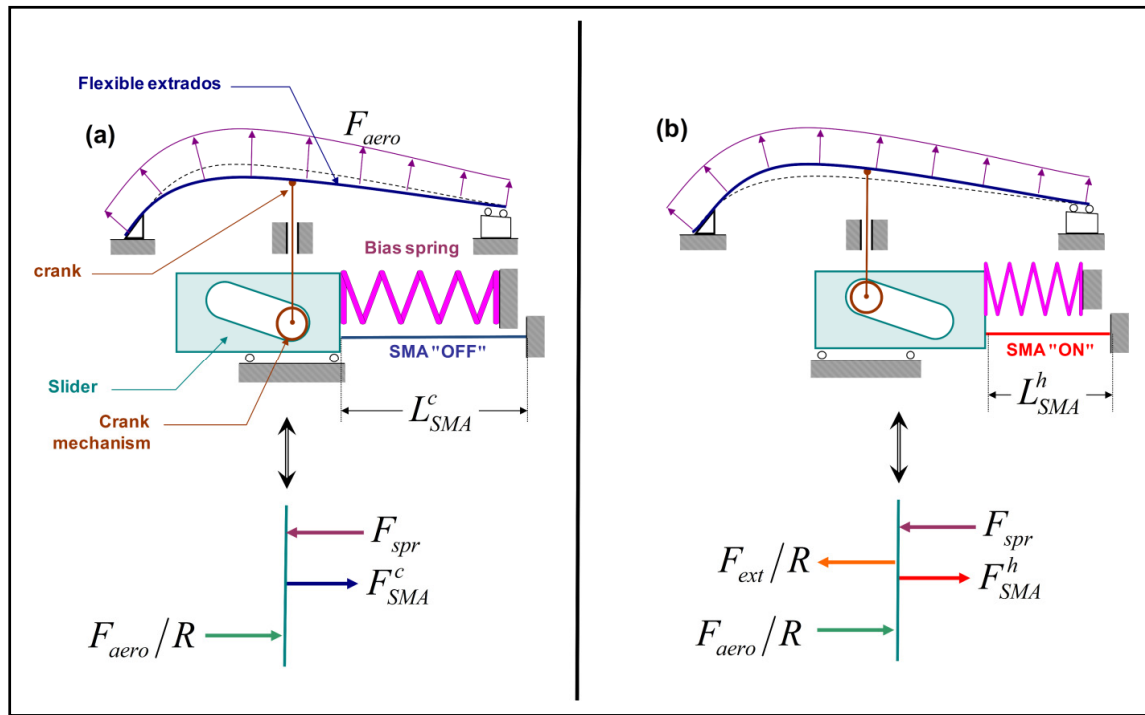


Figure 2.4 Schematic representation and simplified mechanical models of the actuator in: (a) nominal extrados position; (b) deployed extrados position

2.5.3 SMA active element: material characterization and design diagram

The material selected to manufacture the SMA active elements is a Ø1 mm Ti-50.26at%Ni wire supplied by Special Metals Corp. (NY, USA), subjected to 30% cold work by cold rolling (CR) and post-deformation annealing (PDA) at 300°C (1 hour). After cold rolling, the cross-section of the SMA wire reduces to 0.7 mm². To characterize this material, the experimental setup shown in figure 2.5 was developed. SMA specimens (1) (initial length 70 mm and cross-section 0.7 mm²) are thermally cycled between ambient temperature (25°C, approximately 5°C lower than the martensite finish temperature) and 150°C (50°C higher than the austenite finish temperature to complete the martensite-to-austenite transformation) by resistive heating. A power supply (2) (Sorensen DML 40-15, AMETEK Programmable Power Inc., CA, USA) is used to inject electrical current into the specimen, and the heating is controlled using the temperature signal as a feedback. The temperature is measured using a K-thermocouple (3) placed directly on the surface of the specimen and electrically isolated from it by a Wakefield thermal compound. The force generated by the actuator is measured by the load cell (4) (LC 101-500, Omega Eng. Inc., CT, USA) fixed on the linear guide (5); the displacement, by the Linear Variable Displacement Transducer (6) (Trans Tek series 240, Intertechnology Inc., ON, Canada); and the electrical resistance, by a Keithley 2010 multimeter (7) (Keithley Instruments Inc., OH, USA). The data acquisition and the control are performed using a PC programmed for this application with LabVIEW software (8) (LabVIEW 8.2, National Instrument Corp., TX, USA).

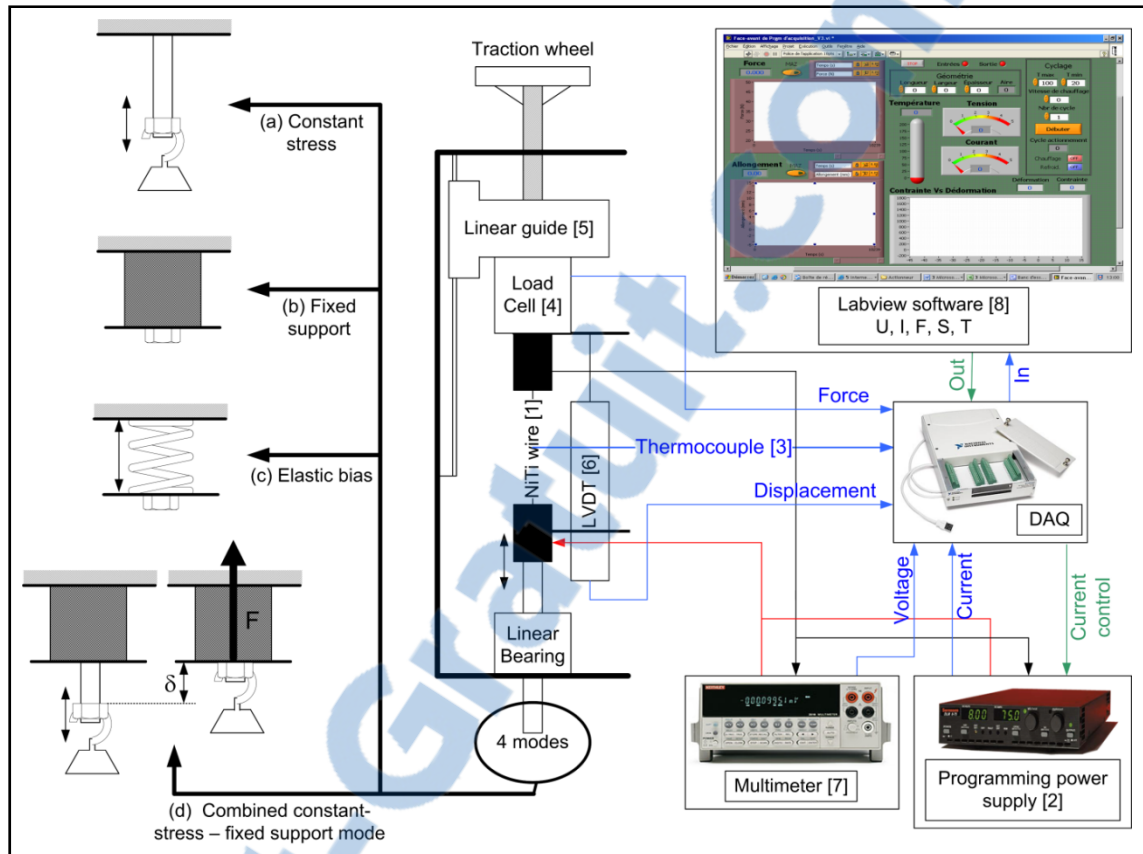


Figure 2.5 Experimental testing bench for SMA characterization

Testing bench was designed in order to define a functional envelope for the SMA active element, thus constructing a design diagram for the SMA active element to be used in the morphing wing actuation system [11]. To fulfill this task, four testing modes are used (figure 2.6). Each testing was repeated 200 times in order to stabilize the SMA behavior.

2.5.3.1 Constant-stress mode (a)

A constant stress of 220 MPa applied to the SMA active element in its martensitic state determines its initial testing strain of 3%. When thermomechanical cycling is repeated, an evolution of the material behavior is observed. After 200 cycles, the SMA behavior stabilizes and its martensitic (ϵ_m), austenitic (ϵ_a) and recovery ($\epsilon_{rec} = \epsilon_m - \epsilon_a$) strains can be extracted [11]. The martensitic strain of 5.5% is then selected as a starting point for the subsequent testing modes.

2.5.3.2 Fixed-support mode (b)

The stiffness of the active element support is close to infinity. In these conditions, the SMA can only generate stresses, the displacement is null. The recovery stress increment generated upon heating up to 150°C can be defined as $\sigma_{rec} = \sigma_a - \sigma_m$, where σ_m are martensitic and σ_a are austenitic stresses.

2.5.3.3 Elastic bias mode (c)

Representing an intermediate loading case, the diagram shown here is associated with the stress-strain behavior of an active SMA element connected to an elastic bias spring.

2.5.3.4 Combined constant-stress – fixed support mode (d)

The previously described actuation system with limited nominal and deployed extrados positions can also be tested using the testing bench of figure 2.5. To this end, the specimen is heated first under constant stress (1-2, figure 2.6); but when a certain amount of strain induced by this force is recovered, the specimen's extremities are blocked, while heating continues with an additional increase in stress (2-3, figure 2.6). Upon cooling, the sequence is reversed: first the stress decreases without a change in the specimen length (3-2) and then, if cooling continues, an additional elongation occurs (2-1, figure 2.6).

The results obtained from each of these testing modes after 200-cycle stabilization allow the working space of a given active element to be delimited as shown in figure 2.6: the “cold assembly point” determines the SMA element's equilibrium position in its martensitic state and the “hot curve” determines the SMA element's equilibrium position in its austenitic state, for variable bias conditions.

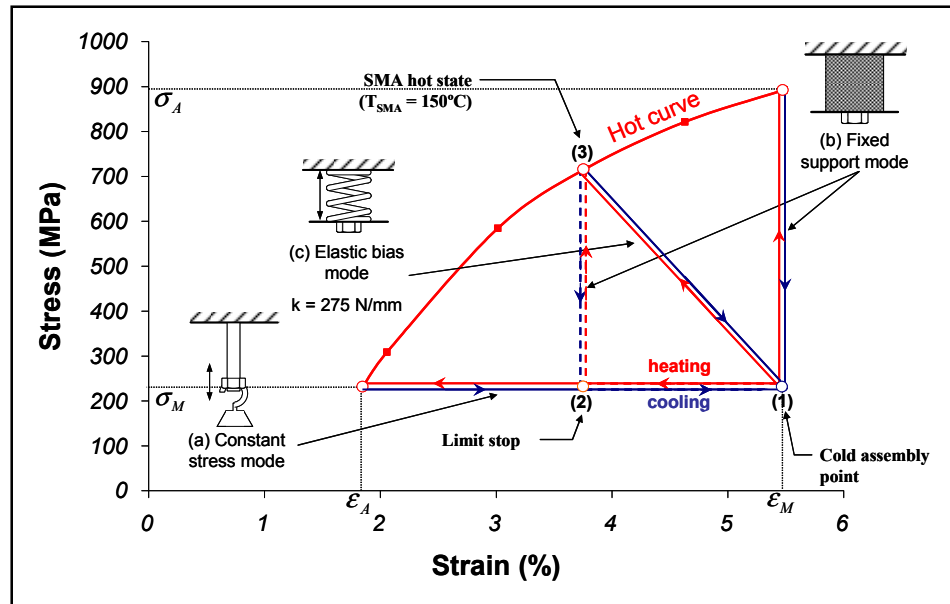


Figure 2.6 SMA design diagram (stress-strain space)

To guarantee the functional stability of the SMA active element's performances during repetitive recovery strain and stress generations, the following limitations are imposed in the present work: the strain varies between 3 and 5% and the stress varies between 250 and 500 MPa, as shown by the hatched area in figure 2.7. The application of these constraints prevents loosening of the SMA wires when actuator cools down and their overloading and therefore premature degradation, when it is heated up.



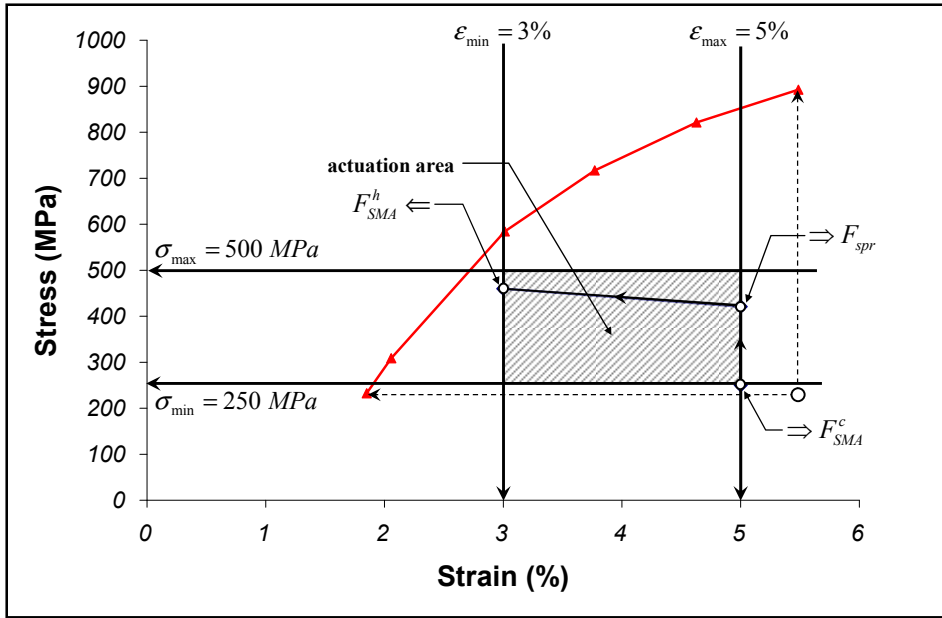


Figure 2.7 SMA design diagram in strain-stress space with delimited actuation area

2.5.4 Design procedure

In our design case, Actuator 1 should meet higher functional requirements than Actuator 2, and it is thus a critical element of the application. The mandatory information for the Actuator 1 design combines the force-stroke requirements from table 2.1 as well as the allowable strains and stresses from figure 2.7, as regrouped in table 2.2.

Table 2.2 Design information for Actuator 1

Parameters	Value
Max. vertical extrados displacement: $\delta_{\text{ext}}^{\text{max}}$ (mm)	8.16
Min. and Max. aerodynamic forces: $F_{\text{aero}}^{\text{min}}$ and $F_{\text{aero}}^{\text{max}}$ (N)	510; 1800
Max. extrados stiffness: $k_{\text{ext}}^{\text{max}}$ ($\frac{\text{N}}{\text{mm}}$)	110.6
Min. and Max. SMA strain: ϵ_{min} and ϵ_{max} (%)	3; 5
Min. and Max. SMA stress: σ_{min} and σ_{max} (MPa)	250; 500

The complete actuator is described by a system of equation (2.5). It should be noted that whereas the force to be provided by the actuator in the cold state should be determined using the maximum value of the aerodynamic forces, the force to provided in its hot state, is determined using its minimum value. This approach leads to a conservative design of the actuator because the SMA element is designed under the most stringent loading conditions.

$$\begin{aligned}
 F_{SMA}^C &= F_{spr} - \frac{F_{aero}}{R} \\
 F_{SMA}^h &= (F_{spr} + Rk_{spr}\delta_{ext}^{max}) + \frac{(F_{ext} - F_{aero})}{R} \\
 L_{SMA}^C - L_{SMA} &= \delta_0 + \delta \\
 \delta &= R\delta_{ext}^{max}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Since the SMA active element is a wire, its geometry is defined by the wire cross-section (S) and stress-free length(L_{SMA}), and the maxima and minima recovery forces and displacements generated by this element can be expressed as follows:

$$\begin{aligned}
 F_{SMA}^C &= \sigma_{min}S \\
 F_{SMA}^h &= \sigma_{max}S \\
 L_{SMA}^h - L_{SMA} &= \varepsilon_{min}L_{SMA} \\
 L_{SMA}^C - L_{SMA} &= \varepsilon_{max}L_{SMA} \\
 L_{SMA}^C - L_{SMA}^h &= R\delta_{ext}^{max}
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

By combining systems (2.5) and (2.6), one can write:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{min}S &= F_{spr} - \frac{F_{aero}}{R} \\
 \sigma_{max}S &= (F_{spr} + Rk_{spr}\delta_{ext}^{max}) + \frac{(k_{ext}^{max}\delta_{ext}^{max} - F_{aero}^{min})}{R} \\
 \varepsilon_{max} - \varepsilon_{min} &= R\delta_{ext}^{max}
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Two equations in respect to the cross-section and length of the SMA element can therefore be obtained:

$$S = \frac{(F_{aero}^{max} - F_{aero}^{min}) + \delta_{ext}^{max}(k_{ext}^{max} + R^2 k_{spr})}{R(\sigma_{max} - \sigma_{min})} \quad (2.8)$$

$$L_{SMA} = \frac{R \delta_{ext}^{max}}{\epsilon_{max} - \epsilon_{min}}$$

The use of a compression gas spring (GS) as a bias element is considered in this work because this device applies quasi-constant forces, thus decreasing the power requirements for SMA active elements and approaching the “d” testing mode of figure 2.6. If the selected transmission ratio R equals 3 and the stiffness coefficient of the bias spring is negligible ($k_{spr} \approx 0 \text{ N/mm}$), we can now calculate, using equation 2.8 and the data from table 3.2, that an SMA wire with a cross-section of 3.5 mm^2 and a length of 1225 mm will be sufficient to accomplish the task and the forces to be provided by the bias spring and the SMA element will be as follows:

$$F_{SMA}^C = \sigma_{min} S = 875 \text{ N} \quad (2.9)$$

$$F_{spr} = \frac{F_{aero}}{R} + F_{SMA}^C = 1475 \text{ N} \quad (2.10)$$

$$F_{SMA}^h = (F_{spr} + 3k_{spr}\delta_{ext}^{max}) + \frac{(k_{ext}^{max}\delta_{ext}^{max} - F_{aero}^{min})}{3} \quad (2.11)$$

$$F_{SMA}^h = 1600 \text{ N}$$

The minimum actuation force thus calculated corresponds to the actuator’s “OFF” (nominal extrados) position and to the maximum length of the SMA element:

$$L_{SMA}^C = L_{SMA} + \epsilon_{max} L_{SMA} \quad (2.12)$$

$$L_{SMA}^C = 1225 * (1 + 0.05) = 1286.25 \text{ mm}$$

or to 5% wire elongation.

The maximum actuation force corresponds to the actuator's "ON" (deployed extrados) position and to the shortest length of the SMA element:

$$\begin{aligned} L_{SMA}^h &= L_{SMA}^C - 3\delta_{ext}^{max} \\ L_{SMA}^C &= 1286.25 - 3 * 8.16 = 1261.18 \text{ mm} \end{aligned} \quad (2.13)$$

or to 3 % wire elongation (see the actuation trajectory in the stress-strain space of figure 2.6).

2.6 Experimental validation of the SMA actuator design

2.6.1 Morphing wing prototype

To fulfill the function of the flexible extrados, the laminated composite structure used in the present study is manufactured from the Huntsman 8602 Reinfusion epoxy resin and two types of plies, shown in figure 2.8: low-modulus unidirectional **C**arbon and 2 x 2 twill woven **H**ybrid carbon/Kevlar. During vacuum-assisted resin transfer molding, the laminate is formed to the reference shape of the WTEA upper profile using a machined aluminum mould. To minimize the laminate weight, all of the plies are oriented so that their higher elastic moduli are aligned with the wing chord, leading to a typical $[0^H/0^C/\dots]$ laminate stacking sequence. To ensure shape modification uniformity in the span direction, without affecting flexural behavior in the chord plane, steel stiffeners are fixed to the inner surface of the laminate, precisely where the actuators are connected to the structure.

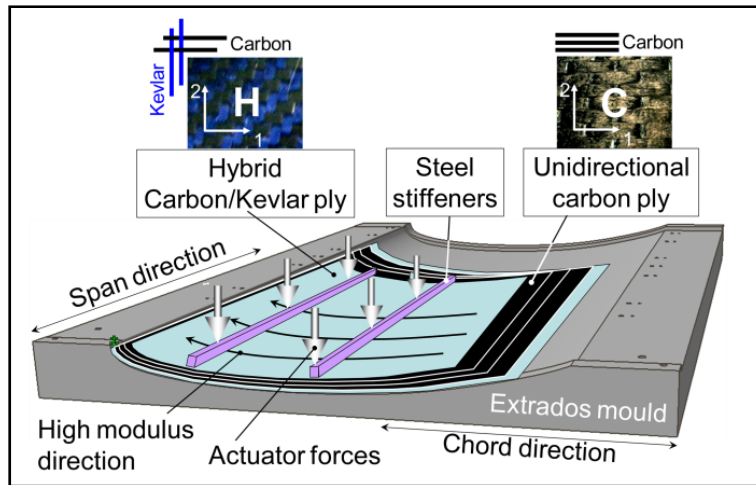


Figure 2.8 Manufacturing setup of the flexible extrados

To validate the proposed design methodology, the wing prototype with two actuators was tested under laboratory conditions ($F_{aero} = 0\text{ N}$) using the testing bench of figure 2.9. The SMA wires (1), forming an active element, are connected to the rigid base-plate (2) and to the mobile slider (3). During actuation, the SMA wires pull the slider (3) and the crank (4), which is attached to the rail, transfers the movement to the flexible extrados (5). A crank mechanism (6) connects the slider (3) to the rigid base-plate (2). The displacement of the slider (3) is measured by the linear potentiometer (7) (LP804 series, Omega Eng. Inc., CT, USA). The gas spring (8) that assures the return of the morphing wing to its reference position, is connected to the base-plate (2) and the slider (3) to counteract the SMA active element (1). The pre-strain of the SMA wires is assured by the tensioner, composed of the threaded rod connected to the gas spring (8) and the rigid base-plate (2).

This testing bench has two functioning modes: a) manual mode to characterize the flexible skin and the transmission system and b) automatic mode to test the SMA-powered actuators.

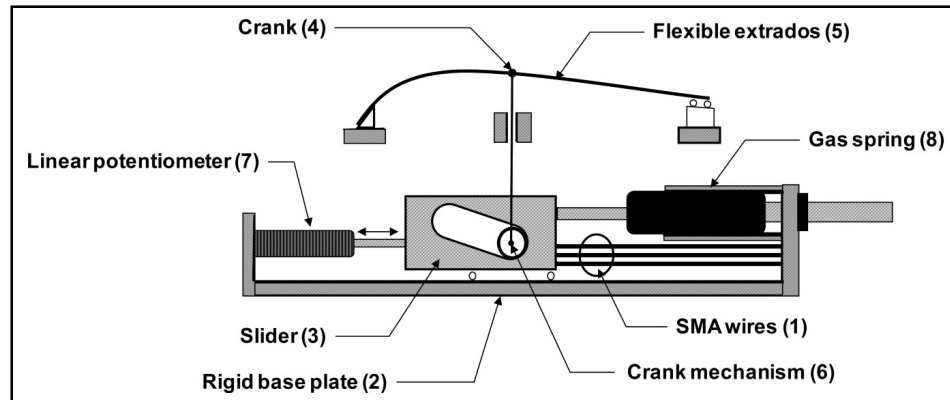


Figure 2.9 Schema of the flexible extrados testing bench

2.6.2 Characterization of the flexible skin and the transmission system (manual mode)

For this testing, the SMA actuators and the gas spring are not used, and are replaced by a mechanical actuation system composed of the threaded rod (9) connected to the slider (3) at one extremity, and to the rigid base plate (2), at the other (figure 2.10). When the rod (9) is rotated, the slider (3) moves, thus deforming the flexible extrados. The force applied is measured by the load cell (10) (LC 201-100, Omega Eng. Inc, CT, USA).

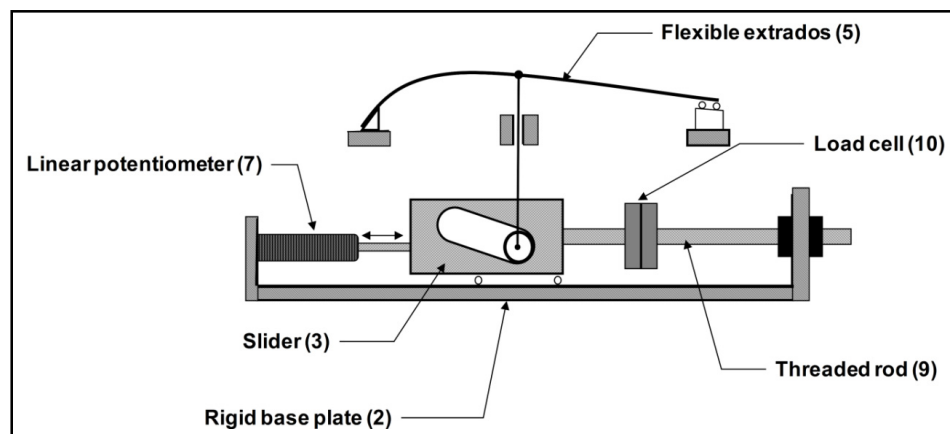


Figure 2.10 Schema of the extrados testing bench for characterization of the flexible skin and the transmission system

The force-displacement characteristics of the active structure corresponding to both actuation lines are presented in figure 2.11. It can be observed that the behavior of the active structure is hysteretic and can be interpreted as linear with two stiffness coefficients for the loading and for the unloading (table 2.3). In this case, Actuator 1 is manually activated using the rod (9) (Actuator 1 is active); while Actuator 2 is dragged by the flexible extrados movement (Actuator 2 is passive). To allow independent control of each actuator, it should be possible to keep Actuator 2 motionless when Actuator 1 moves and vice versa. This indicates that when more than one actuator is used in the system, blocking forces (F_{bloc}) corresponding to each actuator should be determined and considered in the selection of the bias spring for each actuator (see table 2.3).

The difference between the experimental and the modeled active structure characteristics can be explained as follows: a) displacement of 8.16 mm was intentionally limited to 8 mm because of the design and manufacturing constraints; b) manufacturing tolerances and friction explain the hysteretic behavior and the maximal measured value of 7.7 mm. The latter value represents physical limitation of the system and cannot be exceeded because any additional displacement is prevented by the stop slider (see a drastic increase in reaction forces when the 7.7 mm displacement is reached, figure 2.11).

Table 2.3 Finite Element calculated and measured data for actuator 1

Parameters	Value	
	FE Calculated	Measured
Maximum vertical extrados displacement δ_{ext}^{max} (mm)	8.16	7.70
Extrados stiffness k_{ext} ($\frac{N}{mm}$)	110.6	100 (loading) 82 (unloading)
Blocking forces F_{bloc} (N) for Actuators 1 and 2	155 (Actuator 1) 175 (Actuator 2)	100 (Actuator 1) 180 (Actuator 2)

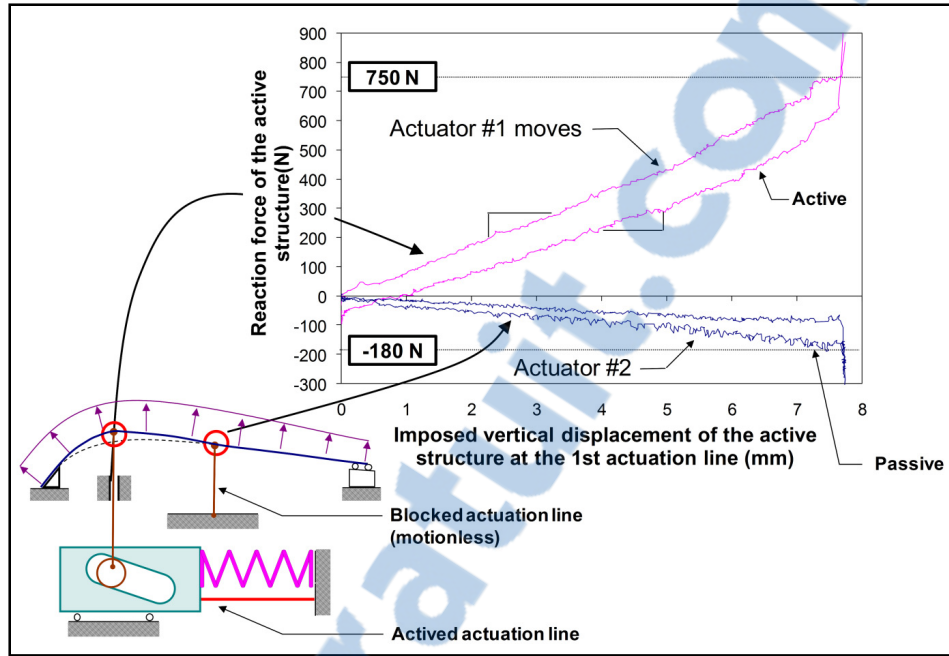


Figure 2.11 Force-displacement characteristics of the active structure (Actuator 1 is active, Actuator 2 is passive)

2.6.3 SMA actuators testing

The current arrangement inside the wing box implies a pair number of wires and allows a maximum number of six Ti-50.26at%Ni wires per actuator group. The SMA wires' are disposed along the span direction and a pulley system is used to double their working length. The SMA prestrain can be regulated with the adjustment screw installed between the rigid base plate and the T-support. The total SMA wires cross-section for one actuation group will therefore $S = 6 * 0.7 = 4.2 \text{ mm}^2$ and length $L_{SMA} = 1800 \text{ mm}$. These values give safety factors of 1.5 for the stroke and 1.2 for the force available for actuation as compared to the calculated data (see section 2.5.4 Design procedure). The spring force can be calculated as follow (see equation 3.10 with $F_{aero} = 0 \text{ N}$ and table 2.3):

$$F_{spr} = F_{SMA}^C + \frac{F_{bloc} + F_{aero}^{max}}{R} = 1100 \text{ N} \quad (2.14)$$

The selected gas spring (Industrial Gas Spring Inc., PA, USA) has a 1000 N-rated load capacity and 2 N/mm stiffness for loading and unloading curves (see the experimental force-displacement plots of figure 2.12). During set-up, the gas spring (GS) was loaded to 120 mm (1270 N) and then slightly unloaded to the requested 1100 N, which corresponds to the nominal extrados position (1). During actuation, SMA wires move the GS from its initial position of 120 mm to its final position of $120 + 7.7 \times 3 = 143.1$ mm corresponding to the force of 1285 N (1→2→3). To regain the nominal extrados position, the GS moves backward (3→4→1). Then the cycle can be repeated.

SMA actuators have been thermomechanically cycled before their integration in the prototype, in order to stabilize their mechanical properties. After 200 training cycles under a constant stress of 230 MPa, corresponding to 3% of the initial strain, the SMA in the cold state (figure 2.6) had a martensitic strain of 5.5% corresponding to $L_{SMA}^c = 1900$ mm. The wires were then installed on the rigid base plate (figure 2.9) and the slider was blocked in the nominal extrados position corresponding to 5% of the SMA strain. By heating of the SMA active elements, the exceeding 0.5% cold strain was recovered, thus establishing the necessary installation conditions.

The force in the SMA wires (1) was first removed by untwisting the adjustment screw, and then the flexible extrados (5) was fixed to the cranks (4) with the slider (3) in the nominal extrados position. The gas spring (7) was then fixed to the rigid base plate (2) and a pre-strain of 120 mm was imposed with the tensioner. Finally the pre-strain on the SMA wires (1) was restored using the adjustment screw (figure 2.9).

To control the SMA active elements, a power supply (SPS 100-33, AMREL Power Product Inc, CA, USA) was used to inject electrical current into the specimen, and the current was controlled using the displacement signal as a feedback. To avoid overheating, specimen's temperature was measured using a K-thermocouple placed directly on the surface of the specimen and electrically isolated from it by a Wakefield thermal compound (the maximum temperature was set at 130°C). The data acquisition and the control were performed using a

PC programmed for this application with LabVIEW software (LabVIEW 8.2, National Instrument Corp., TX, USA).

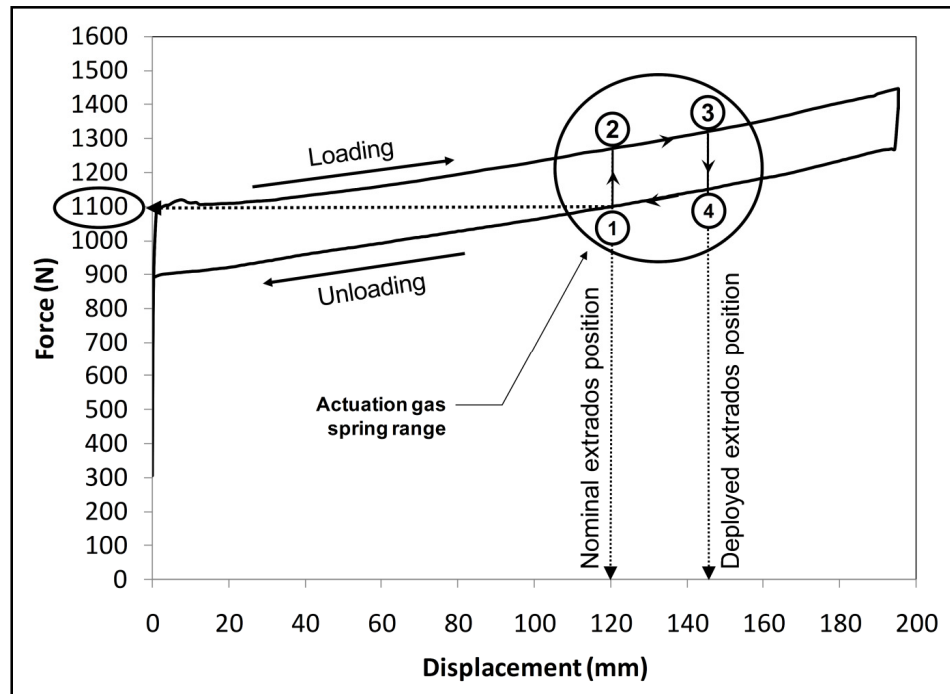


Figure 2.12 Force-displacement characteristics of the gas spring (1000 N, Industrial Gas Spring Inc, PA, USA)

For Actuator 1, the experimentally measured (solid line) and the calculated (dotted line) force-displacement trajectories are superposed in figure 2.13, the latter being obtained from the stress-strain design diagram of figure 2.7 using the known geometry of the SMA active element ($S = 4.2 \text{ mm}^2$ and $L_{\text{SMA}} = 1800 \text{ mm}$). As can be observed, after 50 s of heating at 9 A and 15 V (135 W), the SMA temperature was 112°C and a maximum force of 1550 N was necessary to generate 7.7 mm of flexible extrados displacement (with the transmission ratio $R = 3$, this corresponds to 23.1 mm of the SMA active element stroke). Upon cooling, the active structure takes 115 s to come back to the initial profile. The time response for a complete actuation cycle is 165 s thus corresponding to a 10^{-2} Hz frequency, which can be increased using forced cooling or antagonist actuator configuration (2 SMA connected in series). Note that in this case, the SMA active element was not used at its maximum potential in terms of stress and strain generation. Increasing heating temperature of the SMA or its

initial tension will definitely increase force generation. However, both manipulations could lead to premature degradation of the material during cycling and thus shortens the active life of the system.

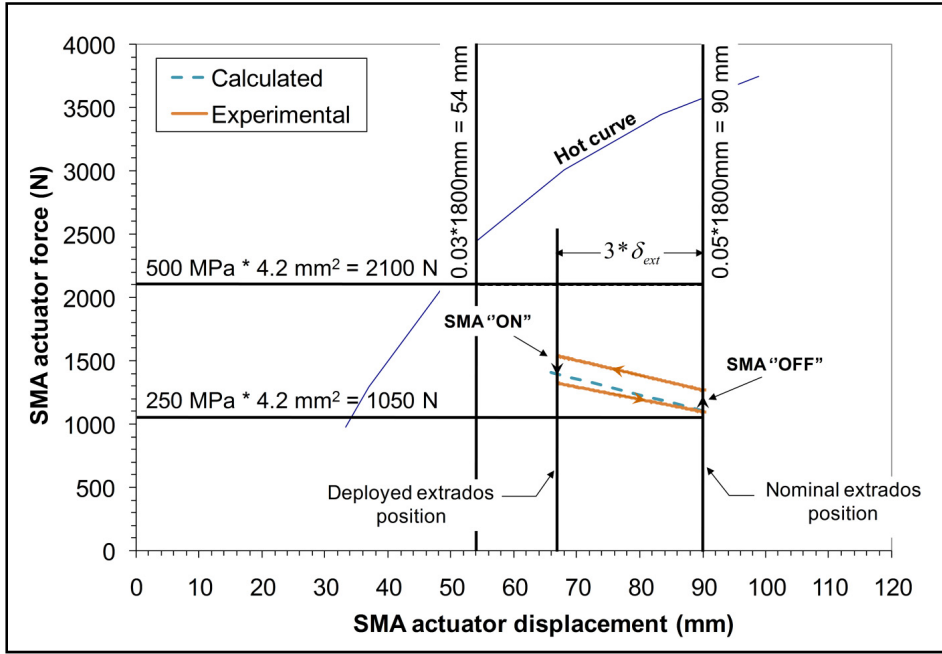


Figure 2.13 SMA design diagram for actuator 1 (force-displacement space)

2.7 Conclusion

The objective of this work was to develop a design methodology for SMA actuators applied to an experimental morphing wing. The conceptual design of such a 500 mm chord, 990 mm span, 2D-aspect laminar morphing wing prototype combines three main subsystems: (1) flexible extrados made of laminar composite material, (2) rigid intrados and (3) an actuator system located inside the wing box designated to perform extrados shape modifications. The adaptive structure designed here consists of a 4-ply flexible extrados powered by two individually-controlled SMA actuators. The forces that these actuators must provide in order to fit target wing profiles were calculated for a given flexible structure. Each actuator includes linear SMA active elements with one extremity connected to the flexible extrados via a cam transmission system, and the other extremity connected to the rigid structure of the wing via a gas spring. To meet the functional requirements of the application, the geometry

(length and cross-section) of the SMA active elements and the bias spring characteristics were calculated and experimentally validated in the absence of aerodynamic pressure.

For the wind tunnel test, the cold and the hot state forces recalculated with the aerodynamic load for Actuator 1 will be $F_{SMA}^c = 1050$ N and $F_{SMA}^h = 1835$ N. For this testing, the gas spring should have $F_{spr} = 1700$ N load rating capacity. Given that the maximum force of 1835 N that the designed SMA active element ($S = 4.2$ mm² and $L_{SMA} = 1800$ mm) must provide will be less than the 2100 N corresponding to the maximum allowable stresses of 500 MPa, the experimental wing should safely morph under all the aerodynamic conditions considered in this study. This last assertion will be verified during the forthcoming wind tunnel testing, as well as the stability of the SMA active element behavior during repetitive actuation.

2.8 Acknowledgments

The authors acknowledge contribution of C. Fischer, S. Bérubé and J.-S Ratelle to the design and manufacture of the experimental morphing wing prototype used in this study. The authors would like to thank the Consortium for Research and Innovation in Aerospace in Quebec, the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada, Bombardier Aerospace and Thales Canada for their financial support. The authors acknowledge G.-H. Simon from Thales Group as the project initiator.

2.9 References

- [1] Butero, F., 2008, "Shape memory actuators for automotive applications," *Advanced Materials and Processes*, 166 (3), p. 37-40.
- [2] Furuya, Y. and H. Shimada, 1991, "Shape memory actuators for robotic applications," *Materials & Design*, 12 (1), p. 21-28.
- [3] Mavroidis, C., C. Pfeiffer, and M. Mosley, 1999, "Chapter 5: Conventional actuators, shape memory alloys and electrorheological fluids", in Book "Automation, Miniature Robotics and Sensors for Non-Destructive Testing and Evaluation," Y. Bar-Cohens, p. 10-22.

- [4] Seelecke, S. and I. Muller, 2004, "Shape memory alloy actuators in smart structures: Modeling and simulation," *Applied Mechanics Reviews*, 57 (1-6), p. 23-46.
- [5] Elwaleed, A.K., N.A. Mohamed, et al., 2007, "A new concept of a linear smart actuator," *Sensors and Actuators, A: Physical*, 135 (1), p. 244-249.
- [6] Campanile, L.F., O. Seack, and D. Sachau, 2000, "Belt-rib concept for variable-camber airfoils: recent developments," *Proc. of SPIE - The Int. Society for Optical Engineering*, 3985 p. 110-120.
- [7] Campanile, L.F. and R. Keimer, 2003, "A shape-memory actuator for surface geometry control," in Espoo, Finland, EDP Sciences, p. 1189-1192.
- [8] Coutu, D., V. Brailovski, and P. Terriault, 2007, "Experimental validation of the 3D numerical model for an adaptive laminar wing with flexible extradors," in 18th int. conf. of adaptive structures and technologies (ICAST'2007), [CD-ROOM], Ottawa, Canada,
- [9] Eggleston, B., R.J.D. Poole, et al., 1987, "Thick superficial airfoil with low drag and natural laminar flow," *J. of Aircraft*, 24 (6), p. 405-411.
- [10] Coutu, D., V. Brailovski, and P. Terriault, 2009, "Promising benefit of an active-extradors morphing laminar wing," *Engineering notes in AIAA Journal of Aircraft*, 46 (2), 730-731.
- [11] Georges, T., V. Brailovski, et al., 2007, "Design diagram for linear SMA actuators integrated in a morphing wing structure," in Int. Conf. on Shape Memory and Superelastic Technologies (SMST'2007), Tsukuba, Japan, ASM International, p. 455-462.

CHAPITRE 3

INFLUENCE DES TRAITEMENTS THERMOMÉCANIQUES APPLIQUÉS À ALLIAGE Ti-50.26at.%Ni

La méthodologie de design pour un actionneur AMF à rappel passif a été décrite et validée en utilisant un exemple concret (chapitre 2). Il est intéressant de savoir comment les propriétés fonctionnelles des AMF peuvent être modifiées et optimisées. L'impact des traitements thermomécaniques (TMT) sur la contrainte générée au chauffage sera illustré ici. Plusieurs travaux ont montré que l'application d'une déformation plastique sévère par laminage à froid (multipasse) permettait d'obtenir un matériau dit « nanostructuré » dont les propriétés fonctionnelles sont très intéressantes (Demers et al., 2009c). L'objectif ici est de voir l'impact d'une combinaison d'un laminage à froid et à tiède avec des recuits intermédiaires. Ces étapes permettraient de diminuer l'endommagement et de favoriser une texture du matériau dans le sens du laminage.

Ce chapitre présente dans un premier temps la technologie développée dans le cadre de ce projet permettant le laminage à tiède. Par la suite, les séquences de passes de laminage et traitements thermiques sont exposées. Pour finir, les résultats de génération de contrainte sont présentés afin d'observer l'impact des TMT. Ces travaux ont été réalisés en collaboration avec Yann Facchinello et de plus amples informations, comme les essais de déformation récupérable, sont présentées dans le mémoire de maîtrise de ce dernier (Facchinello, 2011a).

3.1 Technologie de fabrication

Afin d'élever la température du matériau lors du laminage, la méthode de chauffage par effet Joule a été retenue. La figure 3.1 présente le laminoir utilisé ainsi que le dispositif de chauffage.

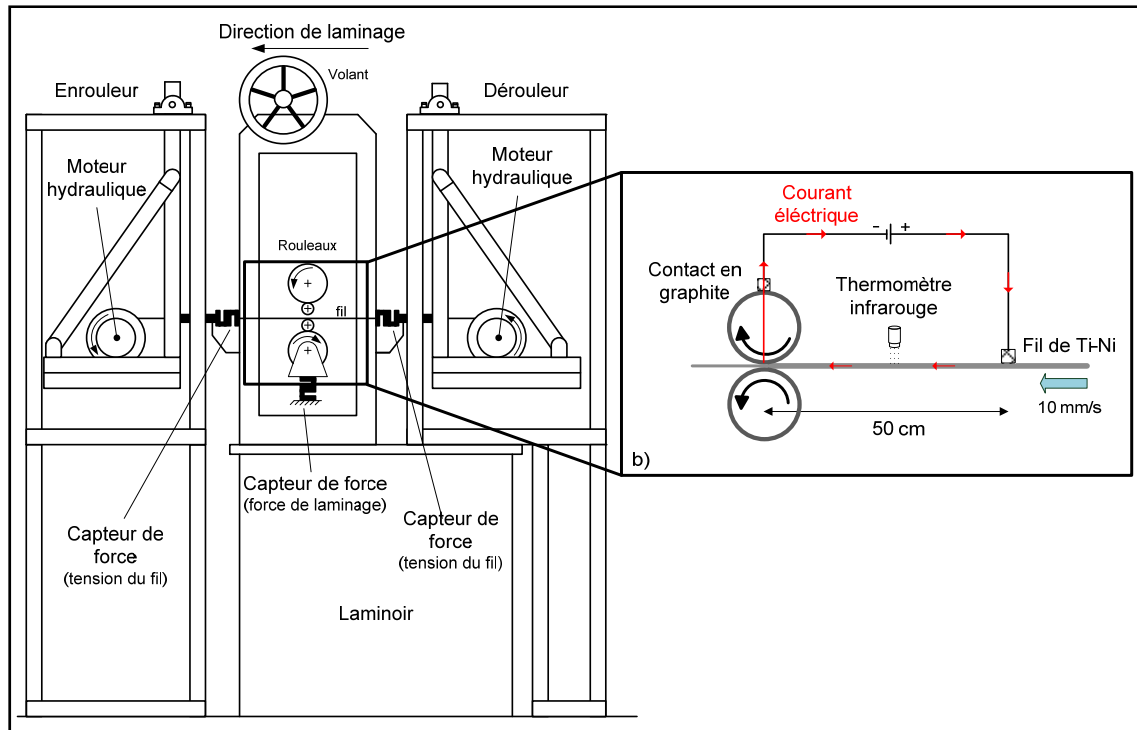


Figure 3.1 a) Représentation schématique du laminoir, b) détail du système de chauffage par effet Joule

L'effet Joule se manifeste par l'élévation de la température d'un corps conducteur lorsque celui-ci est traversé par un courant électrique. La puissance dissipée sous forme de chaleur est égale à :

$$P = RI^2 \quad (3.1)$$

Avec P la puissance en Watts, R la résistance électrique du corps en Ohms et I l'intensité du courant électrique en Ampère. La résistivité de l'alliage Ti-Ni étant élevée par rapport aux métaux conventionnels, cette méthode de chauffage devient facile à mettre en œuvre puisque l'application de densités de courant modérées, de l'ordre de 1A/mm^2 , permettra d'atteindre les températures de déformation désirées. Le courant de chauffage est généré par une source d'alimentation électrique de type Sorensen DLM 40-15 (Ametek Programmable Inc., CA) pouvant débiter 15 A à 40 V. La figure 3.1 (b) présente le schéma électrique lors du laminage. Le courant est injecté dans le fil via un contact glissant en graphite (1) puis ressort

au niveau des rouleaux via un deuxième contact glissant toujours en graphite. Cette configuration permet donc d'obtenir un matériau ayant la température souhaitée à l'entrée de la zone de déformation. Afin de s'assurer qu'il n'y a pas de fuite de courant dans la structure du laminoir, une sécurité s'active au niveau de la source d'alimentation si le courant émis est différent du courant reçu à la borne négative. La température du fil avant laminage est mesurée par une sonde de température CT 20/1 (Optris GmbH, Allemagne) munie d'une lentille à champ proche. Elle permet de mesurer la température d'une cible de 0,6 mm à 10 mm de distance par rayonnement infrarouge. Comme le fil se déplace lors du laminage, un système de glissière a été développé afin de toujours garder le capteur aligné au-dessus du fil, assurant ainsi une mesure de température fiable et constante. Le dispositif est présenté à la figure 3.2.

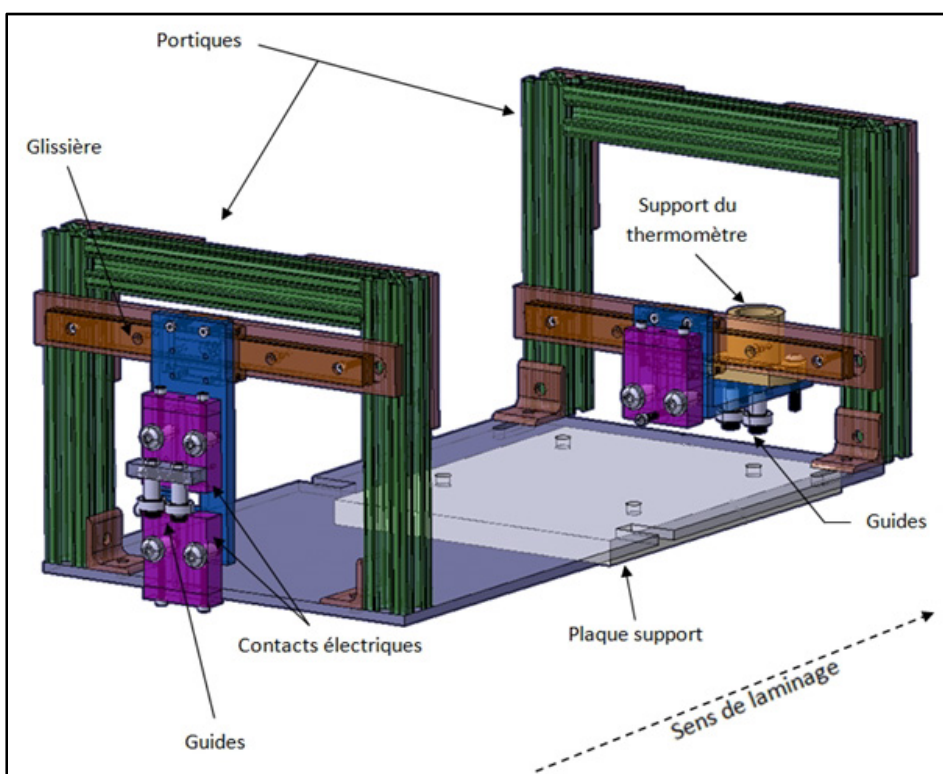


Figure 3.2 Représentation du dispositif permettant de conserver l'alignement entre le capteur infrarouge et le fil

Les deux moteurs hydrauliques permettent de réguler la tension du fil lors du laminage. Cette tension sera conservée à une valeur représentant 10 % de limite d'écoulement du matériau, cette valeur représentant les conditions de mise en forme optimales définies par (Demers et al., 2009b). Lors de la production des échantillons, une interface développée sous l'environnement LabVIEW 8.6 (National Instrument Corp., TX), permet de suivre en temps réel différents paramètres comme la force de laminage, la tension et la température du fil. L'enregistrement de ces paramètres permet de s'assurer des conditions dans lesquelles les échantillons ont été produits.

3.2 Paramètres de mise en forme

3.2.1 Taux de déformation

Pour toutes les méthodes de fabrication, la déformation réelle visée correspond à une déformation logarithmique :

$$e = \ln \frac{h_1}{h_2} = 1.2 \quad (3.2)$$

avec e , la déformation logarithmique et h_1 et h_2 , l'épaisseur de l'échantillon avant et après laminage. Selon les travaux précédents, ce taux de déformation suivi d'un PDA permet l'obtention d'une structure constituée de nanograins et sous-grains entraînant d'excellentes propriétés fonctionnelles (Brailovski et al., 2006). Ce taux de déformation permet également d'obtenir des échantillons présentant un taux d'endommagement limité.

3.2.2 Température de déformation

Le laminage à froid désigne une mise en forme faite à la température de la pièce. Les seuls échauffements subis par le matériau proviennent des frottements des rouleaux contre le matériau ainsi que de l'énergie de déformation dissipée en chaleur par l'alliage. Lors du laminage à tiède, le fil de Ti-50.26at%Ni est chauffé avant de pénétrer entre les rouleaux. Les traitements thermomécaniques à tiède sont défini comme des mises en forme effectuées à des températures comprises entre $0.25 \cdot T_F$ et $0.5 \cdot T_F$ ou T_F représente la température de fusion du

matériau considéré (Schey, 2000). Selon des travaux effectués précédemment, un laminage à 150°C semble réunir toutes les conditions nécessaires à l'obtention d'échantillons présentant un endommagement limité, doté d'une structure nanocristalline et possiblement d'une forte texture de laminage (Facchinello et al. 2011).

3.3 Séquences de laminage

Afin d'identifier les effets du laminage à tiède sur les propriétés du matériau, différents traitements thermomécaniques seront testés. Ceux-ci peuvent être divisés en 3 catégories. Le laminage à froid suivi d'un traitement thermique post-déformation constituera la méthode de référence. La deuxième catégorie consiste en un laminage à tiède partiel (mélange de froid et de tiède) suivi d'un traitement thermique. Enfin, des combinaisons de laminage à froid, à tiède et recuit intermédiaire seront proposées. Ces méthodes de productions sont résumées par la figure 3.3 et le Tableau 3.1.

La première séquence (Route 1) est constituée d'un laminage à froid jusqu'à une déformation réelle de $\epsilon = 1.2$ suivie d'un PDA à 400°C pendant une heure. Ce cas représente la situation de référence et constituera un point de comparaison avec les autres méthodes de production. Les routes 2 et 3 représentent des combinaisons de laminage à froid et à tiède suivi du PDA. L'étude de ces deux méthodes de fabrication permettra d'identifier l'influence de l'étendue de la part de laminage à tiède par rapport au laminage à froid. Ces deux routes sont testées dans l'objectif de réduire l'endommagement des échantillons laminés sévèrement. Les routes 4, 5 et 6 comprennent un recuit intermédiaire avant la dernière passe de laminage. Ce recuit permet de cristalliser le matériau avant la dernière passe de laminage. La formation d'une texture de laminage lors de cette dernière passe est donc favorisée. À noter que la Route 6 combine le laminage complet à tiède ainsi que le recuit intermédiaire. Ce cas est donc celui où l'endommagement est théoriquement minimisé et la texture maximisée. Il est à noter que les identifications de ces échantillons ne mentionnent pas le traitement thermique post déformation par souci d'allègement du texte. Mis à part précision, tous les échantillons caractérisés dans cette étude ont subi un PDA à 400°C pendant une heure après la dernière passe de laminage.

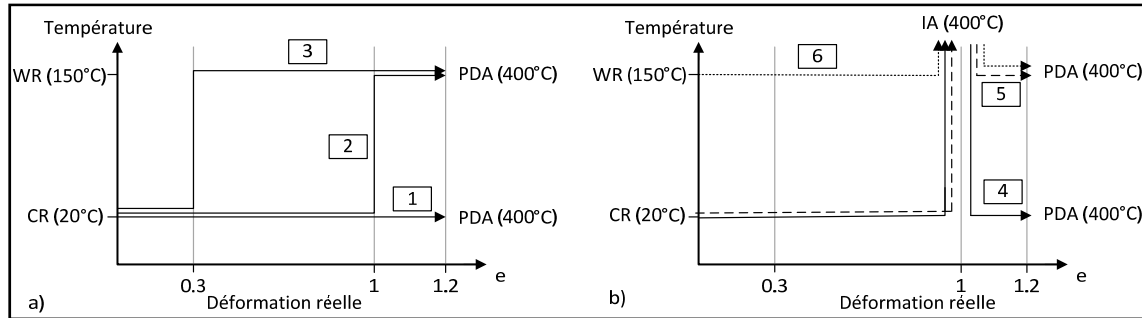


Figure 3.3 Représentation schématique des différentes séquences de laminage
a) sans recuit intermédiaire et b) avec recuit intermédiaire

Tableau 3.1 Description des six méthodes de productions étudiées

Routes	Identification	Étape 1	Étape 2	Étape 3	Étape 4
1	$e=1.2(\text{CR})$	$e=1.2(\text{CR})$	PDA 400°C, 1h	-	-
2	$e=1(\text{CR})+0.2(\text{WR})$	$e=1(\text{CR})$	$e=0.2(\text{WR})$	PDA 400°C, 1h	-
3	$e=0.3(\text{CR})+0.9(\text{WR})$	$e=0.3(\text{CR})$	$e=0.9(\text{WR})$	PDA 400°C, 1h	-
4	$e=1(\text{CR})+(\text{IA})+e=0.2(\text{CR})$	$e=1(\text{CR})$	IA 400°C, 1h	$e=0.2(\text{CR})$	PDA 400°C, 1h
5	$e=1(\text{CR})+(\text{IA})+e=0.2(\text{WR})$	$e=1(\text{CR})$	IA 400°C, 1h	$e=0.2(\text{WR})$	PDA 400°C, 1h
6	$e=1(\text{WR})+(\text{IA})+e=0.2(\text{WR})$	$e=1(\text{WR})$	IA 400°C, 1h	$e=0.2(\text{WR})$	PDA 400°C, 1h

3.4 Essais de génération de contrainte

L'essai de génération de contrainte permet de quantifier la force générée par un échantillon déformé et encastré lors d'un chauffage. Un banc d'essai spécialement conçu pour la caractérisation de ce paramètre est présenté à la Figure 3.4. Le déplacement et la force sont mesurés respectivement par un capteur de déplacement linéaire inductif, LVDT Trans-Tek série 240 (Intertechnology Inc., ON, Canada) et une cellule de charge LC-101-500 (Omega Eng. Inc., CT). La température est mesurée par un thermocouple de type K isolé de l'échantillon par un ruban de PTFE. Le courant permettant le chauffage du fil par effet Joule provient d'un générateur GPR-3060D (Instek America Corp., CA) pouvant délivrer 6 A à 30 V. Un programme LabVIEW (National Instrument Corp., TX) permet le contrôle du chauffage, l'acquisition ainsi que l'enregistrement de la température, de la force et du déplacement.

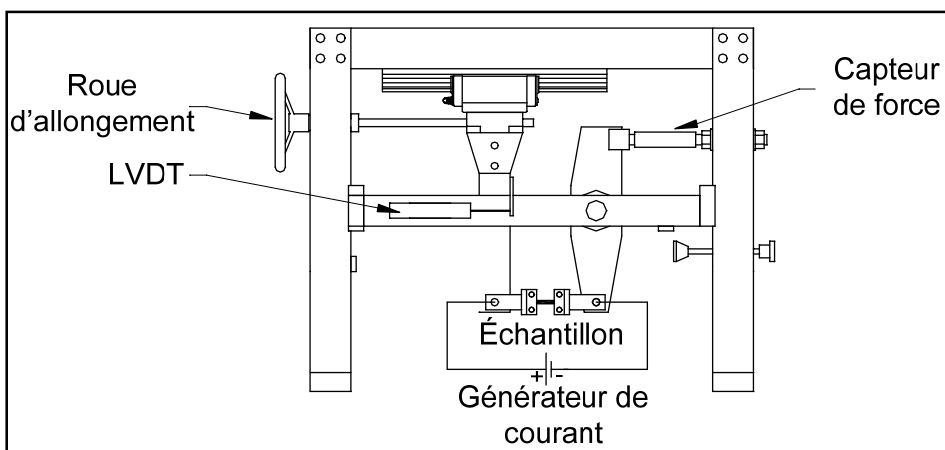


Figure 3.4 Représentation schématique du banc d'essai permettant la génération de contrainte

Méthodologie

Les essais de génération de contrainte sont faits sur des échantillons d'une longueur effective de 70 mm. L'échantillon est initialement déformé de 9% (O-A sur la Figure 3.5) puis déchargé jusqu'à une force de 20 N (A-B). Dans cet état, l'échantillon est mécaniquement bloqué puis des cycles thermiques entre la température ambiante et 200°C lui sont appliqués (B-C). L'échantillon étant encastré, la reprise de forme sous chauffage est impossible ce qui se traduit par une génération de force. Les cycles de chauffage-refroidissement sont répétés jusqu'à la rupture de l'échantillon. Pour chaque cycle, la contrainte maximale générée est calculée. La dégradation de cette contrainte maximale générée est déterminée par $\Delta\sigma_r$ avec :

$$\Delta\sigma_r = \frac{(\sigma_1 - \sigma_{500})}{\sigma_1} \quad (3.3)$$

Où σ_1 et σ_{500} sont respectivement les contraintes générées au premier et 500^{ème} cycle.



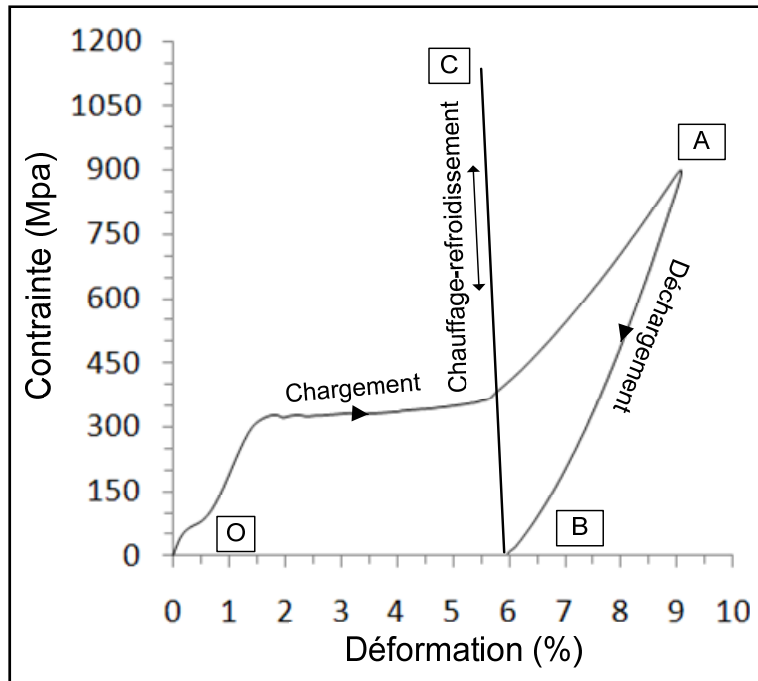


Figure 3.5 Courbe contrainte-déformation typique d'un essai de génération de contrainte

3.5 Résultats

La figure 3.6 présente les données brutes obtenues grâce aux essais de génération de contrainte. L'évolution de la contrainte générée en fonction du nombre de cycles est illustrée sur cette figure. Afin de tenir compte de l'aspect statistique de ces résultats, chaque essai est répété quatre fois. Le Tableau 3.2 indique le nombre de cycles à la rupture N_f , la contrainte générée au premier cycle σ_1 et la dégradation de cette contrainte $\Delta\sigma_r$ sous forme de moyenne et de coefficient de variation, considérant la répétition de chaque essai. Le coefficient de variation permet de quantifier la disparité relative des résultats et s'exprime sous la forme :

$$CV = \frac{\sigma}{\mu} * 100 \quad (3.4)$$

Où σ représente l'écart-type et μ la moyenne calculés sur un échantillonnage de quatre essais par régime de laminage.

La figure 3.6 montre que la contrainte maximale atteinte varie de façon significative en fonction des paramètres de mise en forme. Elle est maximale pour l'échantillon laminé à froid et minimale pour l'échantillon laminé à tiède plus recuit intermédiaire. De plus, il apparaît que la dégradation est plus importante pour les échantillons laminés à tiède par rapport à ceux laminés à froid. Par contre, la durée de vie en fatigue est améliorée avec l'introduction du laminage à tiède et des traitements thermiques intermédiaires. Le Tableau 3.2 montre que toutes les routes, mise à part la route 2, permettent d'augmenter le nombre de cycles à la rupture de façon significative par rapport au cas de référence (Route 1). Cette augmentation semble également être accompagnée d'une diminution de l'écart-type associé à ce nombre de cycles. Le traitement thermomécanique a également un effet sur la contrainte générée. Celle-ci passe en effet de presque 1200 MPa pour le cas de référence (Route 1) à 940 MPa pour le laminage complet à tiède plus traitement thermique intermédiaire (Route 6). Au niveau de la diminution de la contrainte générée, la même tendance est observée puisque l'échantillon présentant les propriétés les plus stables est celui laminé à froid (Route 1) tandis que le moins stable est celui mis en forme selon la route 6.

Tableau 3.2 Contrainte générée au premier cycle (σ_1), taux de dégradation de la contrainte générée ($\Delta\sigma_r$) et nombre de cycles à la rupture (N_f) pour les six régimes de laminage étudiés

Identification	σ_1 (CV), (MPa)	$\Delta\sigma_r$ (CV), (%)	N_f (CV)
e=1.2(CR)	1171 (4%)	17 (12%)	782 (19%)
e=1(CR) + 0.2(WR)	1069 (5%)*	20 (15%)	940 (11%)
e=0.3(CR) + 0.9(WR)	1194 (2%)	21 (12%)*	1281 (15%)*
e=1(CR) + (IA) + e=0.2(CR)	1106 (4%)	20 (14%)	1371 (25%)*
e=1(CR) + (IA) + e=0.2(WR)	1035 (3%)*	22 (8%)	1823 (16%)*
e=1(WR) + (IA) + e=0.2(WR)	943 (3%)*	24 (2%)*	2028 (10%)*

*Significativement différent de la référence (e=1.2(CR)) ; p-value inférieure à 0.05

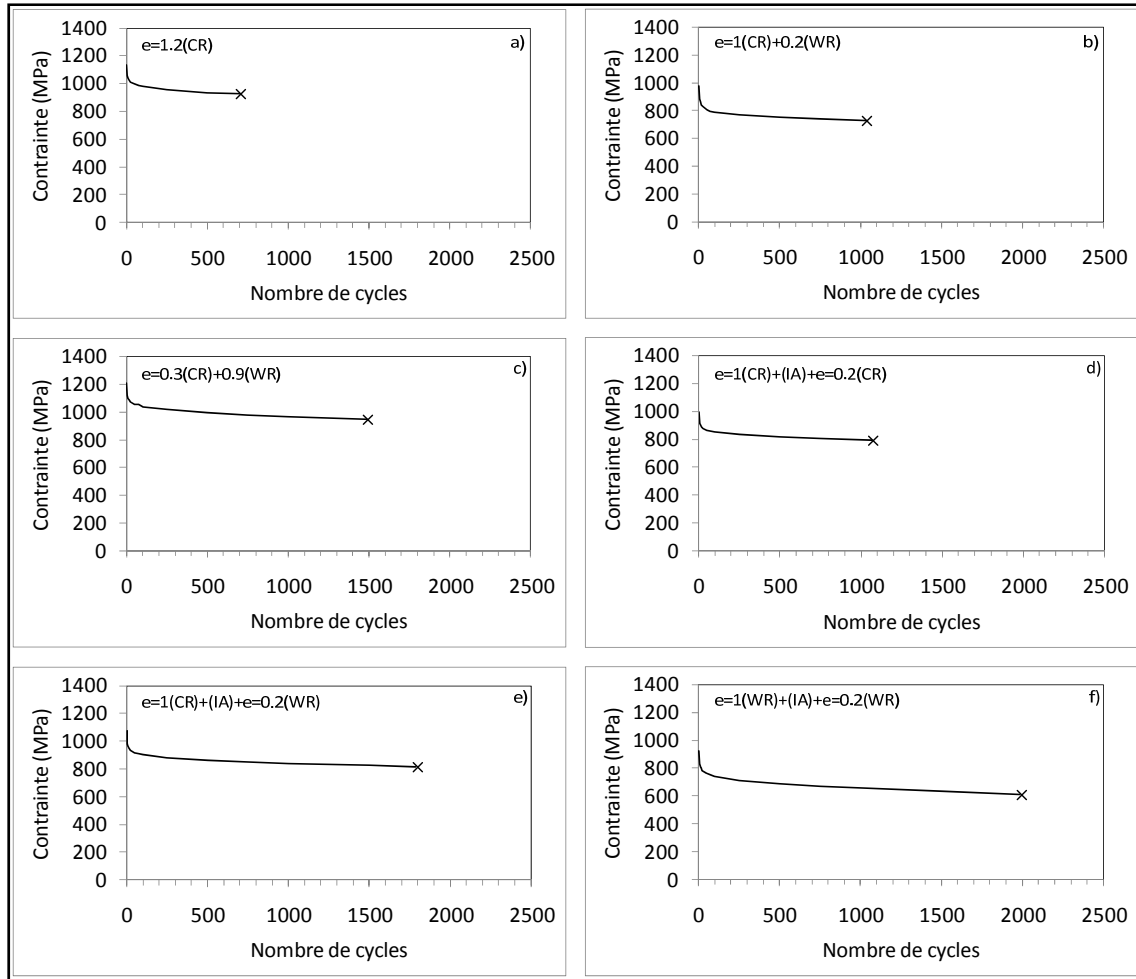


Figure 3.6 Évolution de la contrainte générée en fonction du nombre de cycles pour les six régimes de laminage. a) $e=1.2(CR)$, b) $e=1(CR)+0.2(WR)$, c) $e=0.3(CR)+0.9(WR)$, d) $e=1(CR)+0.2(CR)$, e) $e=1(CR)+(IA)+0.2(WR)$ et f) $e=1(WR)+(IA)+0.2(WR)$ tirée de Facchinello et al. (2011b)

3.6 Conclusion

La tendance semble indiquer que l'apport d'énergie sous forme thermique lors de la mise en forme fait baisser la contrainte et augmente son taux de dégradation. Ce comportement est associé à la diminution de l'amorphisation causée par l'augmentation de la température lors de la mise en forme et par les recuits intermédiaires. La structure du matériau obtenu est moins fine, ce qui entraîne une baisse de la contrainte générée. Les résultats de déformation récupérable ainsi que l'évolution de la microstructure des différentes routes testées sont présentés et analysés dans (Facchinello et al. 2011).

L'historique thermomécanique subi par l'élément actif a donc une grande importance sur ses propriétés d'actionnement. Il devient donc important d'obtenir de façon simple, rapide, efficace, répétable, les propriétés fonctionnelles de l'AMF afin de pouvoir les intégrer dans l'outil de conception présenté au chapitre 3. Le développement d'un système d'essai automatisé permettrait de répondre à ces exigences.

CHAPITRE 4

ARTICLE #2 : EXPERIMENTAL BENCH FOR SMA ACTUATORS DESIGN AND TESTING

T. Georges, V. Brailovski, P. Terriault

École de Technologie Supérieure, 1100 rue Notre-Dame Ouest,
Montréal (PQ), Canada, H3C 1K3

Ce chapitre a été publié dans « Experimental Techniques, 2011 »

DOI: 10.1111/j.1747-1567.2011.00777.x

4.1 Présentation (français)

L'article contenu dans ce chapitre a été publié dans « Journal of Experimental Techniques » et présente la conception et la mise en place un banc d'essai automatisé spécialement dédié à 1) la caractérisation des alliages à mémoire de forme en tant qu'élément actif d'un système d'actionnement et 2) la simulation de l'environnement de travail de l'actionneur (contraintes externes appliquées).

La première partie de cet article est dédié à la description des organes mécaniques et électroniques afin de mettre en avant le fonctionnement du système, mais aussi la stratégie de contrôle et d'acquisition des données utilisée. Ensuite, la méthodologie de conception d'un actionneur AMF est présentée. Cette méthodologie est basée ici sur la détermination de l'enveloppe de travail de l'élément actif. Cette enveloppe de travail est obtenue grâce à la combinaison de trois types d'essai : a) à contrainte constante (ou poids libre), b) à déformation constante (génération de contrainte) and c) à rigidité constante (ressort élastique). L'enveloppe de travail ainsi obtenue dépendent de l'AMF utilisée et notamment des traitements thermomécaniques appliqués (voir chapitre 3). Il devient donc important de pouvoir obtenir de manière simple et rapide ses propriétés afin de pouvoir les inclure dans la méthodologie de conception et ainsi de pouvoir déterminer les dimensions de l'élément actif en fonction des exigences de l'application visée. Finalement, un exemple permettra de comprendre le fonctionnement du banc, d'illustrer la méthodologie de conception des

actionneurs AMF à rappel passif, de simuler l'environnement dans lequel fonctionnera cet actionneur et ainsi valider la stratégie de conception.

Précision, pour éviter une dégradation prématurée des propriétés fonctionnelles, une contrainte maximale de 450 MPa sera utilisée dans cette étude. Cette valeur permet d'obtenir une durée de vie pouvant aller jusqu'à 105 cycles d'actionnement [1].

4.2 Abstract

Shape Memory Alloys (SMA) are used as active elements in novel actuation devices. Two generic types of SMA actuators can be distinguished according to the type of bias: passive-bias actuators where an elastic component serves as a bias and active-bias actuators where two SMA elements are connected together. This paper describes an experimental testing bench developed for the characterization of SMA active elements and their testing in a real actuation environment. The characterization of SMA active elements is performed under three complementary testing modes: a) constant-stress, b) fixed-support and c) elastic-bias recovery modes. Force, displacement and temperature data acquired during testing of a given SMA active element are then used to assess the mechanical work generation potential of this active element and, ultimately, for the design of an SMA actuator containing this element. Finally, a case study is presented to illustrate the experimental design methodology and results.

Keywords: SMA actuators, passive and active bias, characterization

4.3 Introduction

SMA are a group of metallic alloys with a special ability to memorize their shape at a hot temperature, and which can recover large strains or generate significant stresses on thermal activation. The strain recovery and stress generation as the result of heating is called the Shape Memory Effect (SME) [2]. The SME is caused by a transformation between two crystallographic phases: Martensite (low temperature phase) and Austenite (high temperature phase). The most common SMA is called Nitinol, a nearly equiatomic composition of nickel and titanium. Nitinol presents very good electrical and mechanical properties, long fatigue life and high corrosion resistance [3]. The large energy density (energy-to-weight ratio)

provided by this alloy makes it an excellent candidate for actuating devices; therefore actuators that implement this alloy are compact and lightweight alternatives to other types of actuators such as DC motors, hydraulic cylinders or solenoids. The use of SMA actuators represents an effective way to reduce weight and to minimize the complexity of various systems, which explains their increasing use in many fields and applications such as robotics [4, 5], automotive [4], aeronautics, and space [5-8].

To design [9-11], model [12, 13] and use SMA as actuating devices, it is necessary to have force-displacement-temperature characteristics of SMA active elements. Performing meaningful experiments on SMAs is not a trivial matter, in fact they are extremely sensitive to their environment, and good practices are rarely exposed in the literature. The existing ASTM Nitinol-related standards (F2004, F2005, F2063 and F2082) are limited to terminology, composition and characteristic temperature measurements for medical use of Nitinol as superelastic material. Unfortunately, testing of SMAs, as far as it concerns their potential as actuator material, is not yet standardized, and unlike conventional alloys, material property tables are either not available or provide incomplete, or even incorrect, information for the user.

Shaw and Churchill [14, 15] published a series of papers to introduce uninitiated engineers to SMA testing. The authors focus on special techniques that help to quantify macroscopic thermomechanical behavior of SMA using transformation temperatures, specific heat and recovery strain measurements. But their testing methodology is complex and not representative of real actuator applications where the environment temperature is rarely controlled with air or liquid, but rather by electric current and free or forced convection cooling. It is thus important to test SMA active elements under simulated actuation conditions, which are closer to those of real applications. Development of a comprehensive testing methodology, while respecting this last premise, represents the main objective of this work.

There are two generic configurations of SMA actuators [10]. The actuator shown figure 4.1 (a) is called passive bias actuator, where the SMA active element is coupled with an elastic bias spring. The SMA wire is first deformed and assembled with a bias spring at low temperature. When the SMA is heated (inverse martensitic transformation), it tends to regain its initial length (SME) and generate recovery forces compressing the spring. During the cooling phase (direct martensitic transformation), the potential energy stored in the compressed spring is released to strain the SMA active element back to its initial position. The actuator illustrated in figure 4.1 (b) is called active bias actuator, and it includes two opposing SMA elements to create active bias forces. A specially designed cooling and heating strategy of the two SMA active elements can produce differential motion paths.

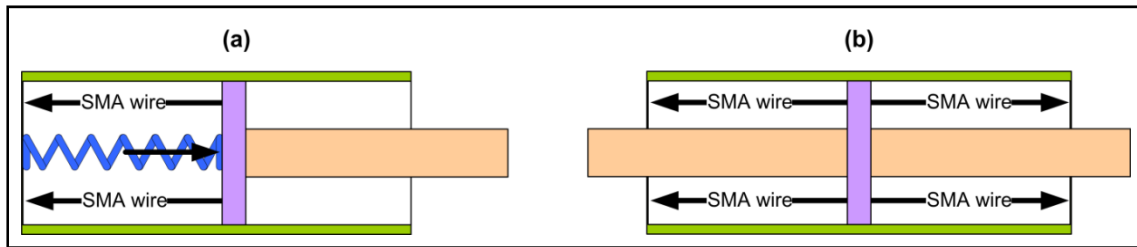


Figure 4.1 Schema of SMA actuator with (a) passive and (b) active bias elements

The operating parameters for an SMA actuator are the work generated by the actuator during the heating phase corresponding to the product of the actuator's stroke and force. The basic design parameters of the linear SMA actuator include the geometry (length and cross-section in the case of linear actuators) and its assembly conditions (pre-straining), and they depend on the SMA composition and thermomechanical history [16]. Another important parameter to take into account is the bias characteristics: stiffness of the spring in the case of the passive bias actuator [17] or characteristics of the second SMA element, in the case of the active bias actuator [18].

Several authors have developed and presented different methods to determine the design parameters for SMA actuators. Generally, stress-strain representation of the SMA characteristics at low and high temperatures is used [2, 10]. For this reason, it is important to determine the functional properties (recovery strain and stress) of an SMA active element

under given actuation conditions. From these functional characteristics, the actuation working envelop can be determined.

Figure 4.2 shows the design diagram adapted to SMA and illustrates the methodology to be used to build this diagram. After pre-straining (O – A), the active SMA element is stabilized using thermal cycling under constant stress. During the stabilization step, which takes normally between 20 and 50 cycles, the cold equilibrium position moves from A to B (stabilized equilibrium point). Three complementary testing modes are then applied to the stabilized SMA active element, and during the heating phase, the stress-strain paths generated by the SMA can be determined. In figure 4.2, constant-stress recovery (B – C), fixed-support recovery (B – F) and elastic bias recovery (B – D and B – E) trajectories are plotted. The C – D – E – F curve determines the SMA element's hot equilibrium positions under variable bias conditions. The area between this curve and the constant-stress curve defines the actuation working envelop (shaded zone in figure 4.2).

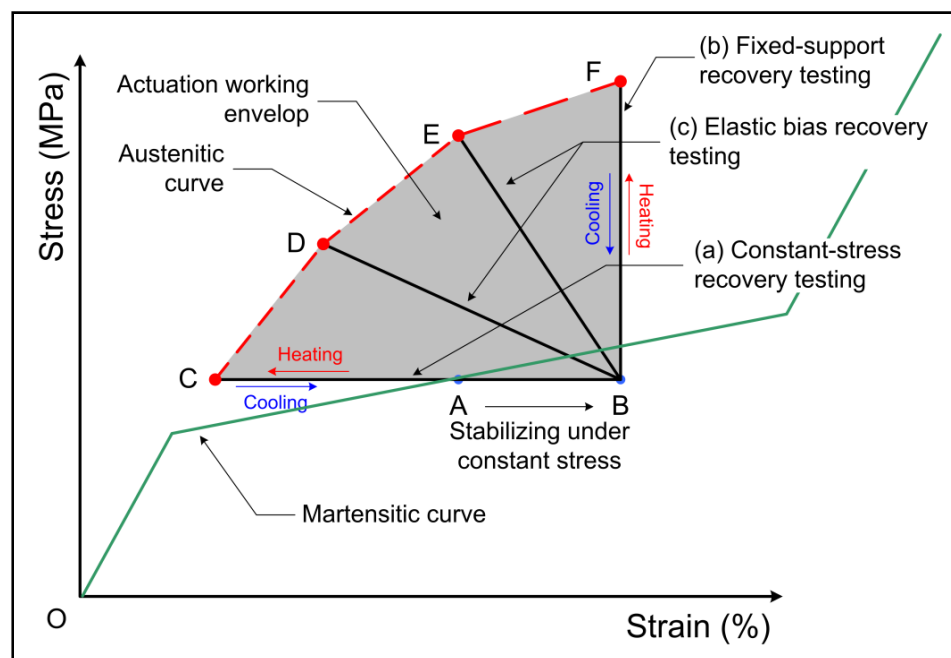


Figure 4.2 Schematic representation of design diagram for passive bias actuator



This work presents a novel experimental bench for SMAs performance evaluation. First, this test bench can be used to characterize an SMA active element, to measure the force and stroke generated by this element and therefore the mechanical work it can produce. The data thus obtained can be then assembled to form a “design diagram”, something normally available for actuator materials, but currently non-existent for SMAs [9, 19]. Second, this test bench can simulate the real actuation environment and therefore bench-test SMA actuator prototypes. In fact, a multitude of strain-stress characteristics can be replicated to mimic real application conditions. Therefore, the developed test bench could support both the design and the validation phases of an SMA actuation system development process.

4.4 Materials and test bench description

4.4.1 SMA materials

This bench is designed to test linear (wire-like) SMA active elements for actuation applications. Conciliating space limitations and the rigidity of the bench with mechanical properties of Nitinol (UTS = 1000 MPa), the specimen length is limited to 10 cm and its cross-section to 2.25 mm².

4.4.2 Testing bench mechanism

An experimental apparatus presented in figure 4.3, is a specially designed electrical tensile machine, which requires no oil, filters, or other consumables, coupled with a set of programmable power supplies, and intended to measure shape memory properties of SMA active elements. The originality of this setup is the use of two in-line electrical cylinders enabling characterizing of antagonistic (active-bias) SMA actuators and simulating different application environments.

Two pairs of linear bearing guides (1) are used to provide rigidity to the bench and to guide the motion of all the moving parts. The central plate (B) slides on the larger linear bearing guides (1) thanks to the self-aligning linear bearings (7). The plate (D) is fixed on the columns (1) with two shaft supports (8). Antivibration levelling mounts were added to

support the bench. Two electric linear actuators (11) fixed on the plates (A) set in motion two pairs of quenched-steel holding jaws (3). One of the actuators (left on figure 4.3) is fastened directly to the holding jaw (3). This second actuator (right on figure 4.3) is used just in antagonistic (active-bias) configurations, and it transmits motion to the central sliding plate (B) through the small sliding plate (C) and the linear bearing guides (7). For passive-bias configuration, this second actuator is blocked. The holding jaws (3) can pivot around the pin (4). Resin washers (5) are placed on the holding jaws (3) to electrically isolate them from the bracket (6) and allow direct electrical heating of SMA specimens. The test bench configuration of figure 4.3 is intended to be used for SMAs that have transformation temperatures range higher than room temperature, which covers the majority of real cases. Its testing capacities can be enlarged if it supplied with a thermal chamber.

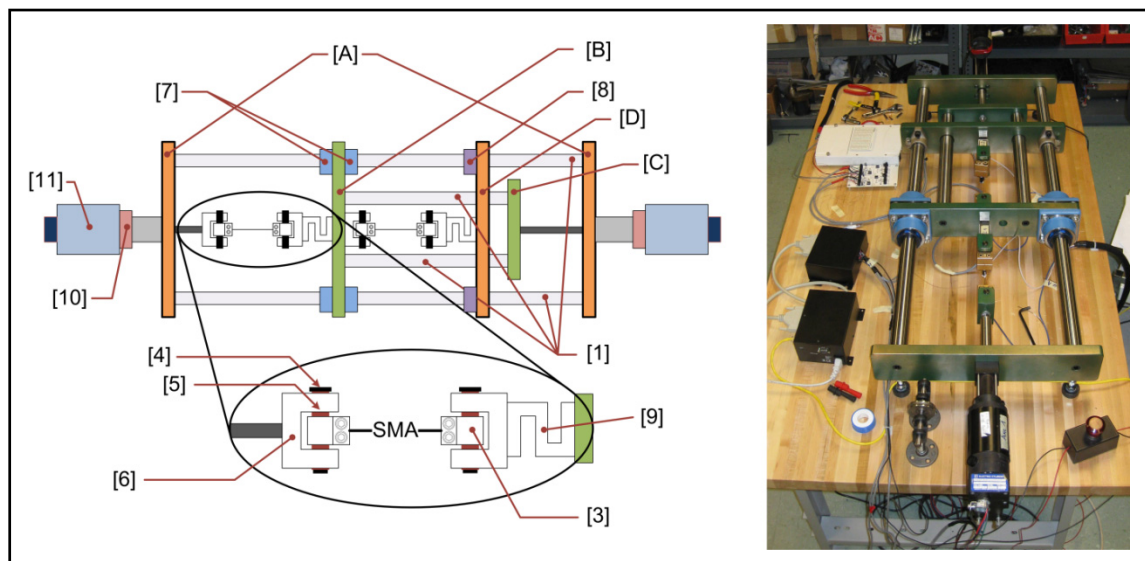


Figure 4.3 SMA actuator characterization testing bench

4.4.3 Data acquisition and control system

Electric linear actuators (NH-208A-MP2-FC2-E4M, Industrial Device Corp.) are used to simulate different testing modes applied to the SMA wire. The electrical cylinders have a timing belt drive reduction, a DC motor mounted parallel to the lead screw and a load capacity of 3500 N. The force generated by the SMA during testing is measured by two load

cells (9) (LC101-500, Omega Engineering Inc.). As SMA active elements are generally small-section wires or ribbons, and they are activated by direct Joule heating, the use of strain sensors mounted directly on SMA active elements is problematic. In the developed set-up, the displacement is measured using the encoders (10) installed on the DC motor (11), even though they are generally less accurate than the strain sensors. The temperature is measured by a thermocouple (TT-K-36-SLE, Omega Engineering Inc.) placed directly on the surface of the specimen and electrically isolated from it with a heat sink compound and wrapped on the active element using PTFE ribbon. The thermal compound (Part No 120-8, Wakefield Eng., Pelham NH) is a silicon grease combining excellent thermal conductivity and electrical insulation capacities, thus avoiding parasite currents between an SMA subjected to direct Joule heating and a thermocouple placed on its surface. A LabVIEW software (LabVIEW 8.6, National Instruments Corp.) controls both pistons either independently or synchronically using two programmable power supplies (SPS100-33-KOU2, American Reliance), NI USB-6229 acquisition card (National Instruments Corp.) and two dual-axis motion controllers (DMC 1425, Galil Motion Control). The dual-axis controllers (with a 32-bit microcomputer corresponding to a servo-loop update time of 125 μ s) use advanced PID parameters, position (encoder) or analog (12-bit resolution: load cell) feedback and digital I/O for synchronizing motion with external events (heating and cooling phase).

To obtain the desired output position, force or temperature, a closing-loop controller is developed to control the heating current of the SMA actuator and the force – displacement behaviour of the electrical actuators. Different proportional-integral-derivate (PID) settings are used to control the programmable power supplies and the DC motors of the electrical cylinders. For the DC motors, a special program is developed in basic language in order to use the Galil dual-axis controller. The power supplies are directly controlled using the LabVIEW interface and a thermocouple as a feedback. The complete control system is shown in figure 4.4.

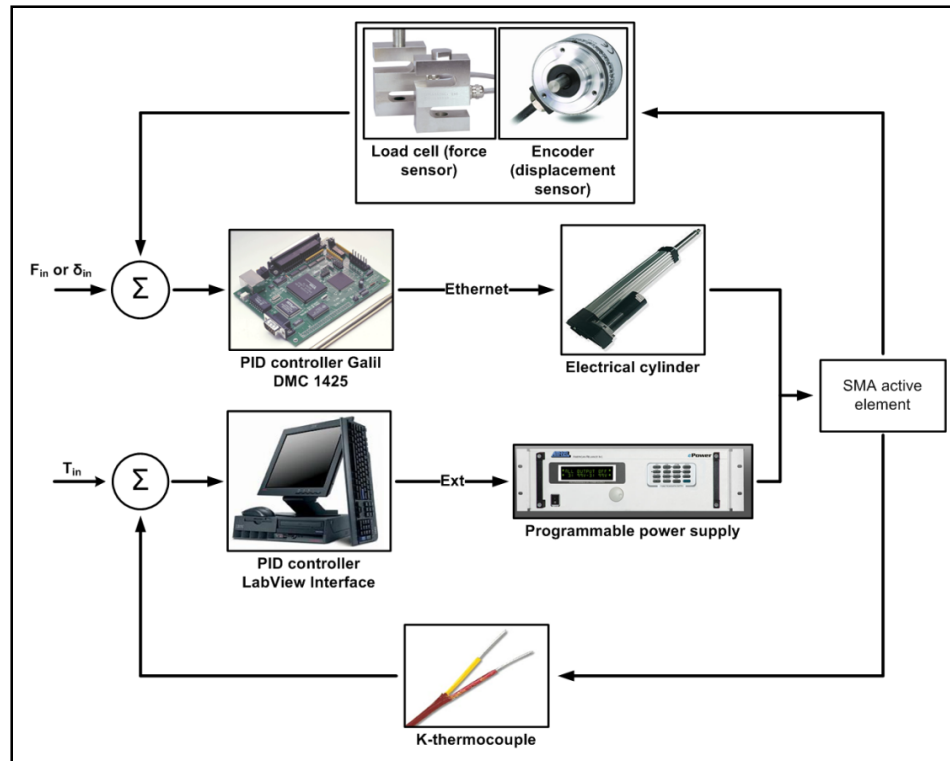


Figure 4.4 Control system

4.5 Experimental methodology

The behavior of SMA specimen of a given composition and geometry is a function of three state variables: stress, strain and temperature and strongly depends on its thermomechanical history including processing conditions.

4.5.1 Pre-straining

The first step of testing is pre-straining. An SMA wire specimen is first heated up to A_F (final temperature of the martensite-austenite phase transformation) to remove strains that may be induced during preceding manipulations. The active element is then cooled down to ambient temperature under stress-free conditions to not alter the active element length. The actuator is then strained up to a given initial strain (ε_M^{ini}). During this step, the motion controller is set in the control displacement mode using encoder sensor as a feedback.

4.5.2 Training

The second step corresponds to stabilization of the SMA strain-stress response by heating-cooling cycling under constant stress. The applied constant stress corresponds to a pre-established martensite strain ε_M . Heated up to A_F , the SMA specimen regains a fixed hot state position. Upon cooling, the SMA specimen stretches back to the cold state position. During thermal cycling, the cold and hot positions stabilize to martensite (or cold) ε_M^{Stab} and austenite (or hot) ε_A^{Stab} equilibrium strains. This phenomena is presented on figure 4.5 (a) in the strain-stress space: after an initial deformation (O – A) and several heating-cooling cycles, the positions of the cold and hot states move to the stabilized positions (points C and D).

4.5.3 Characterization

4.5.3.1 Passive bias

The stabilized active element is then assembled with a bias element, which is different for each characterization mode, and then thermally cycled between the M_F and A_F temperatures using direct electrical current heating – free cooling (temperatures correspond respectively to the end of the direct and inverse martensitic transformations under stress). Three testing modes are necessary to build the design diagram, the (i) constant-stress, (ii) fixed-support and (iii) elastic bias recovery mode as presented in figure 4.5.

- Constant-stress recovery mode

Figure 4.5 (a) and (b) present stress-strain and strain-temperature diagrams for constant-stress recovery testing mode. After pre-straining and stabilization, a constant stress is applied on the SMA wire when it is in the cold equilibrium position (C). The electrical cylinder switches into a free-movement mode (stiffness k equals to zero), and the motion controller uses a load cell feedback to assure a constant stress on the SMA during the heating – cooling cycles (C – D – C). To realize this test, power supply and motion controller are synchronized with a numeric signal (0/I), and the PID parameters of each controller are fine-tuned to avoid

overshoot or deviation from the target stress. Finally, the recovery strain can be determined using:

$$\varepsilon_{rec} = \varepsilon_M - \varepsilon_A \quad (4.1)$$

where ε_M and ε_A are the stabilized martensitic and austenitic strains respectively.

- Fixed-support recovery mode

In this testing mode, stiffness of the active element support is close to infinity ($k = \infty$), a typical responses are presented in figure 4.5 (c) and d. In these conditions, the SMA specimen generate recovery stresses upon heating ($\sigma_{rec} = \max$), while recovery strain is null ($\varepsilon_{rec} = 0$). The strain maintained in the stabilized SMA active element corresponds to that of the cold equilibrium position (C). The off-state of the DC motor and the power transmission self-locking capacity ensures that the actuator remains motionless. The SMA is then thermally cycled (C - E), and recovery stress increment generated upon heating up to AF (100% austenite) can be determined as follow:

$$\sigma_{rec} = \sigma_M - \sigma_A \quad (4.2)$$

where σ_M are martensitic and σ_A are austenitic stresses.

- Elastic bias recovery mode

The elastic bias recovery mode represents an intermediate loading case where the SMA specimen is connected to an elastic bias element having a stiffness coefficient $0 < k < \infty$. The stiffness of the bias element is simulated by the electrical cylinder using the load cell feedback. The force target during the thermal cycle progresses with displacement, and equation 5.3 is used to control the movement of the electrical linear actuator.

$$F = k_{spr}\Delta x + F_{ini} \quad (4.3)$$

where k_{spr} is the stiffness of the bias element, Δx , the displacement during heating (read by the encoder) and F_{ini} , the initial force (pre-straining). The SMA specimen generates recovery strains ($\epsilon_{rec} \neq 0$) and stresses ($\sigma_{rec} \neq 0$), and their values depend on the stiffness of the bias spring (A-F). This configuration is representative of a real actuation application, when an active SMA element is coupled with a deployable flexible structure, for example [9, 17].

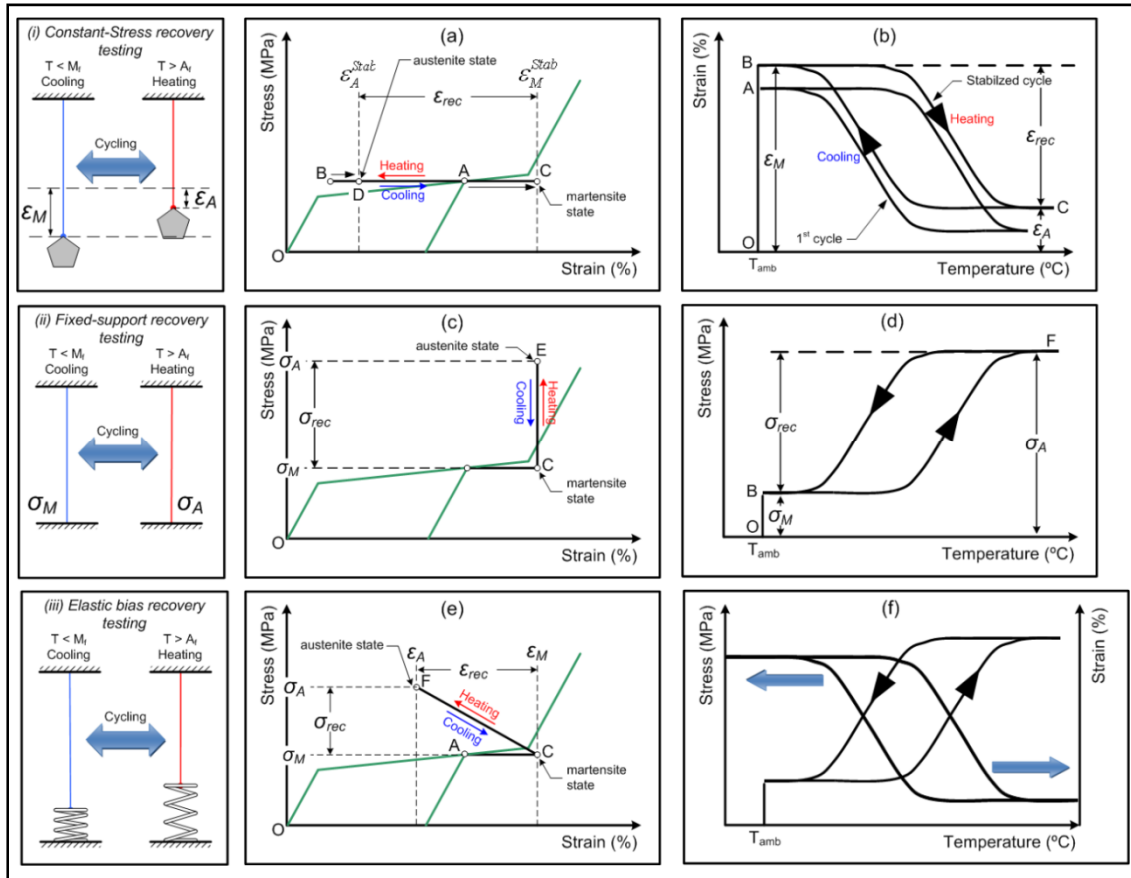


Figure 4.5 Typical results for each characterization mode (schematization)

These three characterization modes can be combined to test different actuation configurations. An example of such a combined testing is illustrated in the next part of this work (figure 4.8).

4.5.3.2 Active bias

For an active bias actuator, two SMA active elements (SMA#1 and SMA#2) are to be assembled together. To simplify, the actuation system is defined by two identical SMA active elements (i.e. SMA#1 and SMA#2 are identical and pre-stretched at the same level). For this type of actuator, two actuation modes can be contemplated: “sequential” and “step-by-step”. For these two testing modes, SMA active element characteristics, such as those presented in figure 4.2, are superimposed in figure 4.6, where the equilibrium point A represents an assembly condition of two active SMA elements. The stress-strain working envelope in this case is symmetrical.

In the sequential testing mode (figure 4.6 (a)), SMA#1 is heated and SMA#2 follows the martensitic curve (A - B). During SMA#1 cooling, SMA#2 is unloaded (B - C). After SMA#1 is cooled down to the ambient temperature, the same sequence can be applied to SMA#2: heating (C - D) and cooling (D - E).

In the step-by-step testing mode (figure 4.6 (b)), SMA#1 is heated first (A - B), then SMA #2 is heated while maintaining SMA#1 in its hot state (B - F). During this phase, stress generated in the system reaches its maximum at point F where the actuator position is equal to the assembly position A. During SMA #1 cooling, SMA #2 is still heated to be maintained in austenite state ($T > A_F$), and the stress decreases following the route F - D. Finally SMA #2 is cooled down to RT (D - E).

When the results of these two testing modes (sequential and simultaneous) are assembled together, the working envelope corresponding to the use of an active bias SMA actuator can be determined (figure 4.6). In this work, we concentrate our efforts on the passive bias actuator configuration.

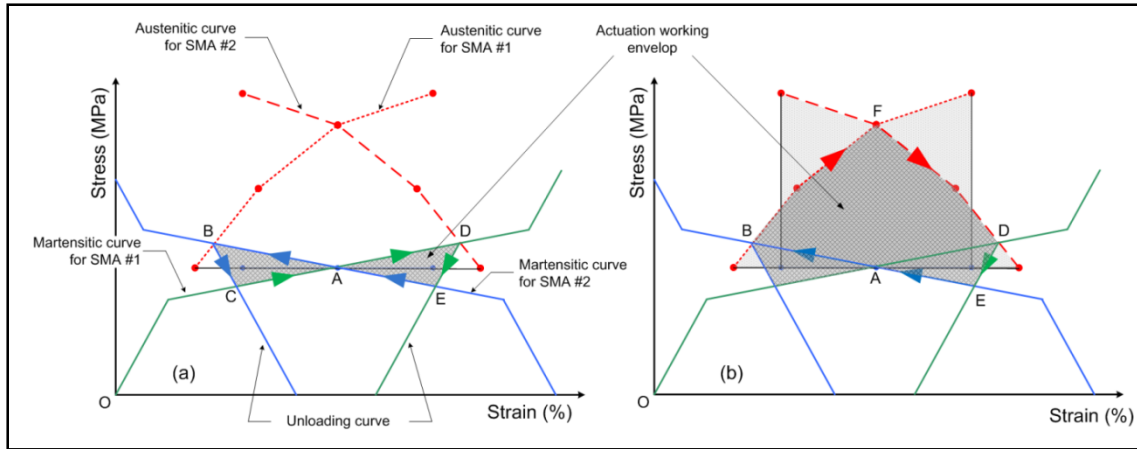


Figure 4.6 Schematic representation of the actuation working envelop for a) independent and b) sequential modes.

4.6 Example: case study

4.6.1 Characterization of an active SMA element

To obtain data needed for SMA actuators design, it is necessary to start with actuator material characterization. The material selected to manufacture the SMA active element is Ø1 mm Ti-50.26 at. % Ni wire supplied by Special Metals Corp. (NY, USA), subjected to 30% cold work by cold rolling (CR) and post-deformation annealing (PDA) at 400°C (1 hour), and finally water-quenched to room temperature. After cold rolling, the cross-section of the SMA wire was reduced to $S = 0.6 \text{ mm}^2$. The reverse transformation completion temperature for all the specimens (A_F , austenite finish) was found to be practically independent from the annealing temperature: $A_F = 90^\circ\text{C}$ as measured by Perkin Elmer Pyris 1 DSC (heating-cooling rate $10^\circ\text{C}/\text{min}$).

To determine the working envelope of the selected SMA active element (initial length 75 mm and cross-section 0.6 mm^2), the previously described three-mode experimental methodology was used, and the results are presented in figure 4.7. For each testing mode, the characteristic stress-strain, stress-temperature and strain-temperature diagrams are plotted.

Each SMA sample was initially trained under constant stress corresponding to a 3% pre-straining (figure 4.7 (a)). After 200 training cycles, the stabilized cold state position was about $\varepsilon_M^{Stab} = 5.25\%$. The SMA sample was then considered ready for characterization. For each characterization mode (figure 4.7 (b) to (i)), the SMA samples were thermally cycled between room temperature (25°C) and 120°C (30°C beyond A_F to assure that the inverse martensitic transformation is completed). Characterization consisted in 300 heating-cooling cycles to assess the evolution of the SMA thermo-mechanical response during actuation.

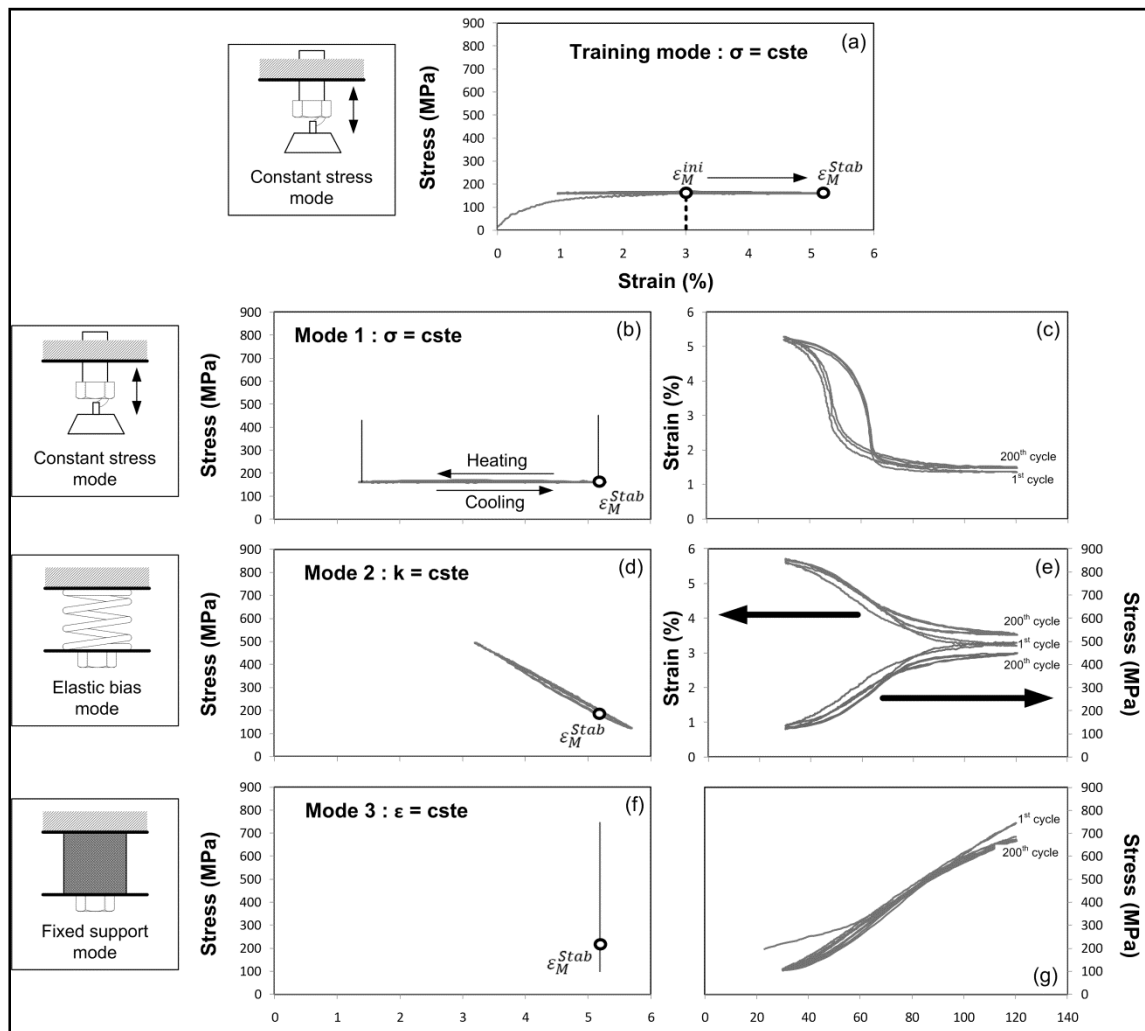


Figure 4.7 Experimental results for (a) training mode, (b-c) constant-stress, (d-e) elastic bias and (f-g) fixed support modes

An additional test was added to the three-mode testing routine to assess whether or not the working envelope of a given SMA element depends on the heating-cooling trajectory. This additional testing mode utilized a combination of two characterization modes: constant-stress heating followed by fixed-support heating, and vice versa, upon cooling (figure 4.8 (a) and (b)). Note that the heating temperature was identically upper-bound at 120°C for all of the tests.

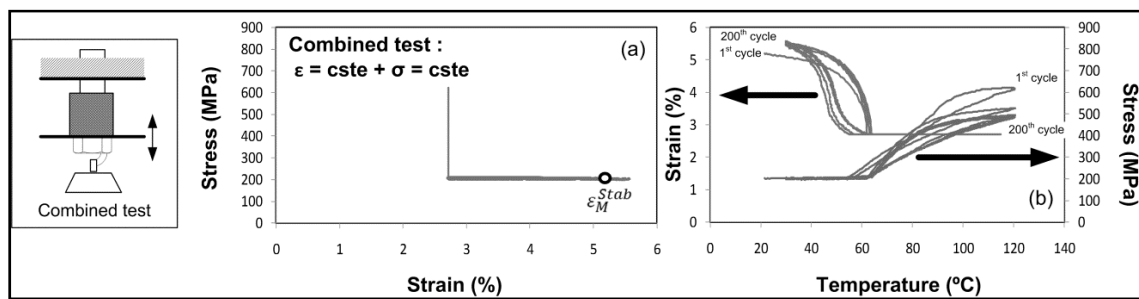


Figure 4.8 Experimental results for the combined constant stress-fixed support testing

Using the results of the three characterization modes and the combined test obtained with the SMA active element under passive bias actuation conditions, two working envelopes can be built. figure 4.9 (a) illustrates a 300-cycle evolution of the working envelop obtained using the elastic-bias testing mode with two different bias stiffness, whereas figure 4.9 (b) presents the 300-cycle evolution of the working envelop obtained using the combined constant-stress/fixed-support testing mode with two different thrust strains. Comparing figure 4.9 (a), b it becomes evident that the thermomechanical path significantly affects the working envelope, a factor which should be taken into account when evaluating an SMA's work-generation potential. Indeed, the SMA design envelope appears to be significantly larger under the combined testing mode than under the elastic-bias testing mode. Since the elastic-bias testing mode gives us more conservative results, we will use these data for the rest of this study. To guarantee functional stability of SMA active elements during repetitive actuation, stress limitations are generally imposed [8]. In this work, to prevent premature material degradation, the maximum applied stress corresponds to 450 MPa.

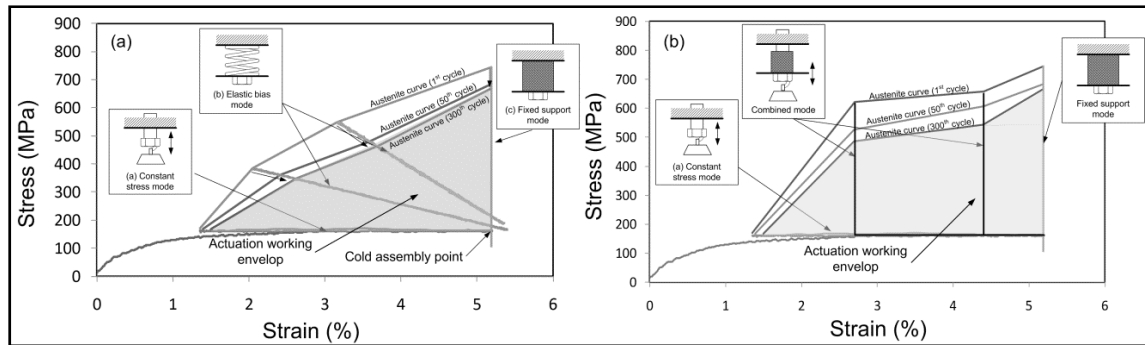


Figure 4.9 Experimental design diagram using (a) elastic bias characterization mode and (b) combined mode

4.6.2 Simulation of an actuator application

The simplified design case study is used to illustrate the proposed testing methodology (Figure 4.10). Let us take the same SMA element as that characterized in the previous section (75 mm long, 0.6 mm² cross section wire), and use it to move a mass P horizontally for a distance L . Consider that the actuator should generate a force of 50 N to overcome static friction between the mass and the surface and 1 mm stroke is needed to topple the mass. The stiffness of the bias spring is arbitrarily fixed to 25 N/mm, and the two lever arms of the actuator (L_1 , L_2) are considered to be of equal length.

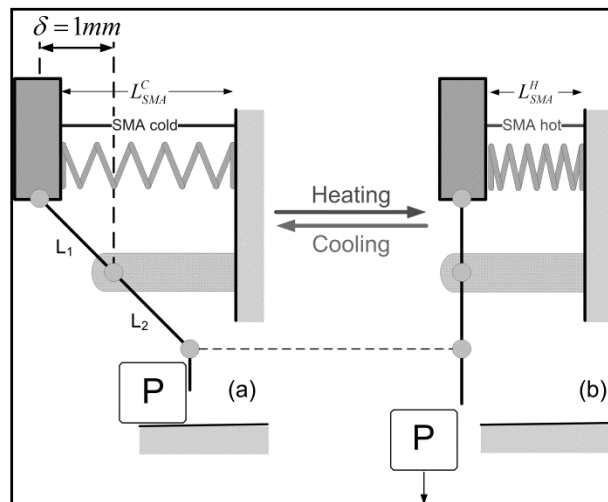


Figure 4.10 Example of SMA passive bias actuator application in (a) cold and (b) hot state.

Table 4.1 Case study parameters

Application requirements			SMA geometry	
Stroke (mm)	Force (N)	Bias stiffness (N/mm)	Length (mm)	Cross section (mm ²)
1	50	25	75	0.6

The experimental simulation results are presented in the force-displacement space of figure 4.11, which corresponds to the stress-strain space of figure 4.8 (shaded zone). Upon heating, the SMA element generates a force of 50 N before starting to move the physical object (1-2 figure 4.11), then the object is moved and the bias spring compressed until the 1 mm stroke is generated (2-3, figure 4.11), and the object falls (3-4, figure 4.11). During the cooling phase, the bias stretches the SMA element – now load-free – to its initial position (4-1, figure 4.11). The cycle can then be repeated. Note that heating up to 70°C is enough to perform the work required (figure 4.11 (b)); working potential between 70 and 120°C is still unused. If the SMA was heated up to 120°C, it would have been able to move a 3.5 times greater (170 N) load for the same 1 mm distance. Different lever arm ratio (L_1/L_2) could be used to increase the movement distance, while decreasing the load and vice versa, depending on the application needs.

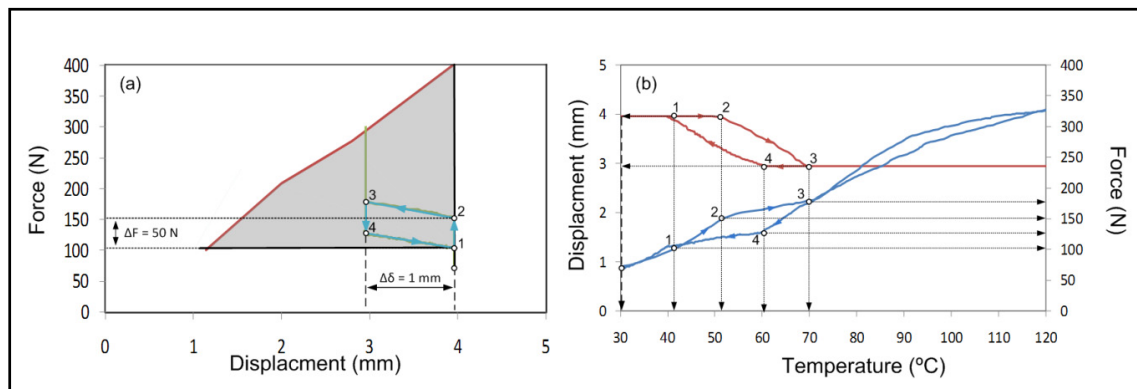


Figure 4.11 Results of application simulation: (a) force-displacement and (b) temperature-displacement spaces (design diagram actuation routes correspond to 300th heating-cooling cycle)

4.7 Summary and conclusion

A test bench and an experimental methodology were developed to characterize the work-generation potential of active SMA elements and to simulate passive and active bias SMA actuators. Three complementary characterization modes have been proposed to build a working envelope for SMA active elements. Using the experimentally obtained working envelope and the application requirements, the SMA active element geometry can be determined and validated on the same testing bench. The proposed characterization methodology was illustrated by a simplified case study of a passive-bias SMA actuator. Active-bias actuators will be treated in a separate publication.

4.8 Acknowledgments

The authors would like to thank J. Mairot, Y. Baril and P. Sheridan for their support during the design and instrumentation phases of the experimental testing bench, the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada for their financial support.

4.9 References

- [1] Huang W M 2002 On the selection of shape memory alloys for actuators. *Mater. Des.* 23(1) pp. 11-19
- [2] Otsuka, K. and Wayman, C.M. (eds), *Shape Memory Materials*, Cambridge University Press, Cambridge, UK (1998).
- [3] Brailovski, V., Prokoshkin, S., Terriault, P., and Trochu, F. (eds), *Shape memory alloys: fundamentals, modeling and applications*, Ecole de Technologie Supérieure Press, Montreal (2003).
- [4] Williams, E. and Elahinia, M.H., "An automotive SMA mirror actuator: Modeling, design, and experimental evaluation," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 19(12): 1425-1434 (2008).
- [5] Kennedy, D.K., et al., "Development of an SMA actuator for in-flight rotor blade tracking," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 15(4): 235-48 (2004).

- [6] Mabe, J.H., Calkins, F.T., and Ruggeri, R.T., "Full-scale flight tests of aircraft morphing structures using SMA actuators," Proceedings of the SPIE Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems, March 19, 2007, San Diego, CA (2007).
- [7] Singh, K., Sirohi, J., and Chopra, I., "An improved shape memory alloy actuator for rotor blade tracking," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 14(12): 767-86 (2003)
- [8] Strelec, J.K., Lagoudas, D.C., Khan, M.A., and Yen, J., "Design and implementation of a shape memory alloy actuated reconfigurable airfoil," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 14(4-5): 257-73 (2003).
- [9] Georges, T., Brailovski, V., Morellon, E., et al. "Design of shape memory alloy actuators for morphing laminar wing with flexible extrados," Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME, 131(9): 091006 (2009).
- [10] Liang, C. and Rogers, C.A., "Design of shape memory alloy actuators," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 8(4): 303-13 (1997).
- [11] Mertmann, M. and Vergani, G., "Design and application of shape memory actuators," Processing of the International Symposium on Shape Memory Materials for Smart Systems, September 17-21, 2007, Berlin, Germany (2007).
- [12] Langelaar, M., Yoon, G. H., Gurav, S., et al., "Modeling and design of shape memory alloy actuators," Processing of the Thermal Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Micro-Electronics and Micro-Systems, April 18-20, 2005, Piscataway, NJ (2005)
- [13] Paradis, A., Terriault, P., and Brailovski, V., "Modeling of residual strain accumulation of NiTi shape memory alloys under uniaxial cyclic loading," Computational Materials Science, 47(2): 373-383 (2009).
- [14] Churchill, C.B., Shaw, J.A., and Iadicola, M.A., "Tips and tricks for characterizing shape memory alloy wire: Part II - fundamental isothermal responses," Experimental Techniques, 33(1): 51-62 (2009).

- [15] Shaw, J.A., Churchill, C.B., and Iadicola, M.A., "Tips and tricks for characterizing shape memory alloy wire: Part I - Differential scanning calorimetry and basic phenomena," *Experimental Techniques*, 32(5): 55-62 (2008).
- [16] Demers, V., Brailovski, V., Prokoshkin, S.D., and Inaekyan, K.E., "Optimization of the cold rolling processing for continuous manufacturing of nanostructured Ti-Ni shape memory alloys," *Journal of Materials Processing Technology*, 209(6): 3096-3105 (2009).
- [17] Khidir, E.A., Mohamed, N.A., Nor, M.J.M., and Mustafa, M.M., "A new concept of a linear smart actuator," *Sensors and Actuators A (Physical)*, 135(1): 244-9 (2007).
- [18] Sofla, A.Y.N., Elzey, D.M., and Wadley, H.N.G., "An antagonistic flexural unit cell for design of shape morphing structures," *Proceedings of the ASME Aerospace Division*, November 13-19, 2004, New York, NY (2004).
- [19] Brailovski, V. and P. Terriault, "A systematic approach to performance evaluation of shape memory alloys as actuator material," *Processing of THERMEC'2009 6th International Conference on Processing and Manufacturing of Advanced Materials*, August 25-29, 2009, Berlin, Germany (2010).

CHAPITRE 5

ARTICLE #3: CHARACTERIZATION AND DESIGN OF ANTAGONISTIC SHAPE MEMORY ALLOYS ACTUATOR

T. Georges, V. Brailovski, P. Terriault

École de Technologie Supérieure, 1100 rue Notre-Dame Ouest
Montreal (PQ), Canada, H3C 1K3,

Ce chapitre est la version révisée d'un manuscrit soumis au « Journal of Smart Materials and Structures ». Numéro de confirmation : SMS/409191/PAP/259205

5.1 Présentation (français)

L'article contenu dans ce chapitre a été soumis dans « Journal of Smart Materials and Structure » et a comme objectif principal le développement d'une méthodologie de conception d'un actionneur AMF à rappel actif. Dans ce type d'actionneur, deux éléments actifs AMF sont connectés ensemble afin de former un système antagoniste. L'absence de l'élément de rappel passif permettant le réarmement permet un gain d'énergie et la production d'un travail mécanique dans deux directions.

Le développement et la mise en service du banc d'essai présenté dans le chapitre 4 permet l'étude des actionneurs AMF à rappel actif. Une méthodologie de caractérisation de ce genre d'actionnement est présentée dans cet article. Cette méthodologie permet, par l'intermédiaire de différents essais thermomécaniques, de déterminer l'enveloppe de travail pour un tel actionneur. Des essais multicycle sont effectués afin d'observer l'évolution de l'enveloppe d'actionneur en fonction du nombre de cycles d'actionnement. Finalement, un exemple permettant d'illustrer le principe de conception d'un actionneur AMF antagoniste est présenté et les résultats expérimentaux permettent de valider la méthodologie développée.

Les travaux présentés ici sont basés sur des résultats préliminaires provenant de l'article : « **Design of Active Bias SMA Actuators for Morphing Wing Applications** » présenté lors

International Conference on Processing & Manufacturing of Advanced Materials, Québec City, Canada, 1-5 Août 2011. Cet article de conférence est présenté dans l'annexe II de cette thèse.

5.2 Abstract

Antagonistic shape memory actuators use opposing shape memory alloy (SMA) elements to create devices capable of producing differential motion paths and two-way mechanical work in a very efficient manner. There is no requirement for additional bias elements to “rearm” the actuators and allow repetitive actuation. The work-generation potential of antagonistic shape memory actuators is determined by specific SMA element characteristics and their assembly conditions. In this study, the selected SMA wires are assembled in antagonistic configuration and characterized using a dedicated test bench to evaluate their stress-strain characteristics as a function of the number of cycles. Using these functional characteristics, a so-called “working envelope” is built to assist in the design of such an actuator. Finally, the test bench is used to simulate a real application of an antagonistic actuator (case study).

Keywords: shape memory alloys, nickel-titanium, linear actuator, antagonistic actuator

5.3 Introduction

5.4 Experimental methodology

Shape memory alloys (SMA) are a group of metallic alloys that can change their shape and provide mechanical actuation thanks to the shape memory effect caused by reversible thermoelastic transformation between two crystallographic phases: Martensite (low temperature phase) and the Austenite (high temperature phase). An interesting combination of high strain recovery (up to 8%) and stress generation potential (up to 900 MPa) [1] has led to numerous applications of the only commercially successful SMA, near-equiatomic titanium-nickel alloy, commonly called Nitinol [2]. For actuator applications however, both values should be limited even more: they should not exceed respectively 350 MPa and 4 %, if one tries to guarantee cyclic life exceeding at least 10^5 actuation cycles [1].

Modern advancements in automotive [3-4], aeronautic [5-6] and robotic [7-8] industries represent a significant incentive for the development of new actuation technologies. The actuators that can commonly be found in these different fields are mostly DC motors, solenoids or hydraulic cylinders. Compared with these three conventional actuation technologies, SMA actuators present the highest energy density and can potentially simplify, miniaturize and reduce the cost of many actuator devices. Other advantages offered by SMA actuators are their silent and smooth motion and autosensing ability. The main drawbacks of SMA actuators are their relatively low actuation frequency (several Hertz) and the challenges inherent in establishing good practices to control their actuation stability [9, 10]. This is especially true for antagonistic SMA actuators, which have received relatively little attention in the literature till now, and which therefore represent a main subject of this work.

Three main classes of SMA actuators [11-12]:

Simply speaking, a linear SMA element (a wire) should first be pre-stretched at a low temperature (martensitic state) and then heated to a higher temperature (austenitic state) to initiate its controlled contraction from martensite to austenite. It is this controlled contraction that can then be used to generate mechanical work. For repetitive actuation, the SMA element needs to be 'rearmed' at the end of each heating-cooling actuation cycle. SMA actuator functioning generally results from an interaction between an SMA element and a bias component needed to rearm the SMA element (a mechanical spring, for example) and the actuated media (liquid to be pumped, object to be moved, etc.). This bias component can also be of "internal" nature, when the material is trained to generate two-way shape memory effect for self-rearming [13].

An alternative approach to provide bias consists of assembling two opposing SMA active elements, which results in a so-called antagonistic actuator. Various authors have developed applications [14, 15] or developed numerical simulation routines [16] using antagonistic SMA actuators. Williams and Elahina [3] used such actuators to replace conventional DC motor-powered actuators in automobile side mirrors. Sofla and al. [17] developed a smart

structure, called an Antagonistic Flexural Unit Cell (AFC), using antagonistic SMA actuators.

Generally speaking, the basic design parameters of linear SMA actuators [12] include their geometry (length and cross-section), assembly conditions (pre-straining) and their bias component characteristics, including the stiffness of the elastic bias or thermomechanical characteristics of the second SMA element. For an SMA alloy of given composition, these design parameters will be significantly impacted by its thermomechanical processing and application conditions [18, 19].

This paper focuses on the development of a systematic experimental approach for performance evaluation of antagonistic SMA actuators. A specific combination of different characterization modes applied to these actuators and a dedicated test bench are discussed in this work. This experimental approach allows determination of the force-stroke working envelope of an antagonistic SMA actuator of a given configuration, through a predefined series of testing routines. Considering functional requirements of a specific actuator application, this working envelope represents an essential tool for the design of SMA antagonistic actuators. The test bench was designed to evaluate the work generation potential of antagonistic SMA actuators' multiple-cycle actuation modes, and also to simulate a real actuation environment by mimicking application conditions.

5.4.1 Material

The material selected to manufacture the SMA active elements is Ø1 mm Ti-50.26at.% Ni wire supplied by Special Metals Corp. (actually SAES GETTERS, NY, USA), subjected to a combination of cold (0.3 of logarithmic thickness reduction at RT) and warm (0.9 of logarithmic thickness reduction at 150°C) rolling followed by post-deformation annealing at 400°C (1 hour) and finally water-quenched [11]. The length of each SMA specimen is 100 mm and its cross-section after rolling corresponds to $S = 0.431 \text{ mm}^2$. The final reverse transformation temperature (A_f , austenite finish), as measured by a Perkin-Elmer Pyris 1 DSC under a heating-cooling rate of 10°C/min is 90°C.

5.4.2 Experimental set-up

An experimental testing bench designed to characterize shape memory properties and to simulate different actuation applications is presented in figure 5.1 [12]. Two pairs of linear bearing guides (1) are used to provide rigidity to the bench and to guide the motion of all the moving parts. The central plate (B) slides on the larger linear bearing guides (1) thanks to the self-aligning linear bearings (7). The plate (D) is fixed on the columns (1) with two shaft supports (8). The plate (A) set in motion two pairs of holding jaws (3). One of the actuators is fastened directly to the holding jaw (3). The second actuator transmits motion to the central sliding plate (B) through the small sliding plate (C) and the smaller linear bearing guides (1). The holding jaws (3) can pivot around the pins (4). Bakelite resin washers (5) are placed on the holding jaws (3) to electrically isolate them from the brackets (6) and to allow direct electrical heating of SMA specimens.

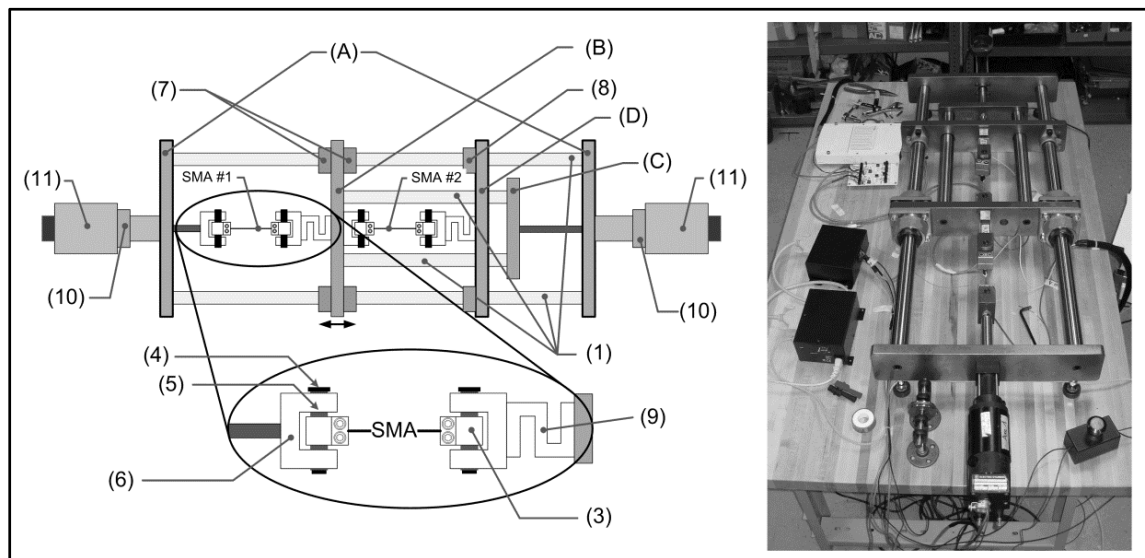


Figure 5.1 Experimental antagonistic test bench [12]

Two electric linear actuators (11), which have an individual load capacity of 3500 N (NH-208A-MP2-FC2-E4M, Industrial Device Corp., CA) are used to simulate different testing modes applied to SMA wires. The force generated by the SMA during testing is measured by two load cells (9) (LC101-500, Omega Engineering Inc., CT). Since SMA active elements are thin wires, and they are activated by direct Joule heating, the use of strain sensors

mounted directly on SMA active elements is problematic. To adequately address this issue, the displacement is measured using the encoders (10) installed on the DC motors (11). The temperature of the specimen is measured by a thermocouple (TT-K-36-SLE, Omega Engineering Inc., CT) electrically isolated from the specimen with a heat sink compound and fixed to the specimen using PTFE ribbon. The heat sink compound (Part No 120-8, Wakefield Eng., NH) is a silicon grease combining thermal conductivity and electrical insulation capacities, thus avoiding parasitic currents between an SMA subjected to direct Joule heating and a thermocouple placed on its surface. Generally speaking, the temperature is distributed non-uniformly along the wire, which results in a non-uniform distribution of recovery strain [22]. In this work, to ease practical implementation of the developed control procedures, the temperature and the strain are considered uniformly distributed along the wire during the heating and cooling phase, and the temperature is measured at a single point of the wire.

Two fans are installed close to the specimens to control the cooling rate of each SMA active element (not shown in figure 5.1). LabView software (National Instruments Corp., TX) controls both pistons, either independently or synchronically, using two programmable power supplies (SPS100-33-KOU2, American Reliance, CA), an NI USB-6229 acquisition card (National Instruments Corp) and dual-axis motion controllers (DMC 1425, Galil Motion Control, CA). These controllers (with a 32-bit microcomputer corresponding to a servo-loop update time of 125 μ s) use advanced PID parameters, position (encoder) or analog (12-bit resolution: load cell) feedback and digital I/O for synchronizing motion with external events (heating and cooling phases). To obtain the desired force – displacement – time output of each SMA active element, an individual automatic adjustment of the two power supplies' and the two fans' parameters was performed using a specially developed closed-loop PID controller.

5.4.3 Pre-testing manipulations

Prior to testing, to remove strains that may have been induced during preceding manipulations, each SMA specimen was first heated up to 100°C ($A_f + 10^\circ\text{C}$), and then cooled

down to room temperature (RT) under stress-free conditions. To stabilize their strain-stress-temperature response, each wire was then strained up to an initial strain of $\varepsilon_{M_ini} = 1.5\%$ and thermally cycled (25 cycles) under constant stress of 200 MPa between ambient temperature and 100°C with a heating/cooling rate of 140°C/min. The cold assembly point (1 in figure 2) moves to high strain value and stabilizes at $\varepsilon_M = 3\%$ after 25 cycles. SMA active elements were then considered ready for their assembly in antagonistic configuration and for characterization.

5.4.4 Characterization modes

The antagonistic actuator, consisting of two identical SMA wires, was characterized using three testing modes illustrated in figure 5.2. Prior to each characterization sequence, both SMA active elements were pre-stretched and trained (see pre-testing manipulations); the maximum heating temperature in each characterization sequence was limited to 100°C and the heating/cooling rate was equal to 140°C/min (see figure 5.2 (a)).

5.4.4.1 Butterfly mode (Figure 5.2 (a))

Figure 5.2 (a) shows the stress–strain path of the actuator during the first actuation cycle in “Butterfly” mode. After assembly of the stabilized wires, “Butterfly” mode was initiated by heating SMA #1 first, while keeping SMA #2 at room temperature (RT). This heating led to SMA #1 contraction and the stretching of SMA #2 (1-2). When the desired temperature was reached, the heating of SMA #1 was switched-off, and SMA #1 cooled to RT following path 2-3. SMA #2 was then heated, thus stretching SMA #1 (3-4). During subsequent cooling of SMA #2, path 4-1 was obtained. To sum up: in this experiment, the force generated by one active element upon heating was used to deform the other, unheated active element, and vice versa. The maximum strain and stress variations in each actuation cycle were calculated as follows:

$$\Delta\varepsilon_{rec} = \varepsilon_{max} - \varepsilon_{min} \quad (5.1)$$

$$\Delta\sigma_{rec} = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (5.2)$$

This characterization mode corresponds to the functioning of a two-way hydraulic cylinder. Sofla al. [14] have studied fully reversible antagonistic shape morphing flexural beams using this configuration of antagonistic SMA actuators.

5.4.4.2 Open-Diamond mode (Figure 5.2 (b))

The “Open-Diamond” mode represents another actuation sequence for antagonistic SMA actuators. During this testing mode, SMA #1 is heated first, while SMA #2 is kept at RT. This step results in SMA #1 contraction and SMA #2 being stretched (1-2). Once the desired temperature is reached, SMA #1 is maintained at that high temperature, while SMA #2 is heated in its turn. During this step, the stress in the system increases, and its maximum is reached when SMA #1 and SMA #2 are both at the maximum heating temperature (2-3). The heating of SMA #2 is then interrupted, and it cools down to RT, while SMA #1 is continuously maintained at the high temperature. The stress in the system decreases following path 3-2. Finally, when the heating of SMA #1 is also switched off, it cools down to RT (2-4). The same pattern is repeated by inversing the heating-cooling order: SMA #2 heated first and SMA #1 heated second (4-5-6-5-1).

5.4.4.3 Closed-Diamond mode (Figure 5.2 (c))

The “Closed-Diamond” mode is a combination of the “Butterfly” mode and the “Open-Diamond” mode. It starts with heating SMA #1, when SMA #2 is at RT. This heating leads to SMA #1 contraction and SMA #2 stretching (1-2). When the desired maximum temperature is reached, SMA #1 is kept at this temperature, and SMA #2 is heated in its turn. During this phase, stress in the system increases until its maximum is reached (2-3). Then SMA #1 and #2 are cooled down sequentially: SMA #1 cooled first (3-4) and SMA #2 cooled second (4-1). SMA #1 is then heated and cooled to reset the system (1-2-5), and the sequence repeated by activating SMA #2 (5-4-6-2-5-4-1).

Two “Diamond” modes are designed to determine the maximum stress that can be provided by two given SMA elements in antagonistic configuration. Similar sequence was used by

Shaoze et al. [7] in their assembly of two opposite SMA spring elements controlling the fingers of a robotic gripper.

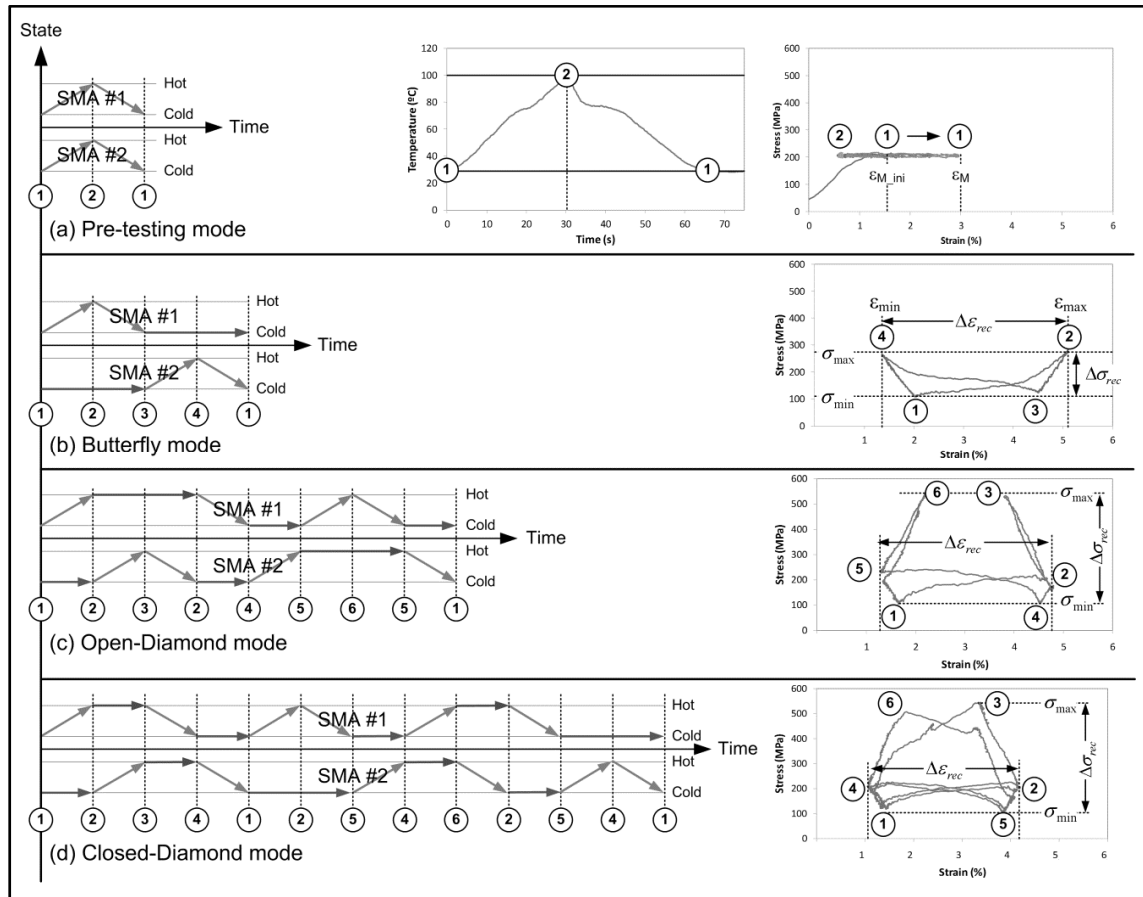


Figure 5.2 Schematic representation of (a) the pre-testing and (b-c-d) three characterization modes and their corresponding strain-stress responses (single complete actuation cycle).

5.5 Multi-cycle characterization and working envelope

To assess the influence of repetitive cycling on antagonistic actuator characteristics, 500 complete cycles of actuation were made; the evolution of the strain-stress response of the actuator is plotted in figure 5.3.

5.5.1 Butterfly mode (Figure 5.3 (a))

Note that “Butterfly” mode gives the largest strain variation that can be provided in this actuator configuration. During cycling, the reversible strain passes from $\Delta\epsilon_{rec}^1 = 3.8\%$ to $\Delta\epsilon_{rec}^{500} = 3.4\%$, with maximum generated stress of 275 MPa. Stabilization appears after 50 cycles, and after 500 cycles, a decrease in the generated strains and the stresses can be evaluated as follows:

$$\Delta\epsilon_{evo} = \frac{\Delta\epsilon_{rec}^1 - \Delta\epsilon_{rec}^{500}}{\Delta\epsilon_{rec}^{500}} * 100 = 12\% \quad (5.3)$$

$$\Delta\sigma_{evo} = \frac{\Delta\sigma_{rec}^1 - \Delta\sigma_{rec}^{500}}{\Delta\sigma_{rec}^{500}} * 100 = 25\% \quad (5.4)$$

5.5.2 “Open-Diamond” and “Closed-Diamond” modes (Figure 5.3 (b) and (c))

In these testing modes, the SMA active elements are activated simultaneously. The stress in the system reaches its maximum value during the first cycle ($\sigma_{max}^1 = 565\text{ MPa}$), then decreases, almost completely stabilizes after 50 cycles, and finally reaches $\sigma_{max}^{500} = 490\text{ MPa}$. Under these testing modes, the generated stresses are much higher than in the “Butterfly” mode (565 MPa against 275 MPa, for the first cycle of actuation), whereas the decrease in stress generation is significantly lower (15% for “Open-Diamond” and “Closed-Diamond” modes, as compared to 25%, for the “Butterfly” mode). On the contrary, the recovery strains are slightly smaller than they are for the “Butterfly” mode (3.7 instead of 3.8%), and the strain decrease during cycling is significantly higher: 42% and 48% for “Open-Diamond” and “Closed-Diamond” modes as compared to 12%, for the “Butterfly” mode.

Two parameters can explain the differences in strain generation stability and strain recovery capacity between the “Butterfly” and the two “Diamond” modes: 1) difference in level of stresses generated during heating, and 2) the difference in the maximum temperature reached during actuation. First, in both Diamond modes, SMA wires are activated simultaneously,

which results in the generation of the highest stresses in the system. Since the SMA active elements in this case are subjected to high cyclic stresses, a greater decrease in recovery strain is observed (see Table 5.1). Second, one complete actuation cycle of the “Open-Diamond” mode corresponds to two heating-cooling sequences, whereas for the “Closed-Diamond” mode, it corresponds to three heating-cooling sequences, and in the “Butterfly” mode, to only one heating-cooling sequence (see table 5.1). The greater the number of the heating-cooling cycles, the lower the functional stability of the SMA actuator.

Table 5.1 Summary of the results obtained

Mode	Total number of actuation cycles	Number of heating-cooling cycles applied to each element	Recovery stress (MPa)			Recovery strain (%)		
			1 st	500 th	$\Delta\sigma_{evo}$	1 st	500 th	$\Delta\epsilon_{evo}$
Butterfly	500	500	275	220	25%	3.8	3.4	12%
Open-Diamond	500	1000	565	490	15%	3.7	2.6	42%
Closed-Diamond	500	1500	545	475	15%	3.7	2.5	48%

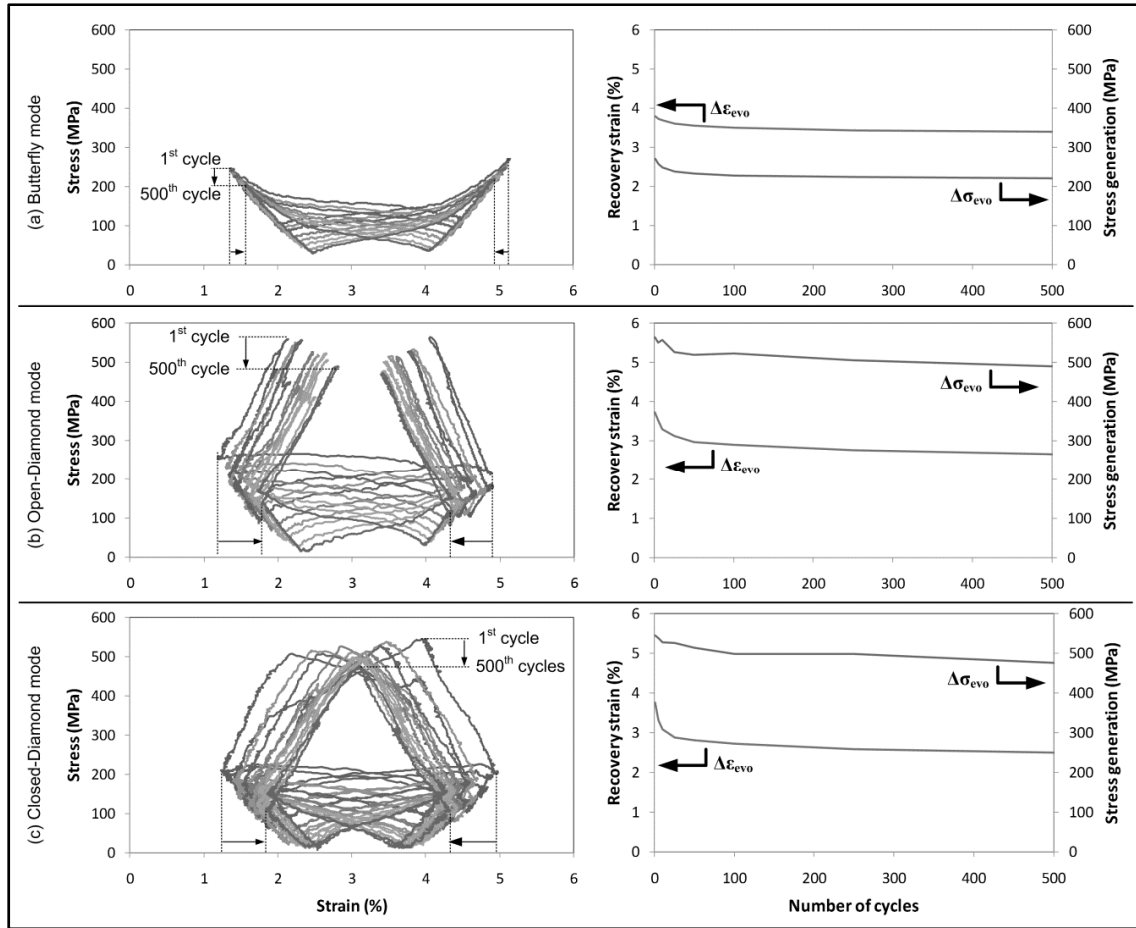


Figure 5.3 Strain-stress plots and the stress and strain evolutions for: a) “Butterfly”, b) “Open-Diamond” and c) “Closed-Diamond” characterization modes of an antagonistic SMA actuator.

Using a “Closed-Diamond” mode, which is the most inclusive amongst the three actuation modes, the working envelope of the antagonistic SMA actuator after the 500th (hatched area) actuation cycle can be plotted (figure 5.4). The difference in surface area between the Closed-Diamond and the Butterfly modes represents the mechanical work available for the application. Based on the methodology developed for passive-bias SMA actuators [3], this diagram can be used to determine the geometry of SMA active elements (length and cross-section) to best fit with the specific force-stroke requirements of an application. For the selected SMA material and the imposed assembly conditions (pre-strained: $\varepsilon_{M_ini} = 1.5\%$), the actuator can provide a maximum stress of $\sigma_{max} = 490$ MPa. To guarantee the functional stability of SMA active elements during repetitive actuation, stress generation is limited to

2/3 of the maximum stress: $\sigma_{\text{lim_hot}} = 2/3 \sigma_{\text{max}} \approx 325 \text{ MPa}$. Using this restriction, the remaining strain-stress bounds are determined as follows: $\sigma_{\text{lim_cold}} = 75 \text{ MPa}$, $\epsilon_{\text{min}} = 2.5\%$ and $\epsilon_{\text{max}} = 3.5\%$.

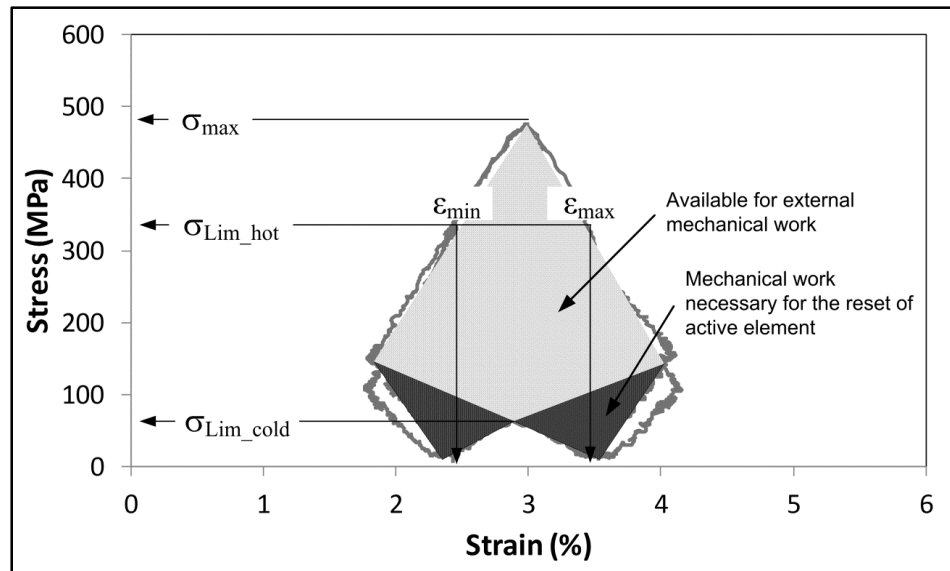


Figure 5.4 Working envelope of the SMA antagonistic actuator after 1st and 500th actuation cycles

5.6 Example of an antagonistic SMA actuator

To validate the proposed testing methodology, a simplified example of an antagonistic SMA actuator application is considered (figure 5.5). This application implies the use of two identical SMA wires, identical to those characterized in the previous section (100 mm long and 0.43 mm^2 in cross-section each). These wires are assembled in antagonistic configuration to catch one of the two masses P in the central position and to move it alternatively to the left and to the right position for distance δ , where the item is released and falls. The two lever arms (L_1 , L_2) are considered to be of equal length.



Using the maximum and the minimum generated strains and stresses known from the working envelope presented in figure 5.4, and the geometry of the SMA elements, the maximum force and stroke that could be provided by SMA antagonistic actuator can be calculated as follows:

$$\delta = l_0 * (\varepsilon_{max} - \varepsilon_{min}) = 200 * (0.035 - 0.025) = 1 \text{ mm per element} \quad (5.5)$$

$$F_{max} = S * (\sigma_{max} - \sigma_{min}) = 0.43 * (235 - 75) = 108 \text{ N} \quad (5.6)$$

The application sequence of figure 5.5 is similar to the “Butterfly” characterization mode (figure 5.2 (a)), in which the SMA elements are activated sequentially: the force generated by one SMA element upon heating is used to arm the other SMA element and to move the payload P. Let us take half of the force generated by one SMA element ($\approx 50\text{N}$) to move the payload P and the remaining half ($\approx 50\text{N}$) to rearm the antagonistic SMA element. This partition signifies that if the static friction coefficient between the payload P and the working surface is 0.5, one SMA element will move a payload $P \approx 50 \text{ N} / 0.5 = 100 \text{ N}$ for 1 mm distance, while rearming the second SMA.

In figure 5.6 (a), the experimentally measured force-displacement path corresponding to the complete actuation cycle of this case study (figure 5) is superposed on the working envelope of figure 4, the latter being transformed from the stress-strain to the force-displacement space using the length and the cross-section of the selected SMA active elements.

When SMA #1 is heated (figure 5.5 and figure 5.6), the actuation system goes to the central position where the actuator catches the object P (1-2). To move this item, SMA #1 must fight the static friction of 50 N (2-3). Once the force generated by SMA #1 upon heating exceeds the friction force, the actuator starts moving the piece to the desired position, which corresponds to a 1 mm stroke, simultaneously stretching the cold-state SMA #2 (3-4). In this position, the object is released (4-5), SMA #1 cools down, SMA #2 is unloaded (5-6), and the actuator is now ready for the second step of the actuation cycle.

During the second half of the actuation cycle (figure 5.5 and figure 5.6), the same pattern is repeated using SMA #2 as the driving element. With the heating of SMA #2, the actuator follows the path 6-2-3-7. The second payload P is caught and moved to the defined target point (1mm distance). The piece is then released, and SMA #2 cools down (7-8-1). The actuator is again back to its initial position and is ready for the next actuation cycle.

Observing the actuator trajectory during the complete actuation cycle, it is important to note that this trajectory is confined within the working envelope built using the results of the experimental characterization of the SMA wires selected as driving elements of the antagonistic SMA actuator.

The force-displacement-temperature trajectories of each SMA active element are presented in figure 5.6 (b) and (c). Note that to fulfill the application requirements, both active elements are heated up to 80°C only. Given that this maximum cycle temperature is significantly lower than that reached during material characterization (100°C), the application engineer takes advantage of an additional safety factor, in terms of the actuation stability.

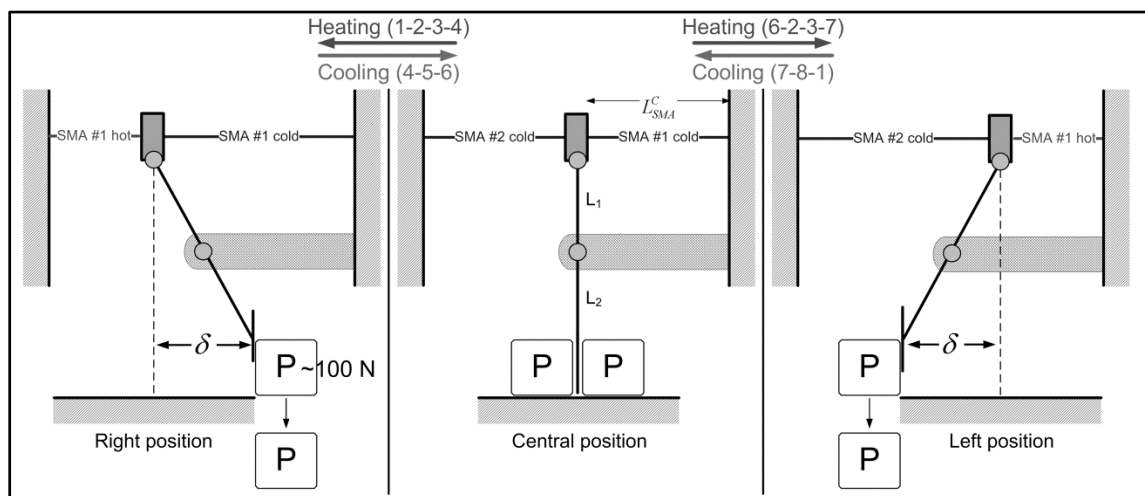


Figure 5.5 Example of an antagonistic SMA actuator application (heating-cooling trajectories correspond to those of Figure 5.6).

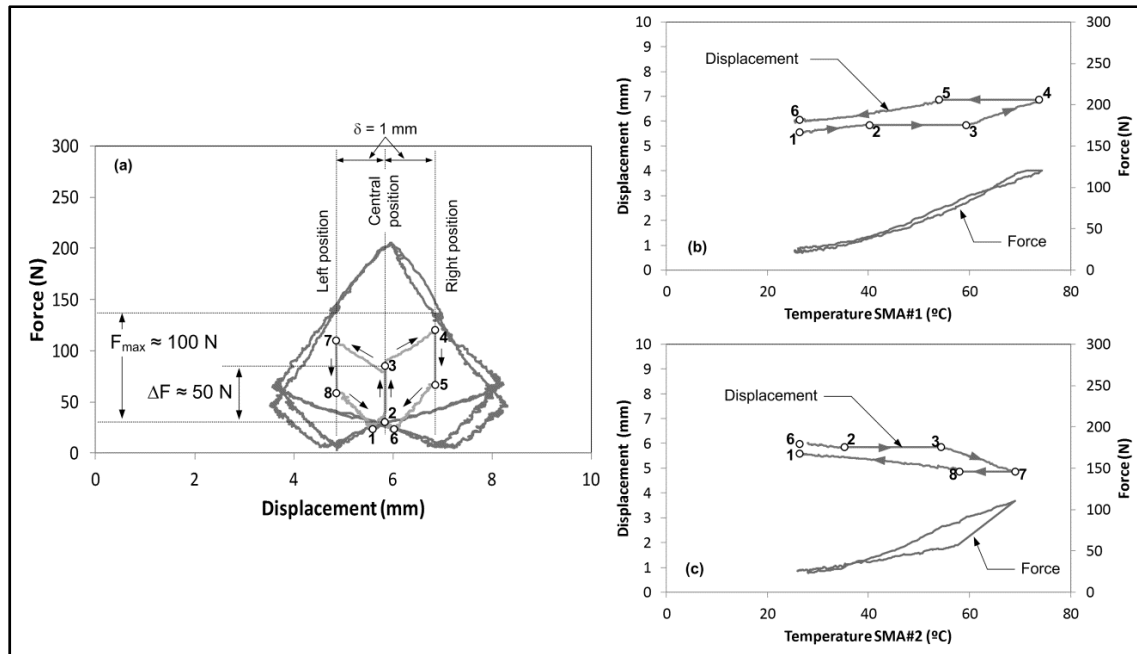


Figure 5.6 Antagonistic actuation: (a) force-displacement trajectory of the actuator, (b) and (c) temperature-force-displacement diagrams for SMA #1 and SMA #2, respectively.

5.7 Conclusion

In this work, the characterization procedure necessary to establish a working envelope for an antagonistic SMA actuator is described. Different characterization modes are presented and a multi-cycle characterization is carried out. The results obtained are used to define the actuation working envelope. A simple case study implying the use of an antagonistic actuator is presented to validate the proposed characterization approach. Based on the experimentally-built working envelope and the geometry of SMA active elements, the force-stroke characteristics of the antagonistic SMA actuator are determined analytically and experimentally. The results of this study confirm the soundness of the proposed characterization approach and validate its potential to assist the application engineer in the practical use of antagonistic SMA actuators.

5.8 Acknowledgments

The authors would like to thank M. Drouin, J. Mairot, Y. Baril and P. Sheridan for their support during the design and instrumentation phases of the experimental testing bench, and the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada for its financial support.

5.9 References

- [1] Huang W M 2002 On the selection of shape memory alloys for actuators. *Mater. Des.* 23(1) pp. 11-19
- [1] Otsuka K and Wayman C M, 1998, *Shape Memory Materials* (New York: Cambridge University Press)
- [2] Williams E and Elahinia M H, 2008, An automotive SMA mirror actuator: Modeling, design, and experimental evaluation, *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* 19(12), pp. 1425-1434
- [3] Georges T, Brailovski V, Morellon E, Coutu D and Terriault P, 2009, Design of shape memory alloy actuators for morphing laminar wing with flexible extradors, *J. Mech. Des., Trans. ASME*, 131(9), pp. 0910061-0910069
- [4] Shaoze Y, Xiajie L, Feng X and Jinhui W, 2007, A gripper actuated by a pair of differential SMA springs, *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* 18(5), pp. 459-66
- [5] Potapov P L and Da Silva E P, 2000, Time response of shape memory alloy actuators, *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* 11(2), pp. 125-134
- [6] Schiedeck F and Mojzisch S, 2011, Frequency-domain control design for shape memory alloy actuators, *Sens. Actuators A Phys.* 169(1), pp. 133-140
- [7] Sofla A Y N, Elzey D M and Wadley H N G, 2008, Cyclic degradation of antagonistic shape memory actuated structures, *Smart Mater. Struct.* 17(2)
- [8] Liang C and Rogers C A, 1997, Design of shape memory alloy actuators, *J. Intell. Mater. Syst. Struct.* 8(4) 303-313
- [9] Demers V, Brailovski V, Prokoshkin S and Inaekyan K, 2009, Optimization of the cold rolling processing for continuous manufacturing of nanostructured Ti-Ni shape memory alloys, *J. Mater. Process. Technol.* 209(6), pp. 3096-3105

- [10] Demers V, Brailovski V, Prokoshkin S and Inaekyan K, 2009, Thermomechanical fatigue of nanostructured Ti-Ni shape memory alloys, *Mater. Sci. Eng. A*, 513-514(C), pp. 185-196
- [11] Facchinello Y, Brailovski V, Georges T, Prokoshkin S and Inaekyan K, 2011, Functional properties of nanostructured Ti-Ni SMA produced by a combination of cold, warm rolling and annealing, *Mater. Sci. Forum* (Quebec City, Canada)
- [12] Georges T, V Brailovski and P Terriault, 2011, Experimental bench for shape memory alloys actuators design and testing, *Exp. Tech.* in press (accepted for publication in june 2011)

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif de ce projet de recherche était de développer et mettre en œuvre des outils permettant de faciliter la conception d'actionneurs utilisant les alliages à mémoire de forme comme élément moteur. Les dispositifs d'actionnement utilisant cette technologie se divisent en deux grandes catégories : 1) ceux utilisant un rappel passif et 2) ceux utilisant un rappel actif. En fonction de ce type de rappel, une méthodologie de conception se basant sur la détermination de l'enveloppe d'actionnement de l'élément actif AMF a été développée. Cette enveloppe d'actionnement représente le travail mécanique disponible lors de l'actionnement et donc des capacités de l'actionneur.

La méthodologie de conception a été développée pour les actionneurs AMF à rappel passif. Cette méthodologie a été utilisée pour mettre en œuvre un système d'actionnement dédié à la modification de la géométrie d'une aile flexible (projet CRIAQ 7.1). Cette première partie a permis d'illustrer la méthodologie qui se base sur l'obtention des propriétés fonctionnelles dans le but de déterminer l'enveloppe de travail de l'élément actif AMF utilisé.

L'influence des paramètres de mise en forme des alliages à mémoire de forme a été étudiée en collaboration avec Yann Facchinello. En effet, différents traitements de mise en forme combinant la déformation plastique par laminage à différentes températures avec des recuits intermédiaires (entre les passes de laminage) ont été étudiés. Et finalement, un impact non négligeable sur la contrainte générée au chauffage est à considérer aussi bien au niveau de la valeur de cette contrainte générée qu'au niveau de sa stabilité et de la durée de vie des échantillons.

Comme les caractéristiques des AMF sont dépendantes d'une multitude de paramètres, le développement d'une méthodologie expérimentale simple, rapide et efficace de caractérisation de l'élément AMF a été entrepris. Un banc d'essai automatisé a donc été créé et a permis en plus de caractériser les échantillons AMF et de simuler leur utilisation dans un environnement d'actionnement.

Finalement, la mise en service de ce banc d'essai a permis le développement d'une stratégie de caractérisation des actionneurs AMF à rappel actif. Des séquences de chauffage et refroidissement de chaque élément actif ont permis de déterminer pour un AMF donné, l'enveloppe de travail de cet actionneur à rappel actif. Ce potentiel d'actionnement a été illustré et validé par un exemple d'application.

Au final, cette thèse a permis d'élargir les connaissances scientifiques au niveau des alliages à mémoire de forme et de leur utilisation dans le domaine de l'actionnement. De nouveaux outils pour la conception de ces systèmes actionnement ont été développés et validés expérimentalement. Ce type d'actionneur se prête très bien à une miniaturisation des systèmes mécaniques par rapport aux actionneurs conventionnels. Les actionneurs AMF ont donc un avenir dans des domaines comme le médical, l'aéronautique, la robotique.

RECOMMANDATIONS

Le projet présenté dans cette thèse représente une étape intermédiaire dans le développement d'outils permettant la conception d'actionneur utilisant des alliages à mémoire de forme et de leurs procédés de mise en forme. Cette section propose donc plusieurs thèmes prolongeant ces travaux :

- Une étude complète de la microstructure des échantillons après mise en forme par la combinaison de passes de laminage à froid et à tiède avec des traitements thermiques intermédiaires devrait être faite. Cette étude permettrait de déterminer si l'amélioration des propriétés fonctionnelles serait induite par une texture cristallographique dans le sens du laminage.
- Les différentes routes utilisées pour la mise en forme devraient être caractérisées pour différentes conditions d'assemblage (différentes déformations initiales, couplage avec un système à rigidité variable) permettant ainsi l'obtention des enveloppes de travail respectives et donc de pouvoir faire un choix éclairé sur les traitements thermomécaniques optimaux.
- L'impact sur un grand nombre de cycles de chargements externes variables devrait être entrepris. Ce type d'essai permettrait de simuler des cas réel d'application et ainsi d'observer le comportement d'un actionneur à rappel actif en fonction.
- Une étude complète sur les actionneurs antagonistes devrait être effectuée afin de voir l'évolution de l'enveloppe d'actionnement en fonction des conditions d'assemblage. Un couplage dissymétrique des deux éléments actifs AMF pourrait être mené afin d'intégrer ce paramètre dans l'outil de conception. Ce couplage dissymétrique correspond à l'assemblage de 2 éléments AMF n'ayant pas la même géométrie.

ANNEXE I

CONFERENCE PROCEEDING #1: WIND-TUNNEL TESTING OF SHAPE MEMORY ALLOYS ACTUATORS AS MORPHING WING DRIVING SYSTEMS

T Georges, V Brailovski, E Morellon, D Coutu, P Terriault
École de Technologie Supérieure, 1100 rue Notre-Dame Ouest
Montréal, (PQ), Canada, H3C 1K3

Cette annexe présente un article publié à « ASME Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems », Oxnard, Californie, 21-23 sept. 2009.

I.1 Abstract

A morphing wing, composed of flexible extrados, rigid intrados and a Shape Memory Alloys (SMA) actuator group located inside the wing box, is used to adapt an airfoil profile to variable flight conditions. The SMA actuator group developed for the morphing wing prototype consists of three main subsystems: the SMA active element, the transmission system, and the passive bias element. The functional requirements for the actuator group were determined using a coupled fluid-structure model of the flexible extrados. An original design approach was applied to determine the geometry and assembly conditions of the SMA active elements. For validation purposes, the morphing wing powered by SMA actuators was tested in a wind tunnel under subsonic flight conditions ($Mach = 0.2$ to 0.3 and $\alpha = -1$ to 2°). The ability of the actuator group to move the flexible extrados up to 8 mm of vertical displacement and to bring it back to the initial profile has been successfully proven for all of the wind tunnel testing conditions. During the repetitive actuation, the force, displacement and temperature of the SMA active elements were measured and the results obtained in the force-displacement-temperature space were used to validate the SMA performances predicted during the design phase.

Keywords: Ti-Ni shape memory alloys, design, morphing wing, wind tunnel tests, actuators

I.2 Introduction

The active structure of the morphing wing consists of a flexible extradors connected to actuators via a transmission system, and it is subjected to variable flow conditions (aerodynamic loads). As presented in figure I.1, modification of the airfoil profile occurs when actuators located inside the wing box apply individually controlled displacements to the flexible extradors. The overall stiffness and integrity of the experimental wing is provided by the rigid intrados. The front and rear edges of the flexible extradors are connected to the rigid intrados in such a way that profile tangency continuity and accommodation to shape modifications are assured and aerodynamic loads are sustained.

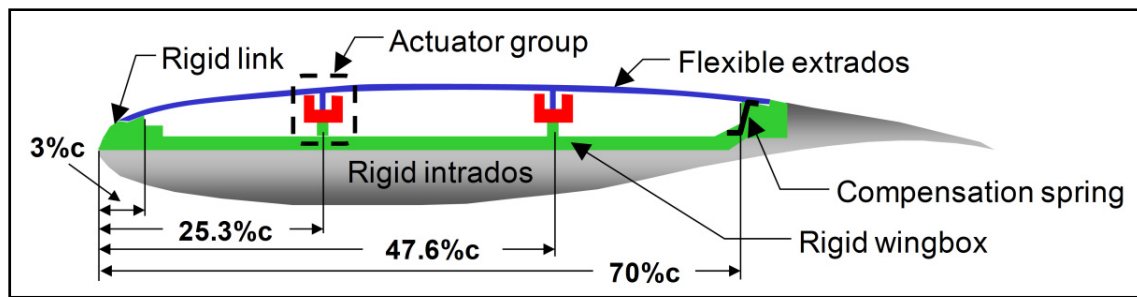


Figure I.1 Conceptual design of the morphing laminar wing.

The 2D WTEA airfoil is selected as the reference profile for the morphing laminar wing, with a 500 mm chord and a 990.6 mm span. Measuring from the leading edge, the flexible part of the wing extradors is contained between 3% (15 mm) and 70% (350 mm) of the chord (figure I.1). The control system database covers a flow condition range encompassing 5 Mach numbers ($M = 0.2$ to 0.30 incremented by 0.025) and 7 angles of attack ($\alpha = -1^\circ$ to 2° incremented by 0.5°) for a total of 35 optimized wing profiles, thereby defining the target morphing envelope for the active structure [1, 2].

This work focuses on the actuator group for the morphing wing applications. The actuation system design methodology was developed and presented in [3]. Within the framework of this project, the proposed design configuration will be validated on the morphing wing prototype under wind tunnel flow conditions.

I.3 Actuator group description

I.3.1 Conceptual design

The actuator group, illustrated schematically in figure I.2 consists of four main subsystems: the SMA active element, the transmission system (including the slider and crank mechanism), the flexible extrados and the compression bias spring. The SMA element is connected to the flexible extrados through the transmission system. The bias spring is placed in parallel with the SMA element. The use of the transmission system allows adjustment of the force-stroke actuator characteristics to the force-displacement characteristics of the flexible extrados [2, 3].

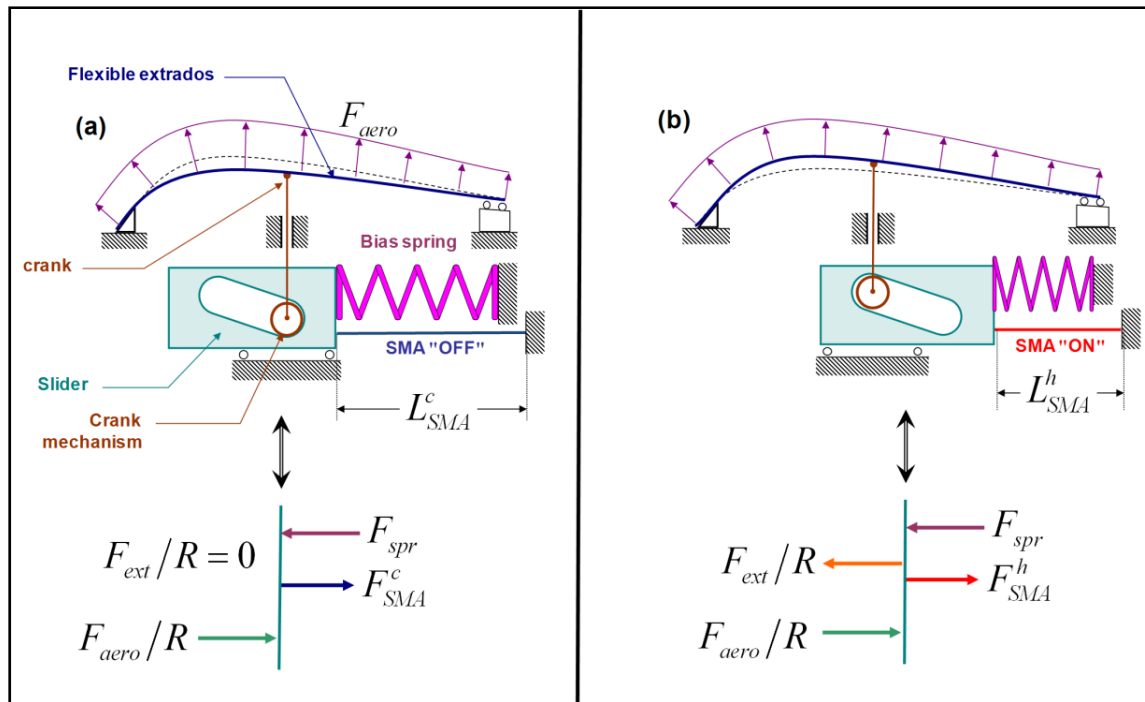


Figure I.2 Schematic representation and simplified mechanical models of the passive-bias actuator in: (a) nominal and (b) deployed extrados positions.

The SMA active element can be in two states “OFF and “ON”:

A) When the SMA element is in the “OFF” (cold) state, the flexible extrados is in its nominal position (figure I.2a). The reaction of the cold-state SMA element can then be determined:

$$F_{SMA}^c = F_{spr} - \frac{F_{aero}}{R} \quad (I.1)$$

where F_{spr} is the bias spring force, F_{aero} is the aerodynamic suction force acting on the extrados in its nominal position and R is the transmission ratio. In its nominal position, the extrados itself does not apply any force to the SMA element and therefore $F_{ext} = 0$.

B) When the SMA element is in the “ON” (hot) state, it is heated to move the extrados from its nominal to its deployed position and, therefore, it works against both the bias spring and the flexible extrados, but is assisted by the aerodynamic forces (figure I.2b). The reaction of the “ON” hot-state SMA element can then be calculated:

$$F_{SMA}^h = [F_{spr} + k_{spr}\delta] + \frac{[F_{ext} - F_{aero}]}{R} \quad (I.2)$$

where $[F_{spr} + k_{spr}\delta]$ is the bias spring reaction when the slider moves to the right, which corresponds to the deployed extrados position; k_{spr} is the stiffness coefficient of the bias spring and δ is the actuator stroke; F_{aero} and F_{ext} are the aerodynamic force and the force needed to move the extrados from its nominal to the deployed position, respectively, and $F_{ext} = k_{ext} * \delta_{ext}$, where k_{ext} is the stiffness coefficient of the flexible extrados and $\delta_{ext} = \delta / R$, which is the flexible extrados displacement at the actuation point.

I.3.2 Force and stroke requirements

Based on the results of a multicriteria optimization of the active structure [4], the flexible extrados was made from laminate composite consisting of four carbon/Kevlar plies and an epoxy matrix, and moved by two span-wise oriented actuation lines located at 25.3%c and 47.6%c, as shown in figure I.2. Since aerodynamic loads affect the actuation forces, and these loads depend on the difference between the pressure inside and outside the morphing wind prototype, pressures in the wind tunnel and in the prototype should be taken into consideration. In our case, the wind tunnel test section is vented to the surrounding atmosphere, so the total pressure in the wind tunnel and the pressure inside the prototype could therefore be considered, as a first approximation, constant and equal to the atmospheric pressure [5]. From the actuators' design perspective, this assumption is conservative because any total pressure increase due to the power added to the airflow will decrease aerodynamic loads on the flexible extrados. Knowing the range of the flow conditions, two extreme values of aerodynamic load and activation forces were defined: the forces and displacements required from each actuator to reach the target morphing profiles were directly obtained from the FE structural analysis (Table I.1 [4]).

Table I.1 Actuator design parameters

Parameters		Min	max
Extreme flow conditions	Alpha	-1°	2°
	Mach	0.2	0.3
Aerodynamic force per 1m of span, F_{aero} (N)		510	1800
Extrados stiffness coefficient, k_{ext} (N/mm)		100	
Actuation force per 1m of span, F_{act} (N)		15	1800
Vertical extrados displacement, δ_{ext} (mm)		0	8
Transmission ratio (R)		3	

I.3.3 SMA selection

The material selected to manufacture SMA active elements was a Ø1 mm Ti-50.26at.%Ni wire (Special Metals Corp., NY, USA), subjected to 30% cold rolling and post-deformation annealing at 300°C (1 hour). After cold rolling, the cross-section of the SMA wire was reduced to 0.7 mm².

The design methodology for SMA actuators based on the stress-strain design diagram built from a series of stress-free and constrained recovery experiments with the selected SMA is presented in detail in [3]. To guarantee the functional stability of the SMA active elements during repetitive recovery strain and stress generation, the following limitations were imposed on the actuators for the morphing wing: the strain variation was limited to between 3 and 5%, and the stress variation to between 250 and 500 MPa. The application of these constraints was intended to prevent loosening of the SMA elements when actuators cool down, and their overloading and therefore premature degradation, when they are heated up.

Considering the governing design equations, the SMA design diagram, the functional requirements of the actuator and the current arrangement inside the wing box, two SMA active elements -- two bundles of six 1800 mm long wires, each with a cross-section of 0.7 mm² (total cross-section of each bundle 4.2 mm²) -- were considered sufficient to accomplish the task.

$$F_{SMA}^c = 6 * (250 * 0.7) = 1050 \text{ N} \quad (I.3)$$

$$F_{SMA}^h = [1640 + 3 * 8 * 2] + \frac{[100 * 8 - 510]}{3} = 1785 \text{ N} \quad (I.4)$$

The actuation working space can therefore be plotted on the SMA design diagram (figure I.3, shaded area).

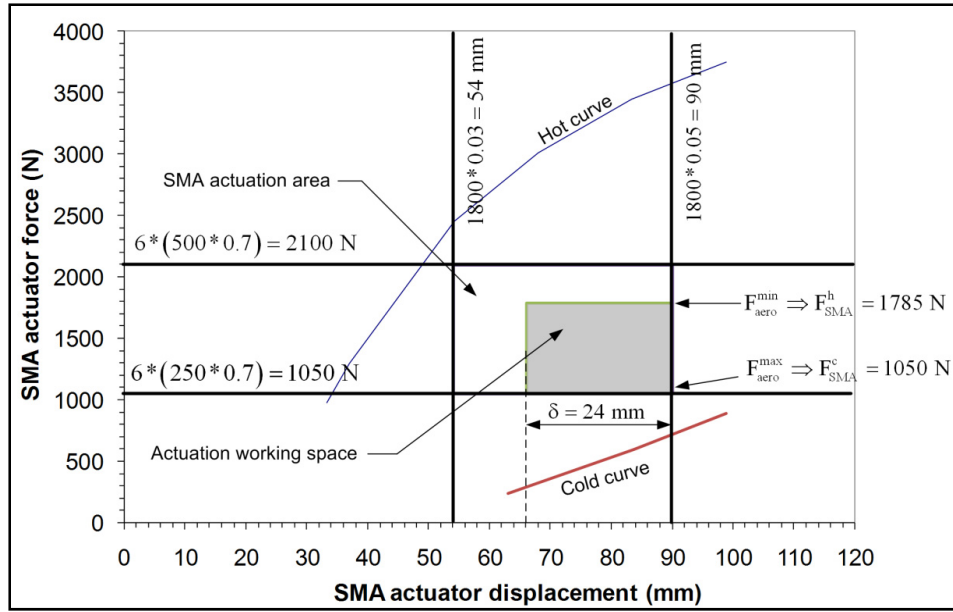


Figure I.3 Actuation working space represented in SMA design diagram (adapted from [1])

I.3.4 Bias spring selection

The bias spring is used to return the actuator system to its initial state (nominal extrados position) and to keep it in this position notwithstanding aerodynamic conditions (Figure I.2). In this work, a compression gas spring is used as a bias element because this device applies quasi-constant forces, thus decreasing the power requirements for the SMA active elements. The force to be provided by the bias spring is calculated as follows (see also Eq. I.1):

$$F_{spr} = \frac{F_{aero}^{max} + F_{bloc}}{R} + F_{SMA}^c \quad (I.5)$$

The blocking force (F_{bloc}) corresponds to the force needed to keep one actuator motionless when the second moves. This force has been experimentally determined: 180 N for the first and 100 N for the second actuator [3]. Finally, using Eq. I.3 and the design parameters of table I.1, the force to be provided by the bias spring becomes:

$$F_{spr} = \frac{1800 + 180}{3} + 1050 = 1700 \text{ N} \quad (\text{I.6})$$

The selected gas spring (Industrial Gas Spring Inc., PA, USA) has a 1200 N load capacity at zero displacement, a maximal stroke of 200 mm and a stiffness, k_{spr} of 2.5 N/mm. To fulfill the requirements (bias spring force and actuator stroke $\delta = 24$ mm), a maximum pre-strain of 175 mm ($F_{spr} = 1200 + 175 \cdot 2.5 = 1640$ N) must be imposed on the gas spring.

I.3.5 Prototype design

The actuator system inside the morphing prototype is presented schematically in figure I.4. The SMA wires (1), forming an active element, are connected to the rigid base-plate (2) and the slider (3). During actuation, the SMA wires pull the slider (3), and the crank (4), which is attached to the rail, transfers the movement to the flexible extradors (5). A crank mechanism (6) connects the slider (3) to the rigid base-plate (2). The displacement of the slider (3) is measured by the linear potentiometer (7) (LP804 series, Omega Eng. Inc., CT, USA) and the load bolt (8) (SXS-FB-3/8-24UNF*2.25, Intertechnology Inc., ON, CA) gives the actuator force. The gas spring (9) that assures the return of the morphing wing to its reference position, is connected to the base-plate (2) and the slider (3), to counteract the SMA active element (1). The pre-strain of the SMA wires is assured by the SMA tensioner (10), composed of the instrumented threaded rod connected to the gas spring (9) and the rigid base-plate (2).

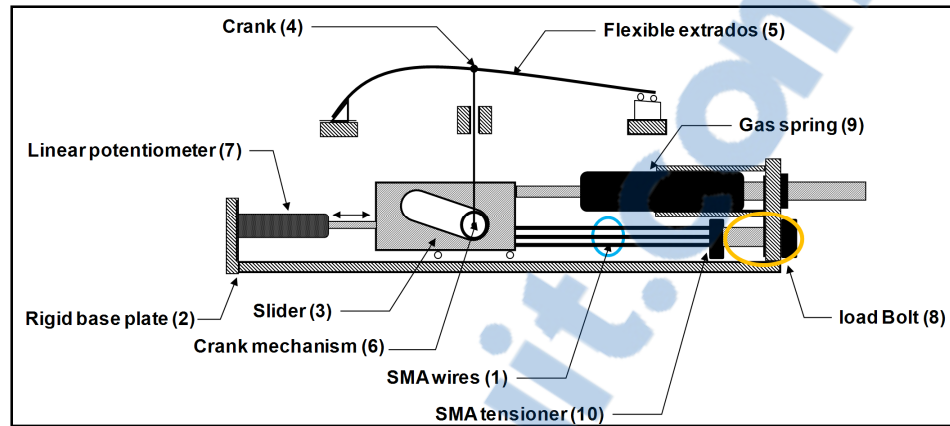


Figure I.4 Schema of the actuator system

I.3.6 Actuator control

The SMA wires are heated by the Joule effect, and two power supplies (SPS 100-33, AMREL Power Product Inc, CA, USA) are used to inject electrical current into the specimen. To control the displacement of the SMA actuator, an open loop controller (figure I.5) was developed using a hybrid PID - ON/OFF system. A feedback in displacement is assured by the linear potentiometer (7) (Figure I.4). During the heating and cooling phases, the PID controller regulates the current applied to the SMA actuators. As soon as the target displacement is reached, the controller switches to the ON/OFF mode to avoid an overshoot and to keep the actuator in the target position. The actuator temperature is measured with a K-thermocouple placed directly on the surface of the specimen and electrically isolated from it by a Wakefield thermal compound. A temperature limit of 120°C is introduced in the control loop in order to avoid overheating.

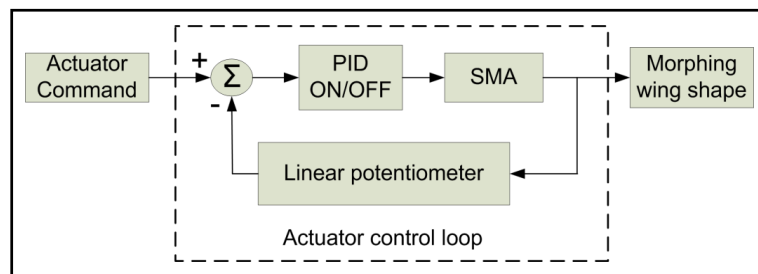


Figure I.5 SMA actuator control loop.

The data acquisition and the control testing are performed using a PC programmed for this application with LabVIEW software (LabVIEW 8.6, National Instrument Corp., TX, USA). Control tests were realized in wind-off conditions and the results are presented in figure I.6. As aerodynamic loads on the flexible extrados are null in this case, the gas spring was adjusted accordingly. It can be seen that the 24 mm command corresponding to the 8 mm of the maximum extrados deployment was reached in 100 s (transmission coefficient $R = 3$), while keeping the SMA temperature under 120°C.

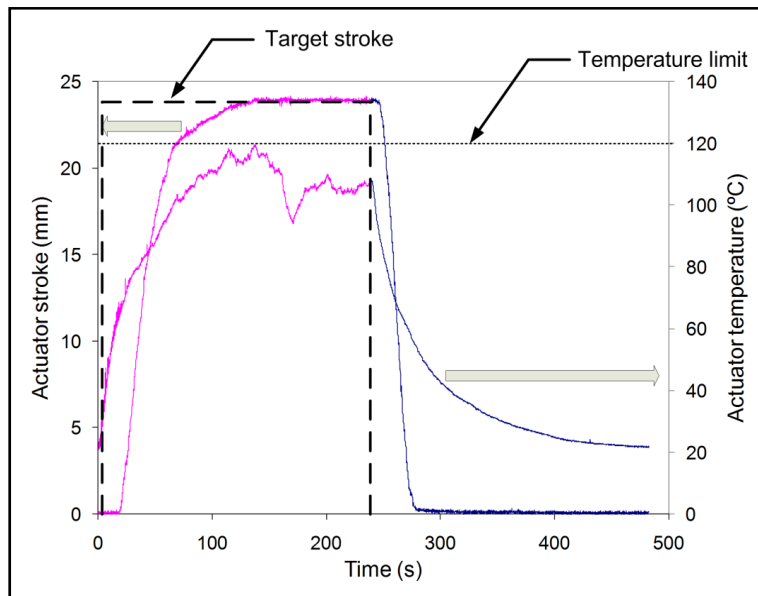


Figure I.6 Actuation tests without wind

I.4 Wind tunnel validation

The SMA actuators performances were also tested under wing tunnel conditions applied to the morphing wing prototype.

I.4.1 Wind tunnel set-up

The tests were performed in the horizontal 2 m per 3 m subsonic closed-circuit unpressurized wind tunnel of the National Research Council Institute for Aerospace Research (Ottawa, Canada). The prototype, ready for the wind tunnel test and fixed on the rotating table, is

presented in figure I.7. This rotating table allows adjustments to the angle of attack. The fences added at the span extremities of the prototype are intended to reduce the turbulence induced by the rotating table and the test section walls.

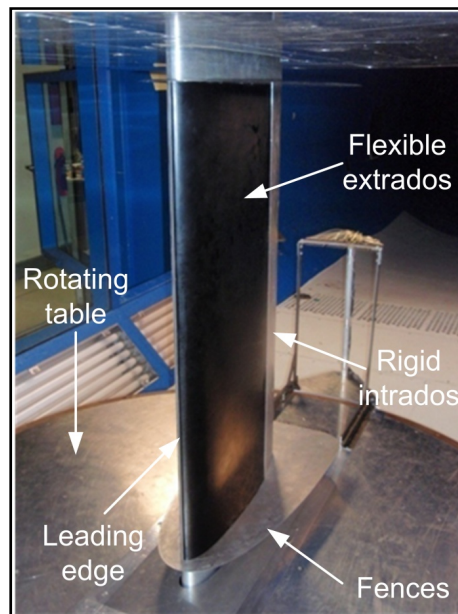


Figure I.7 Morphing wing prototype in the wind tunnel

I.4.2 Correction of the initial design data

During the first wind tunnel tests, the total pressure was experimentally measured and the corrections were applied to the fluid-structure finite-element model (FEM) of the prototype in order to determine the real actuation forces required [6]. Given that the total wind tunnel pressure increased with the Mach number, from 3 kPa for $M = 0.2$ to 6 kPa for $M = 0.3$, corresponding reduction of the aerodynamic loads led to an important decrease of actuation forces (see figure I.8).



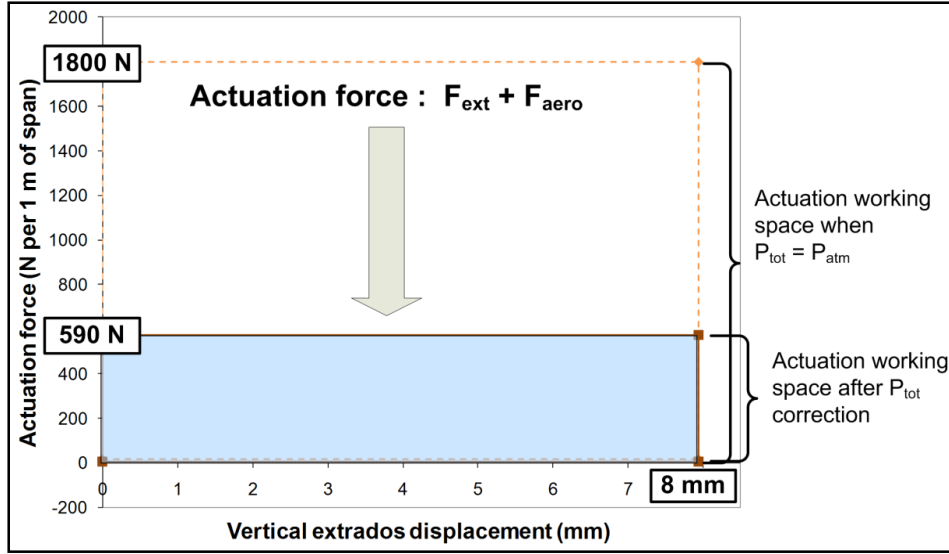


Figure I.8 Evolution of the actuator's working space.

I.4.3 Design adjustment

First, after repetitive actuation, it was found that the SMA cold-state reaction measured on the morphing wing prototype was stabilized at 500 N. Second, since the actual applied aerodynamic loads appeared to be much lower than those projected, the maximum actuation force went from 1800 to 590 N. These two statements imposed certain design adjustments. Using Eq. I.3, and the new design parameters, the bias spring force becomes:

$$F_{spr} = \frac{590 + 180}{3} + 500 = 760 \text{ N} \quad (\text{I.7})$$

The new gas spring, with an 850 N load capacity, was then installed on the prototype. Knowing the gas spring force, the SMA hot-state force for the minimum aerodynamic load ($F_{aero} = 0 \text{ N}$) becomes:

$$F_{SMA}^h = [850 + 3 * 2 * 8] + \frac{[100 * 8 - 0]}{3} = 1200 \text{ N} \quad (\text{I.8})$$

To perform control testing of the actuation system, two series of actuation tests between the nominal and the deployed profile were carried out under extreme flow conditions corresponding to maximum and minimum aerodynamic loads. Two parameters should be adjusted if the actuators were unable to provide a maximal stroke of 24 mm, or if the flexible extrados could not return to the nominal profile: the gas spring pre-stress and the SMA pre-strain. Figure I.9 presents steps to be followed if the actuators were not able to fulfill the requirements of the morphing wing application.

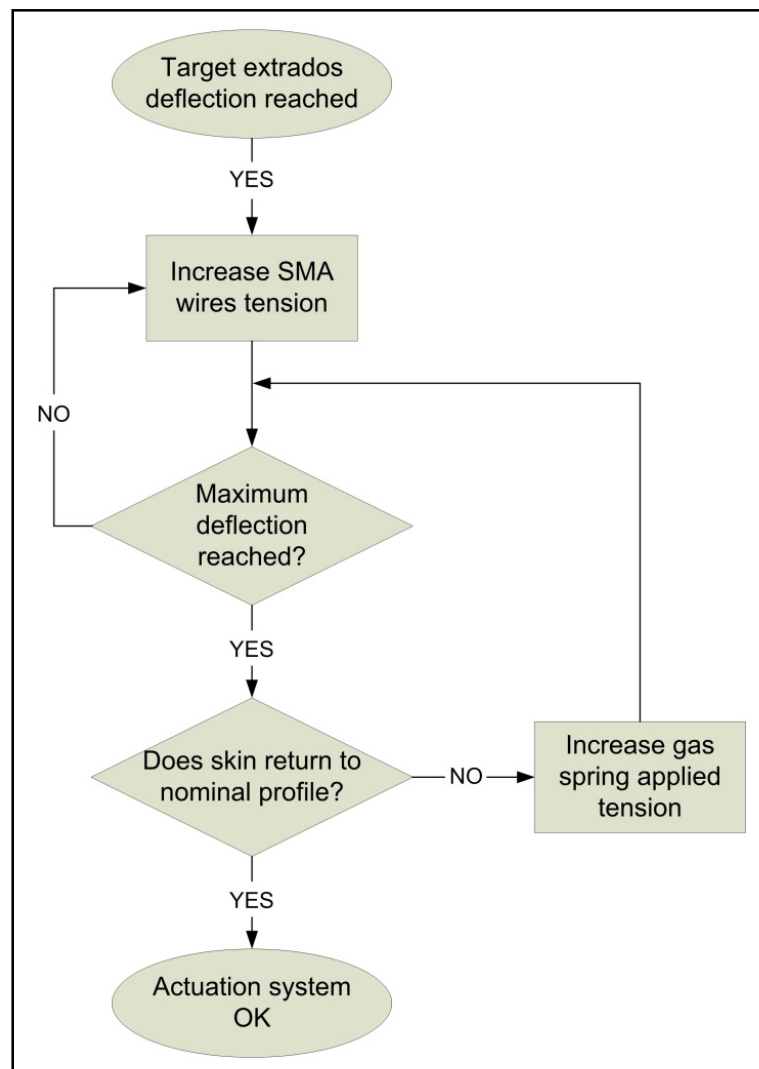


Figure I.9 System adjustment diagram

The results of this control testing are presented in figure I.10. It can be seen that both actuators were able to reach the 24 mm strokes, and at a temperature under 90°C – which is well below the temperature limits of 120°C. When the actuators were either not activated, activated separately or simultaneously, the nominal position of the extrados was preserved. The actuation system was then considered ready for the open-loop morphing prototype control testing.

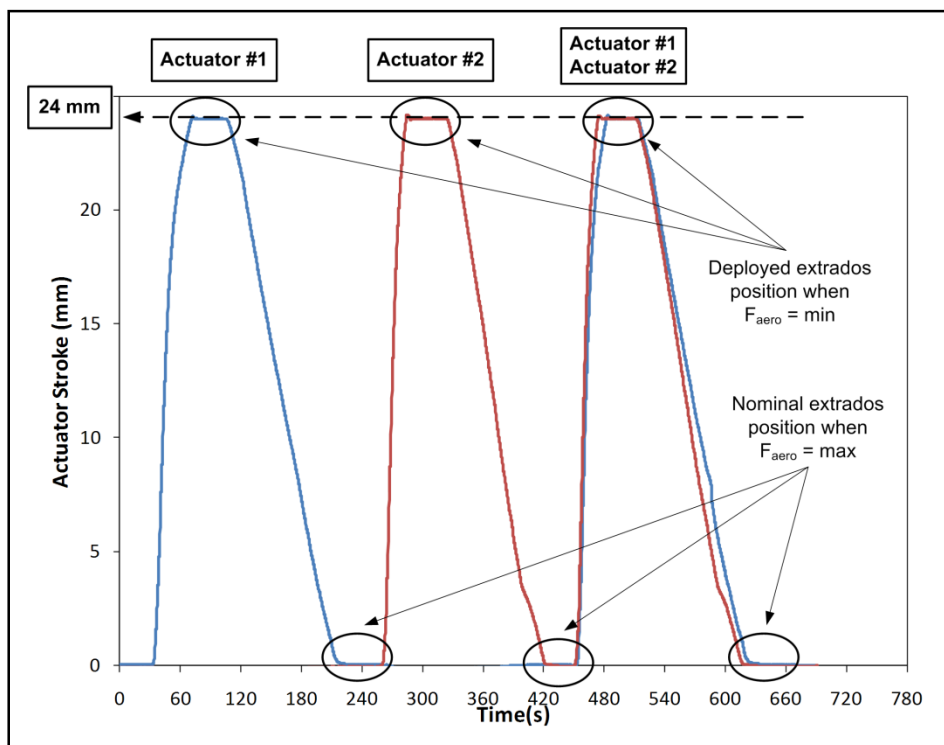


Figure I.10 Extreme position results

I.4.4 Testing results

Figure 11 presents the response of an SMA actuator when a displacement command is imposed. After 7 s of heating ($T = 40^{\circ}\text{C}$), the actuator began to move and it took 40 s to attain a temperature of 90°C and a maximum stroke of 24 mm. Then the controller switched to the ON/OFF mode to reduce the power consumption and the temperature required to maintain the actuator position decreased to 75°C . Given that the cooling-down period was longer, return of the actuator to its initial state took 105 s (figure I.11).

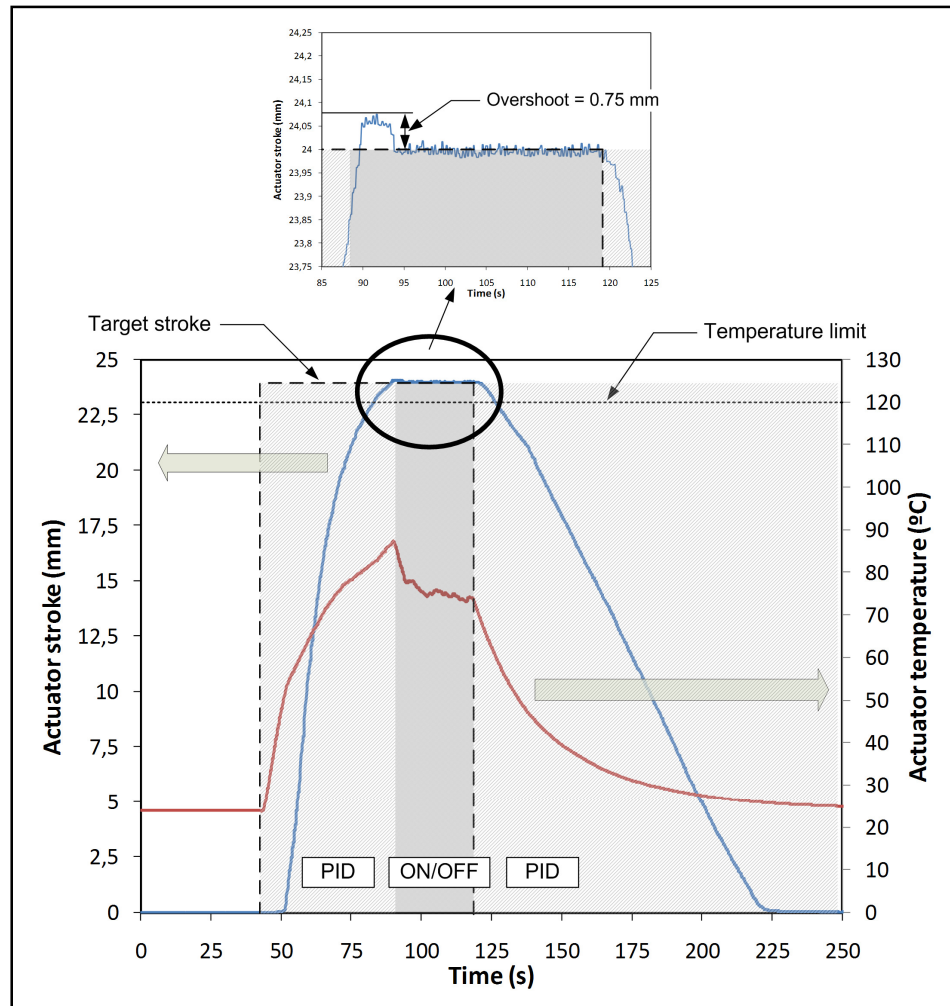


Figure I.11 Control results

The evolution of the actuation force for flow conditions corresponding to the minimal aerodynamic load applied on the flexible extrados ($\alpha = -1^\circ$ and $\text{Mach} = 0.2$) is presented in figure I.12. The experimental force-displacement trajectory of the actuator group is superposed on the calculated trajectory. First, the force needed to move the flexible extrados to its deployed position (8 mm corresponding to 24 mm of actuator stroke) is larger than calculated, (1800 N instead of 1200 N). Second, the hysteresis between the heating and the cooling phase is approximately 600 N, which can be explained by contributions from: a) the force hysteresis measured in the gas spring (100 N), and b) the friction in the transmission

mechanism (100 N), and the remaining 400 N can be attributed to the friction between the flexible extrados span's extremities and the fences (figure I.7).

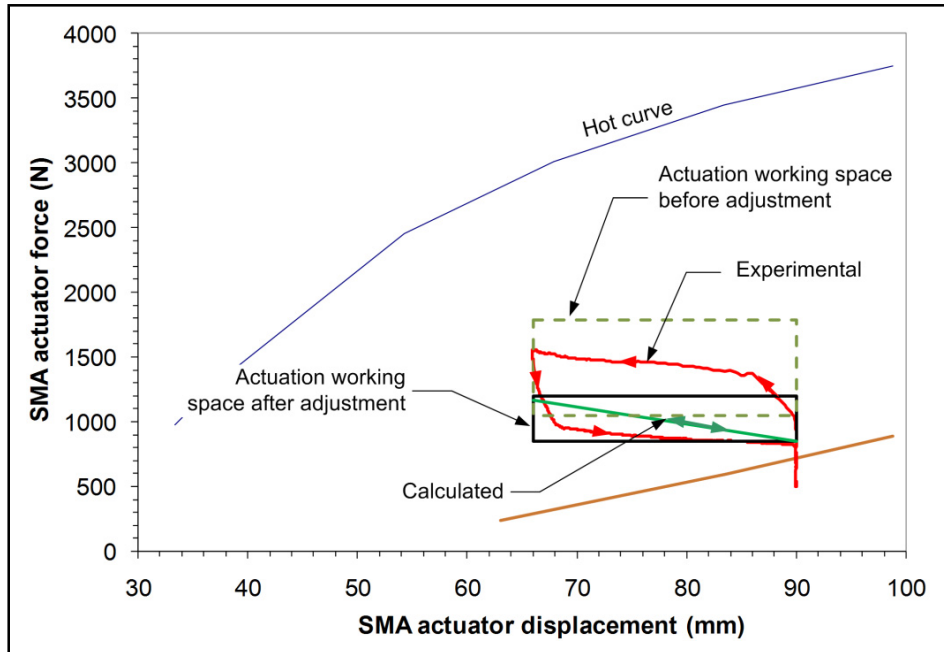


Figure I.12 Experimental and calculated force-displacement characteristics for minimum aerodynamic load

Note that to improve the time response during the cooling phase; one solution will be to increase the pre-stress in the gas spring. It should be pointed out, however, that the higher the gas spring force, the higher the force to be generated by the SMA active element and the shorter its fatigue life. Another solution would be to use an active-bias SMA actuator instead of the passive-bias. In fact, with this type of actuator the return is ensured by an SMA active element, thus leading to an improved frequency response. Finally, forced cooling of the actuators during the flight by the air stream represents a natural way to improve the time response.

I.5 Conclusion

The objective of this work was the validation of the design of SMA actuators for morphing wing applications. A morphing wing prototype was built and tested. The design of the actuator group was first validated in wind-off conditions. It was proven that SMA actuators fulfill the functional requirements of the application, i.e. they were able to morph the extrados to its deployed position. The second step was to test the morphing wing under different flow conditions in a wind tunnel. A first series of tests were conducted in order to characterize the total pressure inside the wind tunnel. Knowing this total pressure, the actuators were adjusted and, finally, the design methodology developed for SMA actuators for morphing wing applications was validated.

I.6 Acknowledgments

The authors acknowledge the contribution of C. Fischer, S. Bérubé and J.-S. Ratelle to the design and manufacture of the experimental morphing wing prototype used in this study, and that of M. Mamou, and the NRC wind tunnel team for their role in the experimental tests. The authors would like to thank the Consortium for Research and Innovation in Aerospace in Quebec (CRIAQ), the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC), Bombardier Aerospace and Thales Canada for their financial support. The authors acknowledge G.-H. Simon, from the Thales Group, as the project initiator.

I.7 References

- [1] Coutu, D., Brailovski V., and Terriault, P., 2009, "Promising Benefit of an active-extrados morphing laminar wing," in *AIAA J. of Aircraft*, 46(2): pp. 730-731.
- [2] Brailovski, V., Terriault, P., Coutu, D., Georges, T. and Morellon, E., 2008, "Morphing laminar wing with flexible extrados powered by shape memory alloy actuators," in *Proceedings of the ASME Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems (SMASIS2008)*, Ellicott City, Maryland, USA.

- [3] Georges, T., Brailovski, V., Morellon, E., Coutu, D. and Terriault, P., 2009, "Design of Shape Memory Alloy Actuators for Morphing Laminar Wing with Flexible Extrados," ASME J. of Mechanical Design, in press.
- [4] Coutu, D., V. Brailovski, and P. Terriault, 2009, "Optimized design of an active structure for an experimental morphing laminar wing," Submitted to the J. of Aerospace and Science Technology in January 2009.
- [5] Anderson, J.D., 2001, "Fundamentals of inviscid, incompressible flow," in Fundamentals of Aerodynamics, M. Hill, Editor, pp. 177-275.
- [6] Coutu, D., V. Brailovski, and P. Terriault, 2009 "Fluid/Structure Coupled Model of a Morphing Laminar Wing in Subsonic Wind Tunnel," in preparation for the J. of Aircraft.

ANNEXE II

CONFERENCE PROCEEDING #2: DESIGN OF ACTIVE BIAS SMA ACTUATORS FOR MORPHING WING APPLICATIONS

Thomas Georges, Vladimir Brailovski and Patrick Terriault

École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Street West,

Montréal (PQ), Canada, H3C 1K3

Cette annexe présente un article publié à « International Conference on Processing & Manufacturing of Advanced Materials », Québec City, Canada, 1-5 Août 2011.

II.1 Abstract

Shape Memory Alloys (SMAs) can provide compact and effective actuation for a variety of mechanical systems. Generally speaking, SMA-driven actuator systems can be divided into three subsystems: a) SMA active element, b) the transmission and c) a bias element. In respect to the type of bias, two actuator configurations can be distinguished: passive bias actuators where the SMA active element is coupled with an elastic bias element (spring), and active bias actuators in which two SMA active elements are connected together. This work is focused on designing an SMA actuator using active bias elements for morphing wing applications.

Keywords: SMA actuator, active bias, antagonist, design, morphing wing

II.2 Introduction

Modern developments in Shape Memory Alloys (SMA) have positioned this material as an attractive alternative for actuation devices and as an excellent candidate for morphing structures, mostly due to their large force-stroke capabilities and light weight. For repetitive actuation, SMA active elements need a bias force to be 'rearmed' for the next actuation cycle. Two generic configurations of SMA actuators can be defined in respect to the bias used [1]: passive bias and active bias (or antagonistic) actuators. A passive bias actuator is shown in figure II.1(a), where the SMA active element is coupled with an elastic bias element (spring). The SMA element is first stretched and assembled with a bias spring at low

temperature. When the SMA element is heated, it tends to regain its initial length and generate recovery forces, compressing the spring. During the cooling phase, the potential energy stored in the compressed spring is released to strain the SMA element back to its low temperature position. The active bias actuator is illustrated in figure II.1(b) [2, 3], and it includes two opposing SMA elements to create active bias forces. Specially-designed cooling and heating control strategies applied to two antagonistic SMA active elements could produce differential motion paths and a two-way mechanical work cycle, which should lead to more compact and lightweight systems with greater actuation frequency than is possible with passive bias actuators [4].

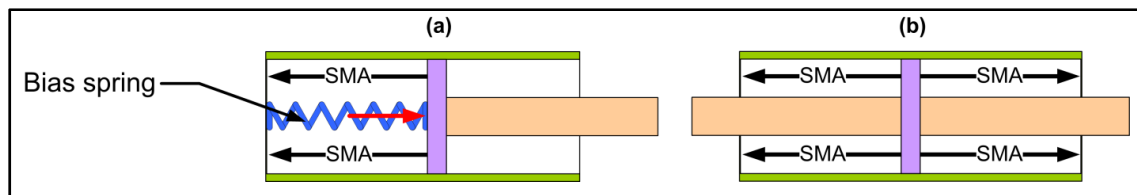


Figure II.1 Schema of SMA actuator with (a) passive and (b) active bias elements

This work focuses on the development of a design methodology for active bias SMA actuators for morphing wings. Considering the functional requirements for the actuation system of an experimental morphing wing [5] on one hand, and the recovery stress/strain performances of an individual SMA active element on the other, the design of the active bias actuator will be completed by calculating the number and the length of the individual SMA active elements on both sides of the antagonistic actuator. The proposed design configuration will be validated on a testing bench and a comparison will be made between the passive-bias SMA actuator developed in previous studies for the same application [5, 6] and the active-bias SMA actuator described in this work in terms of their power/weight characteristics.

II.3 The active structure

The active structure of a morphing wing consists of a flexible skin connected to actuators via a transmission system, and it is subjected to variable flow conditions (aerodynamic loads). As presented in figure II.2, modification of the airfoil profile occurs when SMA actuators located inside the wing box apply individually controlled displacements to the flexible skin.

The overall stiffness and integrity of the experimental wing is provided by the wing box. The front and rear edges of the flexible skin are connected to the wing box in such a way that profile tangency continuity and accommodation to shape modifications are assured and aerodynamic loads are sustained.

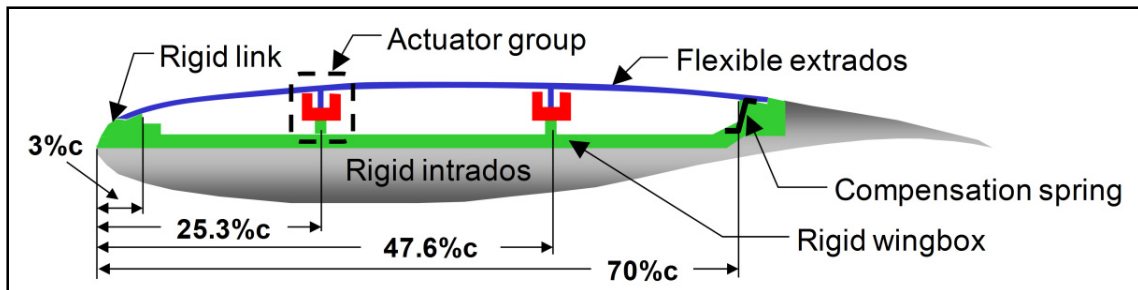


Figure II.2 Conceptual design of the morphing laminar wing [7].

The 2D WTEA airfoil was selected as the reference profile for the morphing wing, with a 500 mm chord and a 990.6 mm span. Measuring from the leading edge, the flexible part of the wing extrados is contained between 3% (15 mm) and 70% (350 mm) of the chord. The control system database covers a flow condition range encompassing 5 Mach numbers ($M = 0.2$ to 0.3 incremented by 0.025) and 7 angles of attack ($\alpha = -1^\circ$ to 2° incremented by 0.5°) for a total of 35 optimized wing profiles, thereby defining the target morphing envelope for the active structure [5-7].

II.4 Design of the active-bias SMA actuator

A schematic representation of one of the two actuator groups is shown in figure II.3. The flexible skin is driven by two SMA wires acting one against the other, and a transmission system that includes the slider and the crank mechanism. The presence of this transmission system between the SMA active elements and the flexible skin decreases by a factor of R the forces that must be provided by the SMA elements to counteract the aerodynamic loads (F_{aero}) and the flexible skin reaction (F_{skin}), while increasing by the same factor R the strokes necessary for morphing.

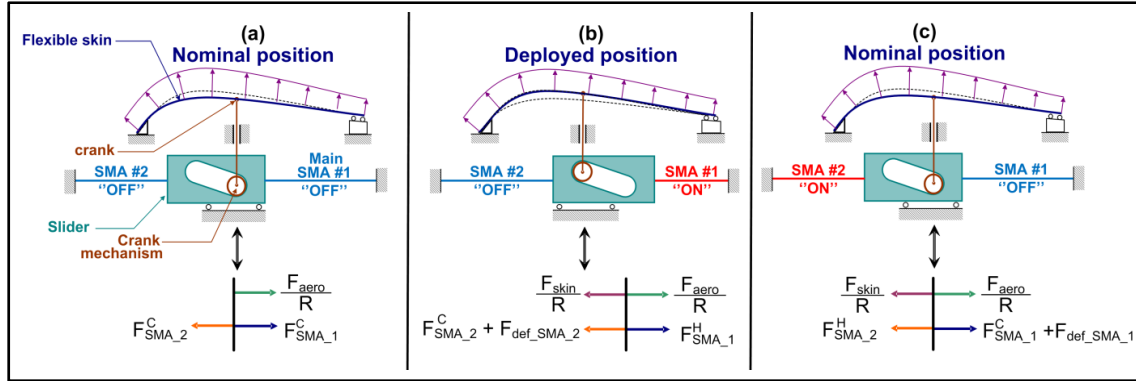


Figure II.3 Schematic representation and simplified mechanical models of the active bias actuator in: (a) nominal, (b) deployed and (c) return to the nominal skin positions.

Assumptions:

- The flexible skin in its nominal position does not provide any reaction force on the actuator ($F_{skin}=0$)
- The aerodynamic suction force remains, constant notwithstanding the flight conditions and the wing geometry ($F_{aero}=\text{const}$).

II.4.1 Nominal skin position (SMA#1 and #2 are OFF)

In this position, both the principal SMA active element (SMA#1) and the active bias SMA active element (SMA#2) are in a cold state (OFF). The force applied by SMA#2 compensates the aerodynamic forces (F_{aero} / R) and the principal SMA active element reaction ($F_{SMA_1}^C$). Using the free-body diagram (FBD) of figure II.3(a), the SMA#2 cold state reaction can be calculated as:

$$F_{SMA_2}^C = F_{SMA_1}^C + \frac{F_{aero}}{R} \quad (\text{II.1})$$

II.4.2 Deployed skin position (SMA#1 is ON and SMA#2 is OFF)

In this configuration, SMA#1 is heated to morph the skin from its nominal position to the deployed position, thereby working against SMA#2 and the flexible skin, but assisted by the aerodynamic force. Using the FBD of figure II.3(b), the force generated by SMA#1 ($F_{SMA_1}^h$) can be determined by:

$$F_{SMA_1}^h = (F_{SMA_2}^c + F_{def_SMA_2}) + \frac{F_{skin}}{R} - \frac{F_{aero}}{R} \quad (II.2)$$

$(F_{SMA_2}^c + F_{def_SMA_2})$ is the SMA#2 reaction when the slider moves to the deployed position, and $F_{def_SMA_2}$ is an additional force required to stretch SMA#2, which is a nonlinear function of the SMA#2 stroke. F_{aero} and $F_{skin} = k_{skin} * \delta_{skin}$ are the aerodynamic force and the force required to move the skin from its nominal to the deployed position, where k_{skin} is the stiffness coefficient of the flexible skin and δ_{skin} is the flexible skin displacement.

II.4.3 Return to nominal skin position (SMA#1 is OFF and SMA#2 is ON)

SMA#2 is now heated while SMA#1 is not. The flexible skin moves from the deployed position to the nominal position and therefore, SMA#2 works against SMA#1 ($F_{def_SMA_1}$) and the aerodynamic load applied on the skin (F_{aero}), but is assisted by the flexible skin reaction (F_{skin}). Using the FBD of figure II.3(c), the force to be provided by the SMA#2 ($F_{SMA_2}^h$) can be calculated by the following equation:

$$F_{SMA_2}^h = (F_{SMA_1}^c + F_{def_SMA_1}) - \frac{F_{skin}}{R} + \frac{F_{aero}}{R} \quad (II.3)$$

To summarize, the behavior of the active structure is a result of an interaction between the two SMA active elements and the flexible skin, submitted to aerodynamic suction forces. Knowing the aerodynamic force value, the skin deflection and stiffness, and the transmission

ratio R , the design of the active bias SMA actuator can be completed by selecting appropriate active elements for SMA#1 and SMA#2.

II.5 Material characterization and design diagram

The material selected to manufacture SMA active elements was a $\varnothing 1$ mm Ti-50.26at.%Ni wire (Special Metals Corp., NY, USA), subjected to 30% cold rolling and post-deformation annealing at 350°C (1 hour). After cold rolling, the cross-section of the SMA wire was reduced to 0.7 mm².

An experimental apparatus to measure shape memory properties and to simulate different actuation applications is presented in figure II.4. An electric linear actuator (NH-208A-MP2-FC2-E4M, Ind. Device Corp.) is used to simulate different testing modes applied to the SMA wire: (a) constant-stress, (b) elastic-bias and (c) fixed support. Each mode is described in detail in [5, 8]. The electrical cylinder is a DC motor (1) with a load capacity of 3500 N. The force generated by the SMA during testing is measured by a load cell (2) (LC101-500, Omega Eng. Inc.). The displacement is measured by an encoder (3) installed directly on the DC motor. The temperature is measured by a thermocouple (4) (TT-K-36-SLE, Omega Eng. Inc.) placed directly on the surface of the specimen. LabVIEW software (5) (LabVIEW 8.6, Nat. Instr. Corp.) controls the actuator via a programmable power supply (6) (SPS100-33-KOU2, Am. Rel.), an NI USB-6229 acquisition card (Nat. Instr. Corp.) and a dual-axis motion controller (7) (DMC 1425, Galil Motion Control).

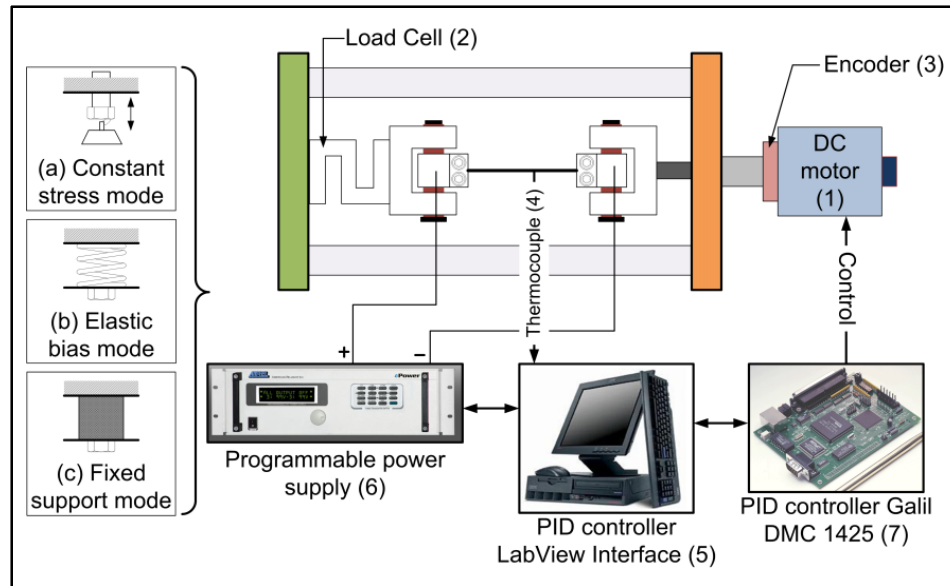


Figure II.4 SMA actuator characterization testing bench [8]

The three characterization modes are completed on SMA samples and the stress-strain plots obtained with each testing mode are superposed on the same diagram to form the so-called SMA actuator design diagram [4]. This diagram allows the actuation working envelope of a given SMA active element to be determined, as presented in figure II.5. To guarantee the functional stability of the SMA active elements during repetitive actuation, the following limitations are imposed in the present work: the strain varies between $\epsilon_{\min} = 3.5$ and $\epsilon_{\max} = 5\%$ and the stress varies between $\sigma_{\min} = 175$ and $\sigma_{\max} = 500$ MPa, as shown by the shaded area in figure II.5.

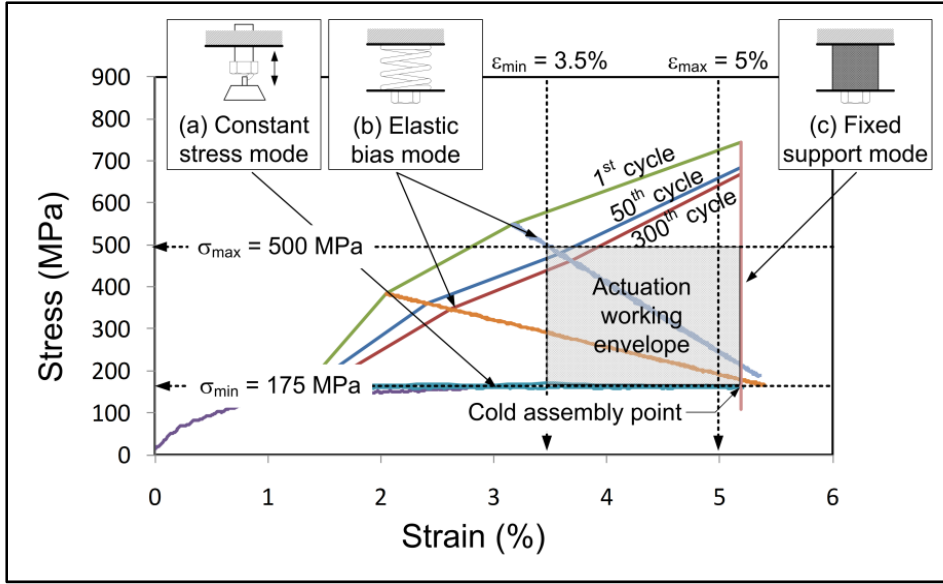


Figure II.5 SMA design diagram (design diagram actuation routes correspond to 300 heating-cooling cycles)

II.6 Application to the morphing wing

The functional requirements of the morphing wing and the properties of the SMA wire are collected in Table II.1. The force to be provided by SMA#2 (OFF) must be determined by taking aerodynamic forces into account, whereas the force to be provided by SMA#1 (ON) must be determined by neglecting them. This approach leads to a conservative design of the active bias actuator corresponding to the most stringent conditions: SMA#2 is designed to keep the skin in its nominal position under the highest suction forces generated by air flow, whereas SMA#1 is designed to ensure its capacity of morphing the skin to its upright position even if it is not assisted by aerodynamics.

Since the individual active SMA element is a wire, its geometry is defined by the cross-section (S) and the stress-free length (L_{SMA}). Furthermore, considering stress and strain limitations, it can be written that:

$$\begin{aligned} F_{SMA_1}^c &= S_1 * \sigma_{min} & F_{SMA_1}^c &= S_1 * \sigma_{max} \\ F_{sma_2}^c &= S_2 * \sigma_{min} & F_{sma_2}^c &= S_2 * \sigma_{max} \end{aligned} \quad (II.4)$$

Knowing the maximum flexible skin displacement (δ_{skin}), the transmission ratio (R) and the maximal recovery stress and strain of the active element and using Eqns. (1) to (4), the length and the cross-sections of both SMA#1 and SMA#2 can be calculated as follows:

$$L_{SMA} = \frac{R * \delta_{skin}}{(\varepsilon_{max} - \varepsilon_{min})}$$

$$S_1 = \frac{F_{skin} + F_{aero} + r * F_{def_SMA_2}}{R * (\sigma_{max} - \sigma_{min})} \quad (II.5)$$

$$S_2 = S_1 + \frac{F_{aero}}{R * \sigma_{min}}$$

Since cross-sections S_1 and S_2 are interdependent, an iterative design procedure is used (figure II.6). The input parameters are the application's requirements and the SMA properties (Table II.1). The cross sections' calculation is considered final when the convergence criterion is respected ($\frac{S_n}{S_{n-1}} < 0.005$).

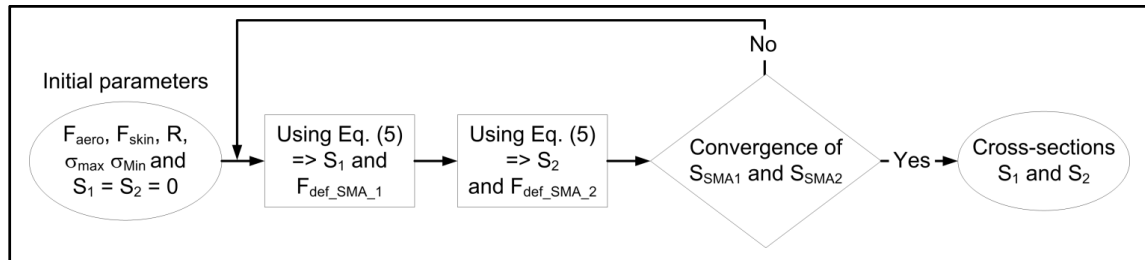


Figure II.6 Iterative design procedure for cross-section determination

Table II.1 Actuator design parameters [4, 5]

Parameters	Min	max
Aerodynamic force per 1m of span, F_{aero} [N]	590	
SMA stress, σ (MPa)	175	500
SMA strain, ε (%)	3.5	5
Flexible skin stiffness coefficient, k_{skin} [N/mm]	100	
Vertical skin displacement, δ_{skin} [mm]	0	8
Transmission ratio [R]	3	

Using this iterative design approach, the geometries of SMA #1 and SMA #2 are calculated. Both active elements have the same length: $L_{SMA} = 1600$ mm, but their cross-sections are calculated as $S_1 = 1.9$ and $S_2 = 3$ mm² respectively. The current arrangement inside the wing-box [4] implies a paired number of the same wires as those used in this work (0.7 mm² cross section each). Using this condition, SMA #1 and SMA #2 should contain 4 and 6 wires, respectively, which corresponds to $S_1 = 4 * 0.7 = 2.8$ mm² and $S_2 = 6 * 0.7 = 4.2$ mm².

The calculated force – displacement trajectory of SMA #1 on heating (dotted line) and its experimental validation (solid line) are plotted in figure II.7 (a). The experimental validation is realized using the testing bench of figure II.4, where the actuator is programmed to simulate the combined behavior of SMA #2 and the flexible skin during SMA #1 heating:

$$\left[(F_{SMA_2}^c + F_{def_SMA_2}) + \frac{k_{skin} * \delta_{skin}}{R} \right] \quad (II.6)$$

Figure II.7 (b) presents the evolution of the SMA #1 actuator stroke and force as a function of temperature. The maximum force provides by SMA #1 in its ON position is 1106 N, which represents a deviation of 10% in respect to the calculated value. The maximum ON temperature (120°C) will not provoke premature degradation of the SMA active element. In this experiment, no aerodynamic force is considered, thus imposing the most stringent application conditions on SMA #1.

In terms of efficiency, the best force-displacement trajectory back to the nominal profile after morphing would be a straight line connecting the cold and hot points, figure II.7 (a). To implement this trajectory, however, both active elements should be simultaneously controlled.

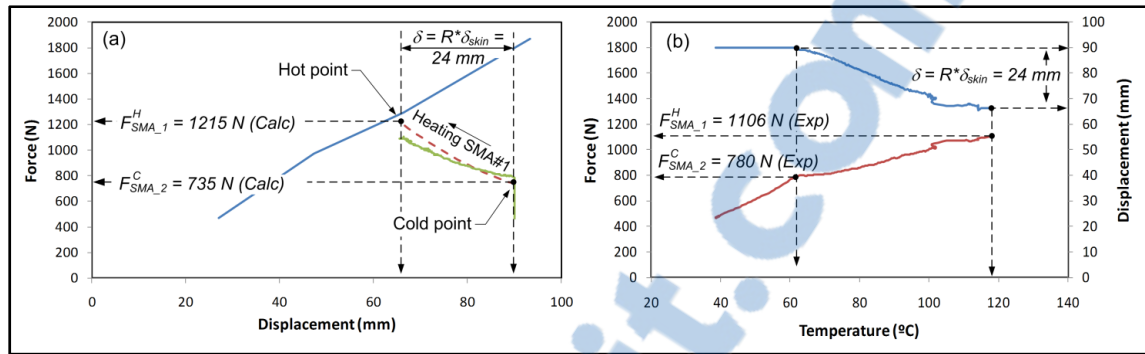


Figure II.7 Results of active bias actuation: (a) force-displacement (calculations – dotted line, experiments – solid line), and (b) temperature-force-displacement diagrams (experiment).

In comparison with the recently-developed passive-bias SMA actuators for morphing wing applications [5], the active bias configuration presented in this work has a real advantage in terms of the power-to-weight ratio. In fact, the 400g gas spring used in the previous work as a passive bias element can be replaced here by an antagonistic SMA element weighing only 50g. Moreover, instead of the six individual SMA wires in the passive-bias actuator [5, 6], only four are now sufficient.

II.7 Conclusion

In this work, a design methodology for active bias SMA actuators for morphing wing applications is described. The methodology is based on the SMA design diagram obtained experimentally to find the geometry of each active element. More experiments are needed to complete the validation of the proposed design. For this objective, the testing bench presented in this work shall be complemented with an antagonistic SMA module. This test bench will then be able to characterize active-bias actuators under simulated conditions of real applications.

II.8 Acknowledgments

The authors would like to thank Y. Baril, J. Mairot, M. Drouin and P. Sheridan for their support during the design and instrumentation of the testing bench, and the Natural Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC), the Consortium for Research and

Innovation in Aerospace in Quebec (CRIAQ), Bombardier Aerospace and Thales Canada for their financial support.

II.9 References

- [1] Liang, C. and Rogers, C.A., *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, v 8, n 4, 1997, p. 303-13.
- [2] Homma, D., Uemura, S. and Nakazawa, F., in *Proc. SMST 2007 ASM Conf.*, Tsukuba, Japan, Dec. 3-5, 2007, p. 463-471.
- [3] Sofla, A. Y. N., Elzey, D. M., and Wadley, H. N. G., *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, v 19, n 9, 2008, p. 1017-1027.
- [4] Yan, S., Liu, X. and Wang, J., *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, v 18, n 5, p 459-466.
- [5] Georges, T., Brailovski, V., Morellon, E., Coutu, D., Terriault, P., *J. Mech. Des.*, v 131, n 9, 2009.
- [6] Georges, T., Brailovski, V. Morellon, E., Coutu, D. and Terriault, P., in *Proc. SMASIS 2009 ASME Conf.*, Ventura/Santa Barbara, CA, USA, Sep. 20-24, 2009, p. 1-6.
- [7] Coutu, D., Brailovski V., and Terriault, P., *Aerosp. Sci. Technol*, v 14, n 7, 2010, p. 451-458.
- [8] Georges, T., Brailovski, V., Terriault, P., *J. Exp. Tech.*, submitted, Dec. 2010.

ANNEXE III

PROTOCOLE D'UTILISATION DU BANC DE TEST

Le banc d'essai développé dans cette thèse a pour objectif de caractériser les éléments actifs en alliage à mémoire de forme dans le but de développer un outil de conception pour une application des AMF dans le domaine de l'actionneur. Comme il est présenté dans la thèse, deux classes d'actionneurs AMF sont définies : 1) actionneurs AMF à rappel passif et 2) les actionneurs AMF à rappel actif. Afin d'obtenir les caractéristiques de chacun de ses deux systèmes deux interfaces LabVIEW ont été développées. Cette annexe présente donc la méthodologie expérimentale utilisée pour l'obtention des caractéristiques de chacune de ses classes d'actionneurs.

III.1 Actionneurs à rappel passif

L'interface LabVIEW spécialement conçue à cet effet est présentée à la figure III.1. Cette interface est divisée en plusieurs cadres permettant chacun de paramétrer l'essai. Pour définir l'enveloppe de travail d'un actionneur AMF à rappel passif, il faut effectuer des essais selon 3 modes différents : 1) encastré, 2) contrainte constante et 3) rigidité constante.

Le cadre (1) regroupe les caractéristiques liées à l'enregistrement des données. Le nombre de cycles enregistrés par fichier permet de diviser le fichier d'enregistrement en une multitude de petits fichiers plus faciles à manipuler. Le facteur d'enregistrement correspond lui au cycle que l'on souhaite garder (un sur deux, un sur trois...).

Les paramètres permettant la configuration de la source d'alimentation électrique sont rassemblés dans le cadre (2). On trouve l'adresse IP de l'appareil, le bouton de mise en marche (start PS1) ainsi que les paramètres liés au chauffage du fil : la vitesse de chauffage, les températures haute et basse.

Les cadres (3) et (8) regroupent les indicateurs permettant d'afficher en temps réel : la force, le déplacement et la température de l'échantillon et d'effectuer l'initialisation de ses variables.

Une fois l'échantillon installé, une étape d'initialisation est nécessaire, pour cela les commandes du cadrant (4) vont être utilisées. Les boutons source et ventilateur permettent de chauffer et de refroidir manuellement l'échantillon afin d'éliminer les déformations engendrées par la mise en place du fil en AMF dans les mâchoires. La dernière option de cette section permet de pré-charger l'échantillon (de 15 N dans cet exemple). Les résultats des différents modes de caractérisation sont présentés dans l'espace « force – déplacement » dans le cadre (9).

Les parties (5) et (6) représentent le cœur du programme. En effet, c'est grâce à ces deux panneaux de configuration que l'on peut réaliser les différents types d'essai. En premier lieu, il faut choisir le mode de caractérisation : 1) le mode « manuel » dans lequel on peut librement bouger le vérin électrique et 2) le mode « caractérisation/application » qui permet d'une part de réaliser l'assemblage de l'actionneur (pré-déformation à la valeur souhaitée), d'autre part de reproduire les trois modes de caractérisation, mais aussi de simuler une application. Pour définir les propriétés des différents modes de caractérisation, il faut : 1) déterminer le nombre d'étape de l'essai et 2) remplir le tableau du cadre (6). Chaque ligne du tableau correspond à une étape. Généralement, la première étape correspondra à la stabilisation des propriétés sous charge constante et les autres étapes aux différents modes (encastrement, contrainte constante ou rigidité constante). Pour chaque étape, il faut donc définir : la rigidité au chauffage (K_{aller}) et au refroidissement (K_{retour}), les températures haute et basse, le nombre de cycles. Les entrées : masses et butées correspondent au cas où l'on souhaite simuler l'application présentée dans l'article « Experimental Bench for SMA actuators Design and Testing » (chapitre 5 de cette thèse). Une fois tous les paramètres mis à jour, le test est lancé en cliquant sur le bouton action.

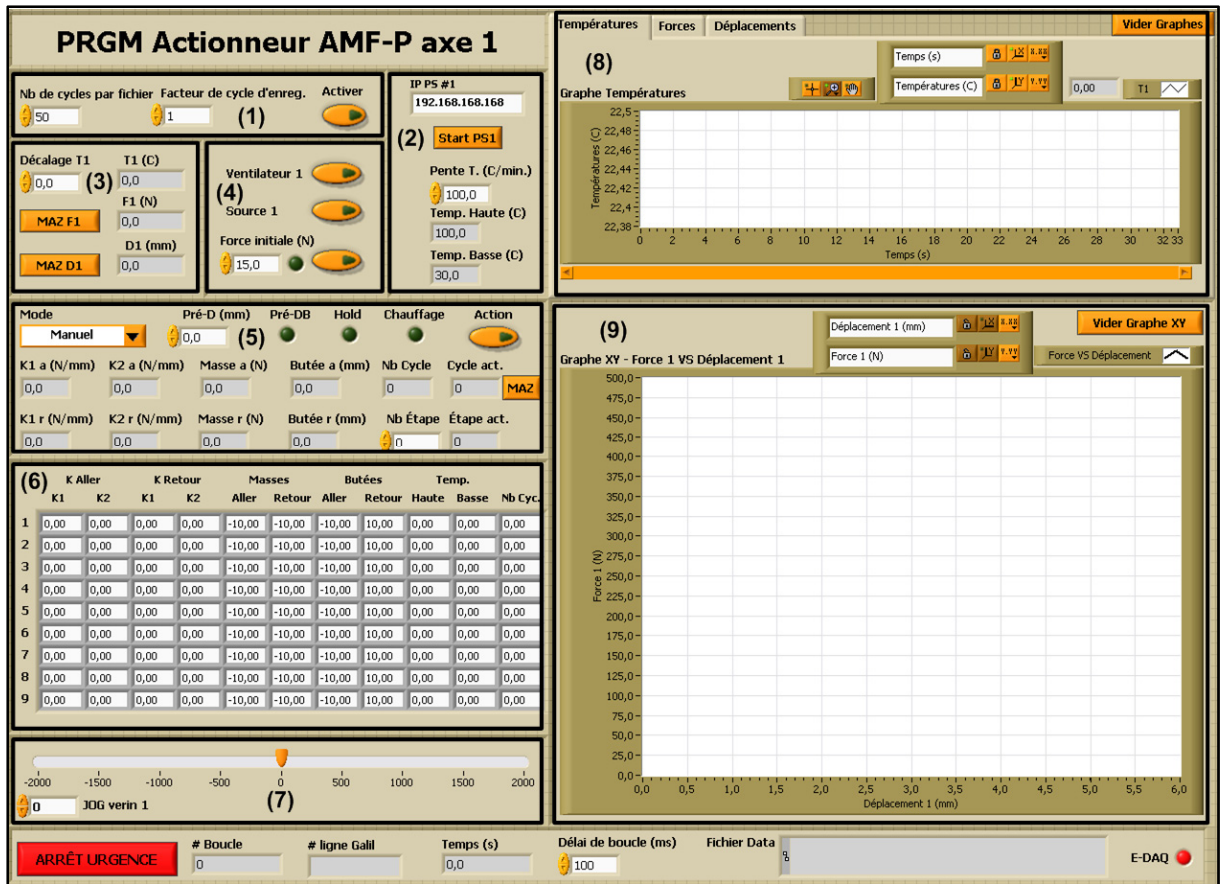


Figure III.1 Interface LabVIEW pour la caractérisation des actionneurs AMF à rappel passif (AMF-P)

III.2 Actionneurs à rappel actif

L'interface développée pour la caractérisation des actionneurs AMF à rappel actif est relativement similaire à l'interface présentée précédemment (figure III.2). Le nombre d'indicateurs dans ce cas est doublé, en effet chaque paramètre d'acquisition est enregistré pour chacun des deux éléments actifs. Au niveau du contrôle, deux modes sont toujours disponibles : 1) mode « manuel » permettant de bouger librement les deux vérins et ainsi faciliter la mise en place des fils AMF et 2) le mode « caractérisation/application » dans lequel on retrouve les différents modes qui sont présentés dans le chapitre 6 de cette thèse. Les modes de caractérisation des actionneurs AMF-A sont définis par la variable séquence du tableau (6). La mise à jour des valeurs du tableau (6) et des commandes du cadre (4)

permettent la réalisation de tous les essais réalisés sur les actionneurs AMF-A présentés dans cette thèse.

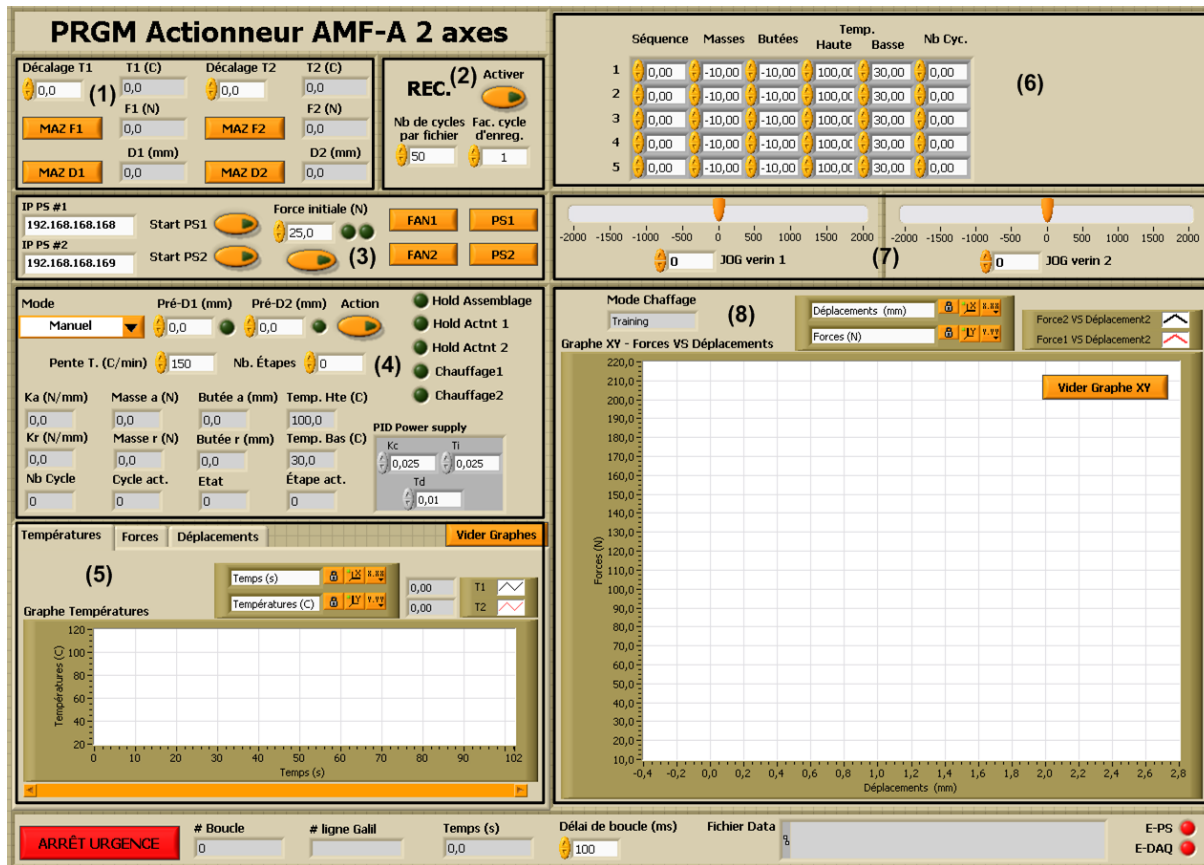


Figure III.2 Interface LabVIEW pour la caractérisation des actionneurs AMF à rappel actif (AMF-A)

BIBLIOGRAPHIE

- Barnes, Brian, Diann Brei, Jonathan Luntz et Chris Lavigna. 2005. « Development of an antagonistic SMA actuator for instar rifle stabilization system ». In. (Orlando, FL, United states) Vol. 70 AD, p. 333-346. Coll. « American Society of Mechanical Engineers, Aerospace Division (Publication) AD »: American Society of Mechanical Engineers.
- Bhattacharjee, P. P., R. K. Ray et N. Tsuji. 2009. « Cold rolling and recrystallization textures of a Ni-5 at.% W alloy ». *Acta materialia*, vol. 57, n° 7, p. 2166-2179.
- Bhattacharyya, A. 2001. « University of Alberta smart material and micromachines web site : Educational Software for Micromachines And Related Technologies (eSMART) ». < http://www.cs.ualberta.ca/~database/MEMS/sma_mems/index2.html >.
- Brailovski, V., S. Prokoshkin, P. Terriault et F. Trochu. 2003. *Shape memory alloys : fundamentals, modeling and applications*, 1st ed. Montréal.
- Brailovski, Vladimir, Sergei D. Prokoshkin, Irina Yu Khmelevskaya, Karine E. Inaekyan, Vincent Demers, Sergei V. Dobatkin et Evgeny V. Tatyannin. 2006. « Structure and properties of the Ti-50.0 at%Ni alloy after strain hardening and nanocrystallizing thermomechanical processing ». *Materials Transactions*, vol. 47, n° Compendex, p. 795-804.
- Butera, Francesco, Giorgio Vergani, Luca Toia, Alberto Coda, Stefano Alacqua, Gianluca Capretti et Alessandro Zanella. 2008. « Shape memory actuators for automotive application ». In. (Pacific Grove, CA, United states), p. 455-472. Coll. « SMST-2006 - Proceedings of the International Conference on Shape Memory and Superelastic Technologies »: ASM International. < <http://dx.doi.org/101361/cp2006smst455> >.
- Demers, V., V. Brailovski, S. D. Prokoshkin et K. E. Inaekyan. 2009a. « Optimization of the cold rolling processing for continuous manufacturing of nanostructured Ti-Ni shape memory alloys ». *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 209, n° 6, p. 3096-3105.
- Demers, V., V. Brailovski, S. D. Prokoshkin et K. E. Inaekyan. 2009b. « Optimization of the cold rolling processing for continuous manufacturing of nanostructured Ti-Ni shape memory alloys ». *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 209, n° Copyright 2009, The Institution of Engineering and Technology, p. 3096-105.
- Demers, V., V. Brailovski, S. D. Prokoshkin et K. E. Inaekyan. 2009c. « Thermomechanical fatigue of nanostructured Ti-Ni shape memory alloys ». *Materials Science and Engineering A*, vol. 513-514, n° C, p. 185-196.

- Demers, V., V. Brailovski, S. D. Prokoshkin et K. E. Inaekyan. 2009d. « Thermomechanical fatigue of nanostructured Ti-Ni shape memory alloys ». *Materials Science and Engineering: A*, vol. 513-514, p. 185-196.
- Demers, V., V. Brailovski, S. Prokoshkin, K. Inaekyan, E. Bastarash, I. Khmelevskaya et S. Dobatkin. 2005. « Functional properties of nanostructured Ti-50.0 at % Ni alloys ». In *1st Symposium - Fatigue and Fracture of Medical Metallic Materials and Devices*. (Dallas, TX, United states, November 1) Vol. 1481 STP, p. 34-44. Coll. « ASTM Special Technical Publication »: American Society for Testing and Materials.
- Druker, A., C. Sobrero, H. G. Brokmeier, J. Malarria et R. Bolmaro. 2008. « Texture evolution during thermomechanical treatments in Fe-Mn-Si shape memory alloys ». *Materials Science and Engineering a-Structural Materials Properties Microstructure and Processing*, vol. 481, p. 578-581.
- Duerig, T. W., K. N. Melton, D. Stöckel et C. M. Wayman. 1990. *Engineering aspects of shape memory alloys*. London [etc.]: Butterworth - Heinemann, xi, 499 p. p.
- Elzey, Dana M., Aarash Y. N. Sofia et Haydn N. G. Wadley. 2005. « A shape memory-based multifunctional structural actuator panel ». *International Journal of Solids and Structures*, vol. 42, n° 7, p. 1943-1955.
- Facchinello, Yann. 2011a. « Développement de la technologie de laminage à tiède pour la production d'alliage à mémoire de forme ». Montréal, École de technologie supérieure.
- Facchinello, Yann, V. Brailovskii, T. Georges et S. Prokoshkin. 2011b. « Functional properties of nanostructured Ti-Ni SMA produced by a combination of cold, warm rolling and annealing ». In *International Conference on Processing & Manufacturing of Advanced Materials*. (Quebec City, Canada, August 1-5, 2011).
- Funakubo, Hiroyasu. 1987. *Shape memory alloys*. Coll. « Precision machinery and robotics, ». New York: Gordon and Breach Science Publishers, xii, 275 p. p.
- Giacomel, J., et J. Simpson. 1995. « Linear-Actuators from Shape-Memory Alloys ». *Machine Design*, vol. 67, n° 20, p. 99-100.
- Han, L. H., T. J. Lu et A. G. Evans. 2005. « Optimal Design of a Novel High Authority SMA Actuator ». *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, vol. 12, n° 3, p. 217 - 227.

- Homma, Dai, Seiya Uemura et Fumio Nakazawa. 2008. « Functional anisotropic shape memory alloy fiber and differential servo actuator ». In. (Tsukuba, Japan), p. 463-472. Coll. « SMST-2007 - Proceedings of the International Conference on Shape Memory and Superelastic Technologies »: ASM International. < <http://dx.doi.org/0.1361/cp2007smst463> >.
- Huang, W. 2002. « On the selection of shape memory alloys for actuators ». *Materials and Design*, vol. 23, n° 1, p. 11-19.
- Hyung-Min, Son, et Lee Yun-Jung. 2009. « New variable focal liquid lens system using antagonistic-type SMA actuator ». In 4th International Conference on Autonomous Robots and Agents - ICARA'09. . (10-12 Feb. 2009), p. 476-479.
- Kennedy, D. K., F. K. Straub, L. Mc D. Schetky, Z. Chaudhry et R. Roznoy. 2004. « Development of an SMA actuator for in-flight rotor blade tracking ». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 15, no 4, p. 235-48.
- Khidir, E. A., N. A. Mohamed, M. J. M. Nor et M. M. Mustafa. 2007. « A new concept of a linear smart actuator ». *Sensors and Actuators A (Physical)*, vol. 135, n° 1, p. 244-9.
- Khmelevskaya, I., S. Prokoshkin, V. Brailovski, K. Inaekyan, V. Demers, I. Gurtovaya, A. Korotitskiy et S. Dobatkin. 2009. « Functional Properties of Ti-Ni-Based Shape Memory Alloys ». *State-of-the-Art Research and Application of Smas Technologies*, vol. 59, p. 156-161
- Lin, H. C., S. K. Wu, T. S. Chou et H. P. Kao. 1991. « The effects of cold rolling on the martensitic transformation of an equiatomic TiNi alloy ». *Acta Metallurgica Et Materialia*, vol. 39, n° 8, p. 2069-80.
- Madden, J.D.W., B. Schmid, M. Hechinger, S.R. Lafontaine, P.G.A. Madden, F.S. Hover, R. Kimball et I.W. Hunter. 2004. « Application of polypyrrole actuators: feasibility of variable camber foils ». *Oceanic Engineering, IEEE Journal of*, vol. 29, n° 3, p. 738-749.
- Nakayama, H., K. Tsuchiya, Z. G. Liu, M. Umemoto, K. Morii et T. Shimizu. 2001. « Process of nanocrystallization and partial amorphization by cold rolling in TiNi ». *Materials Transactions*, vol. 42, n° 9, p. 1987-1993.
- Otsuka, K., et C.M. Wayman. 1998. *Shape Memory Materials*, 1st pbk. ed.: Cambridge University Press, 284 p.
- Park, N. J., et H. J. Bunge. 1998. « Texture, texture transformation and properties of CuZnAl shape memory alloys ». *Texture and Anisotropy of Polycrystals*, vol. 273-2, p. 547-552.
- Patoor, E. 1990. *Les alliages à mémoire de forme*. Paris: Hermès, 62 p.

- Potapov, Pavel L., et Edson P. Da Silva. 2000. « Time response of shape memory alloy actuators ». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 11, n° 2, p. 125-134.
- Saikrishna, C. N., K. Venkata Ramaiah et S. K. Bhaumik. 2006. « Effects of thermo-mechanical cycling on the strain response of Ni-Ti-Cu shape memory alloy wire actuator ». *Materials Science and Engineering: A*, vol. 428, n° 1-2, p. 217-224.
- Schey, John (1962). 2000. *Introduction to manufacturing processes*. Boston, Toronto: McGraw-Hill.
- Seelecke, S., et I. Muller. 2004. « Shape memory alloy actuators in smart structures: modeling and simulation ». *ASME Journal of Applied Mechanics Review*, vol. 57, n° Copyright 2004, IEE, p. 23-46.
- Segal, V. M. 2003. « Slip line solutions, deformation mode and loading history during equal channel angular extrusion ». *Materials Science and Engineering A*, vol. 345, n° 1-2, p. 36-46.
- Segal, V. M. 2008. « Equal channel angular extrusion of flat products ». *Materials Science and Engineering A*, vol. 476, n° 1-2, p. 178-185.
- Shaoze, Yan, Liu Xiajie, Xu Feng et Wang Jinhui. 2007. « A gripper actuated by a pair of differential SMA springs ». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 18, n° Copyright 2007, The Institution of Engineering and Technology, p. 459-66.
- Singh, K., J. Sirohi et I. Chopra. 2003. « An improved shape memory alloy actuator for rotor blade tracking ». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 14, n° 12, p. 767-86.
- Sofla, A. Y. N., D. M. Elzey et H. N. G. Wadley. 2008. « Cyclic degradation of antagonistic shape memory actuated structures ». *Smart Materials and Structures*, vol. 17, n° 2, p. 025014.
- Sun, L., W. M. Huang, Z. Ding, Y. Zhao, C. C. Wang, H. Purnawali et C. Tang. 2012. « Stimulus-responsive shape memory materials: A review ». *Materials and Design*, vol. 33, n° 1, p. 577-640.
- Valiev, R. Z., et I. V. Alexandrov. 2002. « Development of severe plastic deformation techniques for the fabrication of bulk nanostructured materials ». *Annales de Chimie (Science des Matériaux)*, vol. 27, n° 3, p. 3-14.

- Williams, Eric, et Mohammad H. Elahinia. 2008. « An automotive SMA mirror actuator: Modeling, design, and experimental evaluation ». *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 19, n° 12, p. 1425-1434.
- Xiajie, Liu, Yan Shaoze, Xu Feng et Wen Shizhu. 2007. « Experimental study and modeling of a differential SMA spring actuator ». *Key Engineering Materials*, vol. 336-338, p. 2631-4.