



UNIVERSITE DE STRASBOURG



École doctorale MSII

ICube - UMR 7357

THÈSE présentée par :

**Arnaud BRUYAS**

soutenue le : **30 Novembre 2015**

pour obtenir le grade de : **Docteur de l'université de Strasbourg**

Discipline/ Spécialité : **Robotique**

# Apport de la fabrication additive multi-matériaux pour la conception robotique

Dirigée par : **Pierre Renaud**,

et encadrée par : **François Geiskopf**

## **JURY :**

### *Rapporteurs :*

**Simon Henein**

Associate Professor, Instant Lab - EPFL, Neuchâtel

**Jérôme Szewczyk**

Professeur, ISIR - Université Pierre et Marie Curie Paris 6, Paris

### *Examineurs :*

**Gérard Poisson**

Professeur, Prisme - Université d'Orléans, Bourges

**Alain Bernard**

Professeur, IRCCyN - Ecole Centrale de Nantes

**Pierre Renaud**

Professeur, ICube - INSA de Strasbourg

**François Geiskopf**

Maitre de conférences, ICube - INSA de Strasbourg

---

# Remerciements

Bien entendu, le nombre de personnes à remercier est considérable, ces trois années de thèse ayant été enrichissantes tant d'un point de vue personnel que professionnel. Mais je vais tâcher de rester concis car la route est encore longue avant la fin du manuscrit et la quantité de lecture est certainement déjà assez importante.

Je tiens tout d'abord à remercier Pierre, mon directeur de thèse pour m'avoir fait confiance et m'avoir permis de travailler sur ce sujet passionnant. Je lui suis très reconnaissant pour son encadrement et tout ce qu'il m'a apporté durant cette thèse. Il en va de même pour François, dont la collaboration et l'encadrement ont apporté un second point de vue, toujours pertinent, sur ces travaux. Les nombreuses réunions à trois ont toujours été pour moi un plaisir, même si en début de matinée je ne le montrais pas toujours.

Je tiens ensuite à remercier l'ensemble des membres du jury, Pr. Simon Henein, Pr. Jérôme Szewczyk, Pr. Gérard Poisson et Pr. Alain Bernard, pour avoir accepté d'évaluer mes travaux. Vos remarques ainsi que vos questions pertinentes lors de la soutenance et de la démonstration m'ont permis de faire évoluer mes recherches et d'avancer dans ma réflexion, et pour cela je vous exprime toute ma gratitude.

Ces travaux ne s'étant pas réalisés tout seuls, je tiens à remercier l'ensemble des personnes ayant participé de près ou de loin à leur réalisation, et sans qui ils n'auraient pu aboutir. Vos précieux conseils et votre expertise ont toujours été d'une grande aide.

Vient ensuite le tour des doctorants, anciens doctorants, ingénieurs de recherche et autres stagiaires, bref tous les joyeux lurons qui ont permis le déroulement de ces trois années dans une ambiance plus que conviviale, tant dans le cadre du travail que en dehors.

Enfin, last but not least, mes derniers remerciements vont à mes proches, ma famille et mes amis, pour leur soutien et pour leur présence en nombre lors de ma soutenance.

---

# Résumé

Les travaux présentés dans ce manuscrit s'inscrivent dans le contexte de la radiologie interventionnelle percutanée, qui permet grâce à l'utilisation d'aiguilles et d'un guidage par scanner X ou IRM, le diagnostic ou le traitement de tissus cancéreux. Bénéfique pour le patient car minimalement invasif, ce type de procédure clinique est en revanche complexe pour le radiologue, de part un accès restreint au patient une fois dans le tunnel de l'imageur, et une exposition aux irradiations dans le cas d'un guidage sous scanner X. Pour ces raisons, l'utilisation d'un dispositif robotisé, permettant un contrôle déporté de l'orientation et de l'insertion de l'aiguille, est d'intérêt. Afin de répondre aux contraintes de compacité et de compatibilité, nous proposons dans ces travaux de réaliser des dispositifs compliantes et multi-matériaux en exploitant la fabrication additive multi-matériaux. Pour y parvenir, l'étude préalable du procédé considéré (appelé Polyjet) est nécessaire, de manière à quantifier les propriétés géométriques des pièces produites, et à caractériser le comportement mécanique des matériaux employés. Afin de réaliser des dispositifs monoblocs multi-matériaux, une nouvelle liaison compliant, appelée liaison HSC, est proposée. Elle présente d'intéressantes propriétés en terme de compacité, d'amplitude angulaire et de raideur. Dans le but d'assurer les performances réelles de cette liaison, nous formalisons la méthode de conception suivie, qui a pour avantage d'intégrer les variabilités du procédé de fabrication. Combinée avec une approche cinématique, la liaison HSC permet de concevoir des mécanismes originaux répondant au besoin. La robotisation de ces mécanismes passant par l'ajout de fonctions d'actionnement et de perception, nous proposons plusieurs solutions compatibles avec notre contexte applicatif et avec le procédé de fabrication choisi. Ces solutions sont donc intégrables à la structure d'un mécanisme afin de proposer un dispositif permettant d'orienter l'aiguille de façon déportée avec un actionnement sûr, le système intégrant alors un frein et un moyen de perception. Pour contrôler l'insertion de l'aiguille, nous introduisons un nouvel actionneur pneumatique combinant une structure auxétique et un préhenseur de type "inchworm". Finalement, nous démontrons les apports de la fabrication additive pour la robotique médicale en combinant l'ensemble de ces solutions technologiques dans un dispositif assurant le contrôle à distance des tâches d'orientation et d'insertion de l'aiguille.

---

# Abstract

This Ph.D. thesis is focused on percutaneous interventional radiology, which permit the diagnosis or the treatment of cancer tissues thanks to the use of needles and imaging devices such as MRI and X-ray scanners. Being minimally invasive, such procedures are beneficial for the patient. For the radiologist, they are highly complex, because of the limited access to the patient once in the tunnel of the scanner and the existence of ionizing radiations under X-ray scanner. Therefore, the use of a robotic device which remotely controls the orientation and the insertion of the needle is of high interest. To address the compactness and compatibility restrictions, we propose in this work the design and the manufacturing of multi-material compliant devices by taking advantage of multi-material additive manufacturing. To achieve this goal, we first consider the manufacturing process, in order to study its geometrical properties, as well as the behavior of the generated materials. To perform the design of multi-material compliant mechanisms, a new compliant joint is proposed, called the HSC joint, which shows very interesting properties in terms of compactness, angular displacement and stiffness. To ensure the actual performances of the joint, we formalise the design method, which goal is to integrate the manufacturing variability. Combined with a kinematic approach, the HSC joint enables us to design innovative mechanisms adapted to our problem. To transform such kind of mechanisms into a robot, actuation and sensing function are required. We propose several solutions adapted to our requirements and to the chosen manufacturing process. Therefore, these solutions can be integrated into the structure of a mechanism in order to propose a device that remotely drives the orientation of the needle in a safe way thanks to the integrated brakes and sensors. For the insertion of the needle, we present a new pneumatic actuator that benefits from an auxetic structure and an inchworm configuration. In the end, we demonstrate in the thesis the contributions of multi-material additive manufacturing for medical robotics, by combining all those solutions into a single device that remotely controls both the orientation and the insertion of the needle.

---

# Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>1</b>
<b>1 Contexte des travaux</b>	<b>5</b>
1.1 Contexte médical : la radiologie interventionnelle . . . . .	7
1.2 Analyse et réflexion sur l'assistance aux gestes . . . . .	12
1.3 Fabrication additive et méthodes de conception . . . . .	22
1.4 Synthèse du chapitre 1 . . . . .	31
<b>2 Une nouvelle liaison compliant : la liaison HSC</b>	<b>33</b>
2.1 Analyse du procédé de fabrication et des matériaux exploitables . . . . .	35
2.2 Proposition d'une nouvelle liaison compliant . . . . .	50
2.3 Evaluation expérimentale du comportement de la liaison . . . . .	57
2.4 Modélisation du comportement de la liaison HSC . . . . .	63
2.5 Prise en compte du procédé de fabrication lors de la conception . . . . .	74
2.6 Synthèse du chapitre 2 . . . . .	82
<b>3 Du mécanisme au dispositif : Intégration de fonctions pour une assistance robotisée en imagerie interventionnelle</b>	<b>83</b>
3.1 Réalisation d'une liaison actionnée et instrumentée . . . . .	85
3.2 Conception d'outils pour la tâche d'insertion . . . . .	105
3.3 Synthèse du chapitre 3 . . . . .	124
<b>4 Vers une nouvelle génération d'assistants robotisés pour la radiologie interventionnelle</b>	<b>127</b>
4.1 Introduction . . . . .	129
4.2 Réflexion sur l'architecture et analyse des dispositifs . . . . .	129
4.3 Un assistant compact pour l'orientation . . . . .	136
4.4 Un assistant pour guider l'insertion . . . . .	145
4.5 Un assistant pour l'orientation et l'insertion . . . . .	153
4.6 Synthèse du chapitre 4 . . . . .	162
<b>Conclusion</b>	<b>165</b>
<b>Liste des publications</b>	<b>185</b>

---

# Liste des figures

1.1	Imageurs utilisés en radiologie interventionnelle percutanée et exemples d'images obtenues. . . . .	9
1.2	Exemple de procédure percutanée par guidage scanner. . . . .	10
1.3	Exemple de procédure percutanée par guidage IRM. . . . .	11
1.4	Dispositifs d'assistance passifs. . . . .	13
1.5	Systèmes d'insertion PAKY. . . . .	14
1.6	Système d'insertion d'aiguille B-RobI et B-RobII. . . . .	15
1.7	Système CT-Bot et Robopsy. . . . .	16
1.8	Système MrBot et dispositif développé par Fischer et al. . . . .	17
1.9	Système INNOMOTION et dispositif LPR. . . . .	18
1.10	Le procédé SDM. . . . .	22
1.11	Le procédé RaMP. . . . .	23
1.12	Le procédé LaCER. . . . .	24
1.13	Le procédé SCM . . . . .	24
1.14	Le procédé Polyjet. . . . .	25
1.15	Le procédé Freeform. . . . .	25
1.16	Approche par optimisation topologique. . . . .	29
1.17	Approche par blocs élémentaires . . . . .	30
1.18	Approche cinématique. . . . .	31
2.1	Etapes du pré-traitement pour le procédé Polyjet. . . . .	36
2.2	Imprimante 3D Connex 350. . . . .	37
2.3	Schéma de dépôt des gouttelettes de matériau. . . . .	37
2.4	Schéma de la tête d'impression. . . . .	38
2.5	Station de post-traitement par jet d'eau sous-pression. . . . .	39
2.6	Pièce permettant d'évaluer les défauts de forme et d'orientation sur des surfaces planes. . . . .	40
2.7	Etudes des transition selon les axes $X$ , $Y$ et $Z$ . . . . .	41
2.8	Tests de traction réalisés sur le matériau VeroWhite. . . . .	42
2.9	Tests de relaxation réalisés sur le matériau VeroWhite. . . . .	43
2.10	Caractérisation du matériau TangoBlack Plus. . . . .	45
2.11	Résultat des tests de traction et de compression du matériau TangoBlack Plus. . . . .	45
2.12	Essai de relaxation réalisé sur le matériau TangoBlack Plus. . . . .	46

LISTE DES FIGURES

---

2.13	Essais de fatigue par cyclage réalisés sur le TangoBlack Plus pour différents niveaux d'allongement. . . . .	47
2.14	Photo d'une éprouvette avec amorce de rupture. . . . .	47
2.15	Comparaison de deux éprouvettes : mate et brillante, et section carrée et circulaire. . . . .	48
2.16	Courbe des contraintes nominales ( $\sigma_{nom}$ ) et réelles ( $\sigma_{re}$ ) pour les essais de traction et de compression réalisés sur le TangoBlack Plus. . . . .	49
2.17	Comparaison des contraintes réelles issues de l'expérience avec le modèle mis au point. . . . .	50
2.18	Exemple de liaison : à compliance concentrée, et à compliance distribuée. . . . .	51
2.19	Liaisons développées par Berselli et al. [Berselli 2011] : Liaison SPIR et Liaison HEL. . . . .	51
2.20	a) Schéma de la section de la liaison HSC. b) Schéma de la section de la liaison HSC après application d'un moment selon l'axe $Z$ , montrant la butée physique. . . . .	53
2.21	Construction de la liaison HSC. a) Mise en valeur des sections le long de l'extrusion hélicoïdale. b) Les deux hélices de pas opposés. c) La liaison HSC. . . . .	54
2.22	Photo de la liaison HSC après fabrication. . . . .	58
2.23	Mesure de la compliance principale. . . . .	59
2.24	Résultats des tests de mesure de $c_{66}$ . . . . .	60
2.25	Expérimentation pour la mesure des compliances secondaires. . . . .	61
2.26	Résultats des tests réalisés pour la mesure de $c_{11}$ , $c_{22}$ et $c_{33}$ . . . . .	62
2.27	Comparaison entre le modèle éléments finis et les tests expérimentaux. . . . .	65
2.28	Diagrammes de conception de la liaison HSC. . . . .	67
2.29	Représentation d'un système dans la méthode des plans d'expériences. . . . .	69
2.30	Représentation du domaine des paramètres. . . . .	70
2.31	Construction du modèle de $m_z$ présenté dans l'équation (2.15). . . . .	70
2.32	Tracé de $m_z$ en fonction de $\theta_z$ pour six géométries. . . . .	72
2.33	Evolution de la raideur principale en fonction de l'angle $\theta_z$ pour six géométries. . . . .	73
2.34	Représentation de la méthode de conception itérative. . . . .	76
2.35	Méthode proposée pour la conception de pièces fonctionnelles réalisées par FMM. . . . .	77
2.36	Résultat des essais réalisés sur les 20 éprouvettes pour quantifier la variabilité introduite par le procédé de fabrication. . . . .	80
3.1	Exemple de système équilibré statiquement : la lampe Anglepoise. . . . .	88
3.2	Exemple de liaison pivot compliant équilibrée statiquement. . . . .	88
3.3	Représentation schématique du comportement énergétique d'une liaison compliant. . . . .	89
3.4	Schéma d'équilibrage par système bistable pour un mouvement de translation. . . . .	90
3.5	Illustration de la méthode d'équilibrage. . . . .	91
3.6	Schéma du principe d'équilibrage. . . . .	91

LISTE DES FIGURES

---

3.7	Evolution par simulation des moments $M_z$ , $M_s$ et $M_{total}$ en fonction de l'angle $\theta$ . . . . .	94
3.8	a) Modèle CAO de la liaison HSC équilibrée. b) Composants non-assemblé. c) Assemblage de la liaison en position d'équilibre. . . . .	94
3.9	Banc de test pour la mesure des performances du système d'équilibrage.	95
3.10	Evolution des moments $M_z$ , $M_s$ et $M_{total}$ expérimentaux en fonction de l'angle $\theta$ . . . . .	95
3.11	Exemples de systèmes de freinage issus de [Plooij 2015]. . . . .	97
3.12	Schéma de construction du système de freinage. . . . .	97
3.13	Solution de freinage 1. . . . .	99
3.14	Solution de freinage 2. . . . .	100
3.15	Test des deux solutions de freinage sous 3 bars. . . . .	101
3.16	Dispositif de test du couple de freinage. . . . .	101
3.17	Disposition générale des éléments de la solution de perception et forme de la roue codeuse. . . . .	103
3.18	Dispositif pour l'évaluation de la fonction de perception. . . . .	104
3.19	Evaluation de la solution de perception. . . . .	105
3.20	Fonctionnement d'un actionneur inchworm. . . . .	106
3.21	Vue CAO de la membrane auxétique. . . . .	107
3.22	Motif en nid d'abeille inversé, présentant un coefficient de Poisson négatif. . . . .	108
3.23	Exemple de géométrie pour la structure auxétique. . . . .	108
3.24	Définition des contraintes axiales et circonférentielles au sein de la structure auxétique. . . . .	109
3.25	Décomposition de l'actionneur auxétique telle que réalisée dans sa modélisation. . . . .	111
3.26	Définition du modèle de l'actionneur pour l'application du théorème des puissances virtuelles. . . . .	112
3.27	Déformation de l'aiguille souhaitée en cas de sollicitation extérieure. . . . .	115
3.28	Présentation des géométries valables avec $\Delta H > 1$ . . . . .	116
3.29	Modèle CAO de l'actionneur, pré-traitement lors de la fabrication et prototype. . . . .	117
3.30	Banc d'essai pour l'actionneur auxétique. . . . .	118
3.31	Evolution de la pression appliquée en entrée de l'actionneur auxétique pour des valeurs de pression maximale de 0.42 bar et 1.02 bar, et allongement résultant. . . . .	118
3.32	Influence de la valeur de l'effort d'insertion $F_i$ pour $P_{max} = 0.42$ bar et $P_{max} = 1.02$ bar. . . . .	119
3.33	Banc de mesure expérimentale de la raideur en flexion de l'actionneur auxétique $K_{flex,exp}$ . . . . .	120
3.34	Evolution de la flèche en fonction de l'effort appliqué. . . . .	120
3.35	Evolution de l'allongement pour différentes valeurs de $P_{max}$ et pour $f_c = 1$ Hz. . . . .	122
3.36	Variation d'allongement $\Delta all$ en fonction de la pression $P_{max}$ . . . . .	122

LISTE DES FIGURES

---

3.37	Evolution a) de la pression d'entrée et b) de l'allongement pour différentes valeurs de $f_c$ et pour $P_{max} = 1.02$ bar. . . . .	123
3.38	Evolution de la vitesse d'avance en fonction de $f_c$ . . . . .	123
4.1	Présentation de l'espace de travail requis par la tâche d'orientation, et de la zone à laisser libre. . . . .	131
4.2	Modèles de mécanismes à centre de rotation déporté [Kim 2008b] . . .	132
4.3	Exemples de mécanismes sphérique, en configuration série et en configuration parallèle. . . . .	132
4.4	Exemple de mécanisme basé parallélogramme : le Black Falcon. . . .	133
4.5	a) Configuration de base d'un mécanisme parallélogramme. b) et c) Configurations dérivées. . . . .	134
4.6	Transformation entre le repère local et global. . . . .	135
4.7	Schéma cinématique de l'architecture du dispositif et schéma cinématique d'un seul bras. . . . .	137
4.8	Schema cinématique du mécanisme après dimensionnement. . . . .	139
4.9	Ensemble des positions atteignables par l'organe terminal du mécanisme. . . . .	140
4.10	Modèle CAO du premier dispositif. . . . .	141
4.11	Positionnement du dispositif sur le plateau lors du pré-traitement, et dispositif après fabrication et avant post-traitement. . . . .	142
4.12	Dispositif seul après post-traitement et intégration des câbles, et dispositif en utilisation avec actionnement manuel des câbles. . . . .	142
4.13	Mesure de la précision et de l'amplitude des déplacements de l'effecteur du mécanisme. . . . .	143
4.14	Positions successives de l'aiguille enregistrées. . . . .	144
4.15	Schéma de principe de la liaison multi-fonctions. . . . .	146
4.16	Prototype de la liaison multi-fonctions. . . . .	147
4.17	Schéma cinématique du second dispositif. . . . .	149
4.18	Ensemble des positions atteignables par le point $A$ après dimensionnement. . . . .	150
4.19	Modèle CAO du second dispositif. . . . .	151
4.20	Vues du deuxième dispositif durant le pré-traitement, après fabrication et après post-traitement. . . . .	152
4.21	Second dispositif après assemblage. . . . .	152
4.22	Servomoteur pour l'actionnement des câbles. . . . .	155
4.23	Système d'actionnement du dispositif. . . . .	155
4.24	Interface pour le contrôle de l'orientation de l'aiguille et son insertion. . .	156
4.25	Système de préhension de l'aiguille. . . . .	157
4.26	Système de préhension lors du pré-traitement et après post-traitement. . .	157
4.27	Modèle CAO de l'actionneur inchworm. . . . .	158
4.28	Actionneur auxétique lors du pré-traitement et après assemblage. . . .	158
4.29	Banc de test pour mesurer l'avance de l'actionneur inchworm. . . . .	159

## LISTE DES FIGURES

---

4.30	a) Décomposition du cycle d'avance de l'actionneur inchworm. b) Schématisation des signaux de commande utilisés. c) Mesure des pressions en entrée des préhenseurs 1 et 2 et de l'actionneur auxétique relevées. d) Mesure de l'avance de l'aiguille. . . . .	160
4.31	Evolution de la position de l'aiguille au cours du temps pour 14 cycles.	161
4.32	Modèle CAO du troisième dispositif. . . . .	162

---

# Liste des tableaux

1.1	Comparaison des systèmes existants présentés dans la section 1.2.1 . . .	20
2.1	Valeurs des paramètres géométriques pour le prototype de liaison HSC utilisé lors des tests préliminaires . . . . .	58
2.2	Valeur des compliances et compliances normalisées obtenues expérimentalement, en configuration initiale de la liaison. . . . .	63
3.1	Comparaison des technologies d'actionnement compatible IRM . . . .	86
3.2	Valeurs des paramètres géométriques de la liaison HSC utilisée dans l'exemple d'équilibrage statique . . . . .	92
3.3	Valeurs des paramètres géométriques du système d'équilibrage statique après optimisation . . . . .	93
3.4	Valeurs des paramètres géométriques fixés lors du dimensionnement de l'actionneur auxétique . . . . .	114
4.1	Comparaison des technologies d'actionnement compatible IRM . . . .	134
4.2	Situation du premier dispositif par rapport aux dispositifs existants présentés dans le tableau 1.1 . . . . .	136
4.3	Situation du second dispositif par rapport aux dispositifs existants présentés dans le tableau 1.1 . . . . .	145
4.4	Situation du troisième dispositif par rapport aux dispositifs existants présentés dans le tableau 1.1 . . . . .	154
4.5	Comparaison des dispositifs développés dans les travaux présentés dans ce manuscrit avec les systèmes existants présentés dans la section 1.2.1	169

---

# Introduction

La radiologie interventionnelle percutanée désigne l'ensemble des actes médicaux invasifs réalisés sous guidage ou sous contrôle d'un moyen d'imagerie, ayant pour but le diagnostic et/ou le traitement d'une pathologie [SRI 2010]. Dans le cas des procédures percutanées, il est possible d'accéder à des organes abdominaux situés en profondeur tels que le rein ou le foie, de façon minimalement invasive. Ces procédures sont par exemple employées en cancérologie, afin de réaliser des biopsies ou des procédures curatives telles que la cryothérapie. Le moyen d'imagerie permet alors de contrôler et gérer la trajectoire de l'aiguille, ce qui apporte une précision importante et améliore le diagnostic ou le traitement. De plus, le caractère peu invasif permet de réduire à la fois les traumatismes post-opératoires et le temps d'hospitalisation, ce qui est bénéfique pour le patient. Ces procédures sont donc l'objet d'un intérêt croissant de la part de la communauté médicale, le nombre de procédures réalisées ayant par exemple augmenté de plus de 50% entre 2006 et 2009 [INCa 2006, SRI 2010].

Les modalités d'imagerie employées dans le cadre de ces procédures sont diverses : échographie, tomodensitométrie, IRM, ... Présentant une meilleure qualité d'image et offrant la possibilité de visualiser les organes situés en profondeur, les scanner X et IRM sont des imageurs privilégiés pour ce type de procédure. Pour le radiologue, leur emploi introduit cependant plusieurs contraintes. L'accès au patient est tout d'abord limité par la configuration de type "tunnel" de l'imageur. Suivant la cible à atteindre, la procédure est alors complexe et requiert un degré d'expertise important. De plus, de part le principe d'imagerie, l'utilisation d'un scanner X expose le radiologue et le personnel médical à des radiations, lesquelles sont nocives dans des situations d'expositions quotidiennes répétées. Le patient étant situé à l'intérieur du tunnel de l'imageur, là où les radiations sont les plus fortes, la manipulation de l'aiguille entraîne donc des risques pour le personnel médical. Sous scanner IRM, la taille réduite du tunnel restreint encore plus l'accès au patient, et accroît d'autant la complexité du geste.

L'utilisation d'assistance robotique apparaît comme une solution logique pour s'affranchir de ces limites, permettant de déporter le contrôle de l'aiguille, et donc de faciliter la réalisation de la tâche. Cependant, les environnements des scanners X et IRM imposent des contraintes très importantes quant à la conception de ces dispositifs. Ces derniers doivent en effet être compatibles avec l'imageur, de manière à ne pas détériorer la qualité de l'image lors de son utilisation. On sait par exemple que la susceptibilité magnétique des matériaux employés a un impact direct sur la transparence des dispositifs dans les images IRM. De plus, le dispositif doit être

compact, au point de pouvoir le placer dans l'imageur avec le patient. De nombreux systèmes ont déjà été développés, en considérant différents niveaux et types d'assistance, et différentes démarches de conception. A notre sens, la conception de ces dispositifs reste perfectible. Le premier apport de cette thèse est donc de proposer une nouvelle approche pour la conception de tels dispositifs, qui voit la combinaison de l'emploi de structures monoblocs avec l'utilisation de la fabrication additive multi-matériaux comme procédé de fabrication. Cette combinaison permet d'obtenir des dispositifs d'assistance à la fois compacts et compatibles avec les scanners X et IRM. C'est ce que nous montrons dans cette thèse, en construisant notre démarche à travers quatre chapitres.

**Contexte et positionnement :** le premier chapitre précise le contexte du travail, à savoir la radiologie interventionnelle percutanée, afin d'identifier les difficultés et limites rencontrées par le radiologue. Nous réalisons ensuite un état de l'art des systèmes existants, pour classifier les différentes approches employées vis-à-vis des différentes étapes de la procédure, à savoir positionnement, orientation et insertion de l'aiguille. Cette analyse nous permet de positionner notre propre approche, à savoir un dispositif installé sur le corps du patient, permettant de contrôler de façon déportée l'orientation de l'aiguille et son insertion. Notre première contribution se situe alors au niveau de la conception de ce dispositif, en proposant la réalisation de dispositifs compliant, multi-matériaux, fabriqués par fabrication additive. La suite du chapitre conduit à la sélection d'une méthode de synthèse des mécanismes compliant, ainsi que d'un procédé de fabrication adapté.

**Une nouvelle liaison compliant :** la méthode de synthèse choisie pour la conception du dispositif compliant repose sur l'utilisation de liaisons pivots compliant. Ces liaisons doivent posséder des propriétés adaptées à l'application, à savoir une compacité importante, une large amplitude et une faible raideur en rotation. Tirant parti du procédé de fabrication, nous proposons une nouvelle liaison compliant, appelée liaison HSC, dont la géométrie particulière permet d'assurer ces propriétés. Dans ce chapitre, nous introduisons tout d'abord sa géométrie et nous validons expérimentalement ses propriétés. Une étude numérique est ensuite menée, de manière à observer l'influence des paramètres géométriques de la liaison sur sa compliance afin d'identifier les meilleures configurations. Remarquant que le procédé de fabrication a un impact significatif sur les performances de la liaison, nous proposons une méthode permettant d'assurer des performances des liaisons produites.

**Du mécanisme au dispositif :** nous développons dans un troisième temps des composants qui assurent les fonctionnalités d'actionnement et de perception, qui sont, avec la cinématique, les trois fonctions essentielles d'un système robotique. Intégrées avec le mécanisme compliant, ces solutions permettent la réalisation de dispositifs robotiques monoblocs. Nous introduisons tout d'abord une solution d'équilibrage statique, permettant de réduire la raideur principale de la liaison. Ensuite, nous proposons une solution de freinage pneumatique sûre, assurant un blocage de la liaison dans une position choisie. Enfin, nous présentons un codeur optique pour

la perception de la position de la liaison. Chaque solution proposée est dimensionnée et testée expérimentalement, de manière à garantir ses performances.

**Vers une nouvelle génération de dispositifs d'assistance :** dans ce dernier chapitre nous développons trois dispositifs différents, chacun répondant à un cahier des charges spécifique. Ils sont introduits dans un ordre de complexité croissant, correspondant à l'ordre chronologique de leur développement. Le premier dispositif offre une assistance dans la tâche d'orientation d'aiguille réalisée avant l'insertion, et permet donc de s'assurer d'un choix de trajectoire optimal. Sa conception intègre uniquement les fonctions cinématiques et d'actionnement. Le second dispositif que nous avons développé propose, en plus d'une assistance à l'orientation, un guidage lors de l'insertion et possiblement une correction de cette trajectoire. Par rapport au dispositif précédent, il intègre en plus les fonctions de blocage et de perception. Enfin, le troisième dispositif que nous introduisons est le plus abouti. Il répond au cahier des charges défini dans le premier chapitre et permet de réaliser de façon déportée les tâches d'orientation et d'insertion de l'aiguille, tout en étant monté patient et compatible avec les scanner X et IRM.

Enfin, une conclusion est présentée. Elle résume les travaux réalisés, met en avant les principaux résultats et contributions, ce qui permet de mettre en place les perspectives envisagées pour la suite de ces travaux.

---

# Chapitre 1

## Contexte des travaux

*« Concevez toujours une chose en la considérant dans son contexte. »*

---

Eliel Saarinen, architecte finlandais

### Sommaire

---

<b>1.1</b>	<b>Contexte médical : la radiologie interventionnelle . . . . .</b>	<b>7</b>
1.1.1	Définition et principe . . . . .	7
1.1.2	Les procédures percutanées . . . . .	9
	Procédures avec guidage par imagerie à rayon X . . . . .	10
	Procédures avec guidage par IRM . . . . .	10
	Constat et proposition . . . . .	11
<b>1.2</b>	<b>Analyse et réflexion sur l'assistance aux gestes . . . . .</b>	<b>12</b>
1.2.1	Systèmes d'assistance existants . . . . .	13
	Systèmes passifs . . . . .	13
	Systèmes actionnés compatibles scanner X . . . . .	14
	Systèmes actionnés compatibles IRM . . . . .	16
	Synthèse . . . . .	18
1.2.2	Approche proposée . . . . .	19
	Choix vis-à-vis du contexte applicatif . . . . .	19
	Proposition de contributions en conception robotique . . . . .	21
<b>1.3</b>	<b>Fabrication additive et méthodes de conception . . . . .</b>	<b>22</b>
1.3.1	Fabrication Additive Multi-Matériaux (FAMM) . . . . .	22
	Procédé SDM . . . . .	22
	Procédé RaMP . . . . .	23
	Procédé LaCER . . . . .	23
	Procédé SCM . . . . .	23
	Photopolymérisation multi-matières . . . . .	24
	Micro-injection 3D multi-matières . . . . .	24
	Bilan . . . . .	25

---

## CHAPITRE 1. CONTEXTE DES TRAVAUX

---

1.3.2	Méthodes de conception pour la fabrication additive . . .	26
	Méthodes existantes . . . . .	26
	Synthèse . . . . .	27
1.3.3	Méthodes de synthèse de mécanismes compliants . . . . .	28
	Optimisation topologique . . . . .	28
	Approche par blocs élémentaires . . . . .	29
	Approche cinématique . . . . .	30
	Bilan . . . . .	31
<b>1.4</b>	<b>Synthèse du chapitre 1 . . . . .</b>	<b>31</b>

---

Le but de ce premier chapitre est de présenter le contexte médical dans lequel la thèse s'inscrit, à savoir la radiologie interventionnelle, afin de cerner tout d'abord les enjeux des travaux présentés. Une description des procédures percutanées considérées permet la mise en évidence de l'utilité de dispositifs d'assistance, ainsi que les points clés pour leur utilisation. Ensuite, un certain nombre de systèmes commerciaux et de prototypes sont présentés, afin de réaliser un état de l'art des dispositifs existants. L'approche adoptée dans cette thèse est alors introduite, en s'appuyant sur les limites à notre sens de ces derniers.

Nous proposons de combiner fabrication additive et mécanismes compliants, ce qui est une approche assez novatrice pour le domaine de la robotique médicale. Un état de l'art sur des travaux similaires dans d'autres spécialités de la robotique est donc par ailleurs réalisé. Il permet ainsi de situer les travaux dans un contexte plus large.

## 1.1 Contexte médical : la radiologie interventionnelle

### 1.1.1 Définition et principe

Telle que définie par la Société Française de Radiologie, la radiologie interventionnelle comprend *"l'ensemble des actes médicaux invasifs ayant pour but le diagnostic et/ou le traitement d'une pathologie et réalisée sous guidage et sous contrôle d'un moyen d'imagerie (Rayons X, ultrasons, IRM)."* [SRI 2010]

Utilisant un imageur médical, ces techniques sont réalisées par un médecin radiologue. Développée dans les années 1960 [Murphy 2005], la radiologie interventionnelle est largement employée de nos jours. En France, en 2009, environ 545 000 procédures ont été réalisées [SRI 2010]. Le nombre d'actes du même type était de 330 000 en 2006, ce qui montre le développement de ces techniques [INCa 2006]. Et les procédures de radiologie interventionnelle devraient continuer à se développer. Selon l'organisme UNICANCER, leur emploi sera même multiplié par 4 entre 2013 et 2020 [UNICANCER 2013].

Appliquées au domaine de la cancérologie, ces techniques permettent d'accéder de façon peu invasive à des cibles tumorales, ceci par des accès naturels ou percutanés. Basées sur l'utilisation d'une aiguille, les procédures par accès percutané présentent un grand intérêt pour le patient, car elles permettent d'atteindre des organes situés en profondeur de façon beaucoup moins traumatisante que les techniques chirurgicales. Par exemple, cela permet de réaliser un diagnostic, dans le cas d'une biopsie, ou de détruire les cellules cancéreuses dans le cas d'une cryothérapie. Pour le patient, cela représente un traitement plus précis et moins invasif, ce qui est bénéfique pour son bien-être. Cela signifie aussi une durée de séjour hospitalier plus court.

Dans ce manuscrit, nous nous focalisons sur les procédures de radiologie interventionnelle percutanées réalisées sur des organes abdominaux tels que le foie ou les

reins. Du fait de la profondeur à laquelle ils sont situés, il est nécessaire d'insérer l'aiguille à une profondeur généralement située entre (50 et 100 millimètres. La précision requise est importante, de l'ordre du millimètre. Une telle précision permet de biopsier et de traiter des tumeurs à un stade précoce et donc d'augmenter les chances de rémission pour le patient.

Plusieurs techniques d'imagerie sont employées lors des procédures percutanées : échographie, tomодensitométrie (couramment appelée imagerie par rayon X) et Imagerie par Résonance Magnétique (IRM). L'imagerie échographique nécessite l'équipement le moins cher et le plus compact. Elle permet une visualisation dans un plan de coupe. Des sondes multi-éléments existent, de manière à obtenir des images en trois dimensions. Les images obtenues sont cependant fortement bruitées et elles présentent un contraste entre les tissus de différentes natures faible, avec une taille de pixel de l'ordre de (0.3 mm  $\times$  0.3 mm). De plus, ce type d'imagerie ne permet la visualisation que sur de faibles profondeurs, ce qui fait que les deux autres techniques d'imagerie sont privilégiées pour les procédures étudiées dans ces travaux.

L'utilisation de la tomодensitométrie permet une reconstruction en 3D d'une partie du patient à partir de différentes coupes, avec une résolution intéressante : la taille d'un voxel est de l'ordre de (0.4 mm  $\times$  0.4 mm  $\times$  1 mm). Ces propriétés font donc de ce type d'imagerie un outil adapté pour guider l'insertion d'une aiguille. L'appareil, appelé par souci de simplicité scanner X, est constitué d'un émetteur de rayons X réalise une rotation autour du patient en même temps que les récepteurs situés en face. Ces derniers mesurent la quantité de rayons ayant traversé le corps du patient, différente selon les organes et tissus rencontrés. L'image est ensuite construite via un traitement par ordinateur des rayons reçus. Les rayons X présentent un caractère nocif pour le corps humain. Pour le patient, qui n'est exposé que le temps d'une procédure, le bénéfice reste plus important que les risques encourus. En revanche, cela représente un problème sanitaire pour le personnel, et en particulier le radiologue, qui travaille à proximité du scanner plusieurs heures par jour.

De ce fait, l'utilisation de l'IRM est très intéressante car plus sûre pour le patient et le radiologue. Elle permet de détecter les différences de compositions chimiques entre les tissus par application de champs magnétiques uniformes ou non uniformes. Le praticien n'encourt donc aucun risque d'irradiation. Malgré une résolution plus faible, avec un voxel de l'ordre de (2 mm  $\times$  2 mm  $\times$  5 mm), les images obtenues ont l'avantage de présenter un important contraste pour les tissus mous. Son utilisation reste cependant coûteuse, du fait de son coût horaire et de l'utilisation d'un matériel spécialement conçu pour cet environnement. De plus, la génération d'un champ magnétique intense homogène, le plus souvent entre 1.5 T et 3 T à l'heure actuelle, conduit à des imageurs, couramment appelés scanners IRM, dont les tunnels sont plus étroits et plus longs que ceux des scanners X. A titre d'exemple, comme présenté dans la figure 1.1, un appareil d'IRM modèle Philips Achieva 3.0T possède un tunnel de longueur 167 cm et de diamètre 60 cm, alors que le tunnel d'un scanner X modèle Siemens Somatom Emotion présente une longueur de 94 cm et un diamètre de 70 cm.

Quelle que soit la modalité d'imagerie employée, la procédure accomplie est très

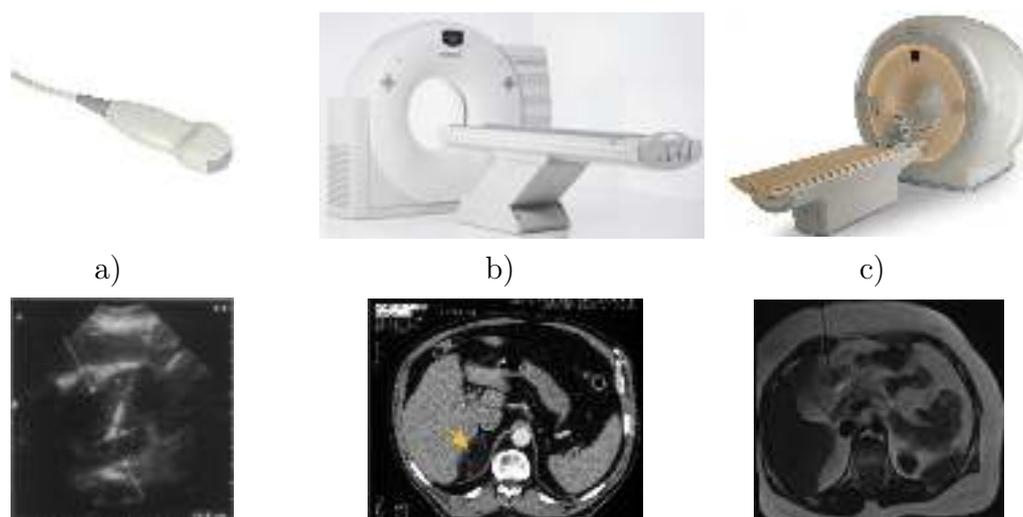


FIGURE 1.1 – Imagers utilisés en radiologie interventionnelle percutanée et exemples d'images obtenues. a) Echographe. b) Scanner à rayons X. c) Scanner IRM.

délicate et les gestes réalisés complexes. Afin d'évaluer et d'exposer précisément les difficultés rencontrées dans la réalisation de ces procédures, nous avons analysé les gestes tels que pratiqués au pôle d'imagerie interventionnelle du Nouvel Hôpital Civil de Strasbourg, dirigé par la professeur A. Gangi.

### 1.1.2 Les procédures percutanées

Les observations faites sont a priori spécifiques à chaque service de radiologie. Les gestes réalisés en radiologie interventionnelle sont en effet encore assez liés à l'expérience du praticien. Mais comme nous allons le voir, les constatations sont révélatrices de points essentiels sur les difficultés des gestes réalisés. Dans une phase pré-opératoire, des images du patient sont tout d'abord acquises de manière à couvrir un large volume autour de la zone d'intérêt. Ces images sont ensuite utilisées pour planifier la procédure. Cela consiste à définir le point d'insertion et la zone cible de chacune des aiguilles à partir des images acquises. Une fois la planification achevée, la procédure en elle-même est réalisée. Elle peut durer de 30 à 45 minutes pour une biopsie, et jusqu'à 3 heures pour une procédure complexe comme une cryothérapie. Dans tous les cas, le patient est d'abord nettoyé, puis placé en position decubitus dorsale ou ventrale à l'intérieur de l'imager. La zone autour des différents points d'insertion des aiguilles est ensuite désinfectée. Le but ici est de s'assurer que la zone d'insertion n'est pas contaminée, ce qui est primordial lors de l'insertion. Le radiologue procède ensuite à la réalisation du geste percutané à proprement parler. Il se décompose en trois phases : positionnement du point d'insertion par rapport à la planification, choix de l'orientation et enfin insertion de l'aiguille. La réalisation de ces étapes diffère selon l'imager utilisé.

### Procédures avec guidage par imagerie à rayon X

Ici, le patient est tout d'abord positionné dans le tunnel du scanner X. Ceci est réalisé automatiquement, la table sur laquelle est placée le patient étant motorisée. Grâce à la phase de planification et à la présence de marqueurs laser intégrés à l'imageur, il est ensuite possible de repérer le point d'entrée d'une aiguille directement sur le patient et donc de recalibrer manuellement la position du patient par rapport aux images. L'aiguille est ensuite insérée selon l'angle estimé lors de la phase pré-opératoire (fig. 1.2). L'orientation est très variable selon les procédures, mais l'aiguille est généralement contenue dans un cône d'une ouverture de  $90^\circ$  dont l'axe est perpendiculaire à la peau au niveau de l'insertion. Des images sont acquises à intervalles réguliers afin de corriger la trajectoire. Lors de ces acquisitions, le radiologue, si possible, ne maintient pas l'aiguille directement avec ses mains, ceci afin de limiter son exposition aux rayons ionisants. Dans l'idéal, il doit se placer derrière une paroi de protection afin de limiter au maximum l'irradiation. Pour les mêmes raisons, le nombre d'images acquises durant la procédure est réduit, et l'acquisition des images de façon continue, possible avec ce type d'imageur en mode fluoroscopie, est réduite aux étapes critiques de l'intervention.



FIGURE 1.2 – Exemple de procédure percutanée par guidage scanner.

### Procédures avec guidage par IRM

Comme pour le scanner X, le patient est dans un premier temps inséré dans le tunnel du scanner IRM, puis le point d'insertion est repéré sur le patient. L'orientation est ensuite définie, avec une amplitude du même ordre de grandeur que dans le cas d'une procédure sous rayon X. En revanche, la procédure est réalisée avec une acquisition en temps-réel, soit une image par seconde environ, car ce type d'imagerie ne présente pas de caractère nocif. Dès lors, la difficulté lors de l'insertion est de positionner les plans de coupe de l'IRM, au nombre de trois, par rapport à la position et à l'orientation de l'aiguille, de façon à faciliter le travail du radiologue. Ce travail délicat est réalisé par un assistant, placé en dehors de la salle du scanner IRM, qui

positionne ces 3 plans en fonction de la position de l'aiguille dans le patient et des instructions du radiologue.

L'avantage ici est que le suivi du trajet de l'aiguille se fait en temps-réel, rendant la procédure plus sûre pour le patient. En revanche, pour le praticien, la procédure reste complexe car une fois dans le tunnel du tunnel IRM, l'accessibilité au patient est très réduite. Le radiologue doit donc faire au mieux pour insérer l'aiguille tout en regardant les images obtenues l'IRM et en guidant l'assistant, comme on peut le voir sur la figure 1.3.



FIGURE 1.3 – Exemple de procédure percutanée par guidage IRM.

### Constat et proposition

Quel que soit l'imageur employé, la manipulation de l'aiguille se fait en trois étapes, généralement réalisées dans l'ordre suivant :

1. positionnement du point d'insertion
2. réglage de l'orientation
3. insertion

Apportant de vrais bénéfices pour le patient, il apparaît que les procédures de radiologie interventionnelle percutanées avec guidage sous rayons X ou IRM sont cependant très complexes à réaliser. Une fois le patient dans le tunnel, l'accessibilité à son abdomen et à la zone d'insertion est réduite, d'autant que le radiologue doit en même temps suivre la progression de l'insertion sur l'écran de l'imageur (fig. 1.3). La réalisation de ces deux tâches de façon simultanée rend ainsi la procédure délicate. A cela s'ajoute, dans un scanner X, une exposition prolongée des mains et avant-bras aux rayons ionisants, car il n'est pas rare que la manipulation de l'aiguille doive se faire en même temps que la prise d'image. Sous scanner IRM, l'étroitesse du tunnel est encore plus importante, rendant la manipulation de l'aiguille encore plus difficile. Enfin, étant donné la dextérité requise durant le geste et son caractère

délicat, le temps d'apprentissage est très conséquent et limite le développement de ces techniques.

L'utilisation d'un dispositif pour assister le praticien lors de ces gestes, en aidant à positionner, orienter et insérer de manière précise l'aiguille, doit permettre de simplifier le geste, de limiter sa durée et d'augmenter la sécurité pour le praticien dans le cas d'un guidage par scanner X. C'est par conséquent l'objectif que nous nous sommes fixés sur un plan applicatif.

Sur le plan de la conception, proposer un tel dispositif requiert de gérer un certain nombre de contraintes propres à l'environnement et aux procédures. Premièrement, il doit être **compatible avec l'imageur**, c'est à dire ne pas détériorer la qualité de l'image quand il est dans le champ de l'appareil. Scanner X et scanner IRM étant tous les deux des imageurs d'intérêt, il s'agit idéalement qu'un dispositif soit compatible avec les deux types de scanner.

Ensuite, il doit être **compatible de part sa taille**. Elle doit permettre d'accéder à la zone abdominale du patient lorsque ce dernier est au sein de l'imageur. Etant donné la taille du tunnel, cet espace se limite alors à quelques dizaines de centimètres cubes. Le dispositif doit donc être compact, de manière à ce que sa taille ne soit pas un obstacle à son utilisation.

Enfin, il doit être **compatible avec la procédure**. Il doit être facile à déplacer et à installer au cours de la procédure, et il ne doit gêner ni le patient ni le praticien lors de son utilisation. Légèreté, manipulabilité sont alors autant de points essentiels. Son emploi ne doit pas non plus augmenter la durée de l'opération, ce qui serait gênant pour le patient, et entraînerait une augmentation du coût de la procédure. Enfin, il est par ailleurs nécessaire d'assurer la stérilité du dispositif, afin de permettre son usage durant le geste.

L'idée d'utiliser un dispositif d'assistance pour les gestes pratiqués en radiologie interventionnelle percutanée n'est bien sûr pas nouvelle, et un certain nombre de systèmes existent, qu'ils soient commercialisés ou à l'état de prototype. Ils ne sont cependant pas pleinement satisfaisants dans leur conception, comme nous le mettons en avant dans la suite, avant d'introduire notre proposition.

## 1.2 Analyse et réflexion sur l'assistance aux gestes

L'analyse que nous proposons ici se focalise tout d'abord sur l'étude des systèmes passifs, puis des systèmes compatibles avec les scanner X, et pour finir des systèmes compatibles avec un scanner IRM. Une synthèse est alors réalisée, de manière à dégager les points de réflexion essentiels. Ces points nous ont servi de base pour faire des choix préliminaires de conception et construire une proposition de solution.

## 1.2.1 Systèmes d'assistance existants

### Systèmes passifs

Certains dispositifs proposés pour assister le radiologue sont passifs, i.e. non-actionnés. Plusieurs systèmes de ce type sont ainsi commercialisés. Nous citerons ici les deux dispositifs les plus pertinents, utilisés lors de procédures percutanées.

Le premier est le système Simplify Needle Holder [NeoRad ], commercialisé par NeoRad ®. De petite taille (fig. 1.4 a)), avec un diamètre de sa base n'excédant pas 120 mm, ce dispositif est placé sur le patient, autour du point d'insertion. Il permet un maintien de l'aiguille dans une orientation donnée, afin de visualiser sa trajectoire avant insertion sans que le radiologue n'ait besoin de la tenir. Le dispositif SeeStar, commercialisé par AprioMed ®[AprioMed ], reprend la même fonctionnalité, à savoir le maintien de l'orientation de l'aiguille (fig. 1.4 b)). Il propose en plus une assistance avant l'insertion, en créant un artefact dans les images CT représentant l'axe de l'aiguille. L'ajustement de l'orientation de l'aiguille peut donc être réalisé avant la mise en place de l'aiguille.

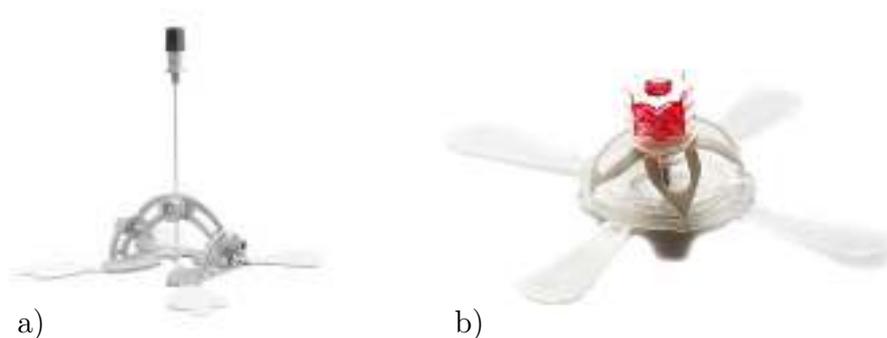


FIGURE 1.4 – Dispositifs d'assistance passifs : a) Simplify, b) SeeStar.

Vendus sous champ stérile, ces deux dispositifs sont destinés à un usage unique. Ils sont entièrement composés de plastique, leurs assurant une parfaite compatibilité avec les deux types d'imageurs. Ils sont compacts, et légers, les rendant faciles à installer et à utiliser. Reste qu'ils servent seulement de guide lors de l'insertion, ce qui ne résout ni le problème de l'accessibilité au patient, ni celui de l'exposition aux rayons X.

C'est pour cela que de nombreux dispositifs actionnés ont été développés, permettant un contrôle à distance de certaines tâches. Plusieurs publications inventorient de manière assez exhaustive le large nombre de systèmes développés durant les vingt dernières années [Cleary 2006, Elhawary 2008, Hungr 2014]. A notre sens, les critères de compatibilité énoncés en section 1.1.2 sont essentiels pour le bon fonctionnement d'un dispositif. Nous avons donc analysé la pertinence des systèmes existants vis-à-vis de ces critères, et présentons ici seulement les dispositifs les plus représentatifs.

### Systèmes actionnés compatibles scanner X

La conception d'un dispositif compatible avec le scanner X peut se faire relativement simplement comparé à l'environnement IRM, en évitant l'emploi de matériaux métalliques ou de composants actifs dans le plan de coupe du scanner X. Comme par ailleurs cet imageur présente un tunnel plus court et de plus grand diamètre que le scanner IRM, les premiers dispositifs ont été développés pour cet environnement.

L'un des premiers systèmes développés est le système PAKY (Percutaneous Access of the Kidney), développé à l'université de John Hopkins, Baltimore, USA [Stoianovici 1997]. Ce système permet de réaliser de façon actionnée la tâche d'insertion de l'aiguille grâce à un système d'entraînement par friction. L'aiguille est placée entre deux rouleaux, qui une fois entraînés induisent un mouvement de translation de l'aiguille. Dans un premier temps [Stoianovici 1997], ce système a été monté sur un bras passif fixé sur la table (fig. 1.5 a)). Le praticien doit donc tout d'abord régler manuellement la position et l'orientation de l'aiguille puis les bloquer. L'insertion est ensuite contrôlée grâce au système PAKY. Ensuite, le système a été monté sur un bras articulé possédant un centre de rotation déporté [Stoianovici 1998]. Il permet, après positionnement de façon manuelle du point d'insertion, de contrôler l'orientation de l'aiguille à l'aide d'un joystick (fig. 1.5 b)). Enfin, une troisième version a été développée, appelée AcuBot [Stoianovici 2003], qui permet la réalisation de ces trois tâches de façon télé-opérée, chacune d'elle étant découplée et pilotée par un module robotique différent (fig. 1.5 c)). L'évolution entre les trois systèmes est ici intéressante, mettant en évidence un lien entre la compacité du système et le nombre de tâches pilotées.



FIGURE 1.5 – a) Système d'insertion d'aiguille PAKY monté sur un bras passif. b) Système d'insertion d'aiguille PAKY monté sur un mécanisme RCM motorisé. c) Système AcuBot.

Le second système qu'il nous semble intéressant de décrire est le système B-Robl [Kronreif 2003, Kronreif 2004], développé par le Centre de Recherche ARC en Autriche (fig. 1.6 a)). Ce système permet de contrôler la position et l'orientation de l'aiguille, l'insertion étant réalisée par la suite manuellement. Un système passif permet dans un premier temps de régler de façon grossière la position du point d'insertion. Un réglage plus précis de la position et de l'orientation est ensuite réalisé de façon motorisée, en se basant sur les images du scanner X et la trajectoire définie lors de la planification. Pour ce faire, deux bras en carbone possédant chacun 2 degrés

de liberté (ddl) sont connectés de façon parallèle à l'aiguille via des liaisons rotules. Une seconde version a été développée, B-RobII [Kronreif 2006], conçue pour être utilisée en routine clinique (fig. 1.6 b)). Nous remarquons que le dispositif robotisé permettant le contrôle de la position et de l'orientation est compact, mais c'est la partie qui le lie à la table dans la seconde version qui est encombrante (fig. 1.6 b)). Il est alors légitime de se demander si fixer le robot à l'imageur est une solution intéressante sur le plan de la compacité.

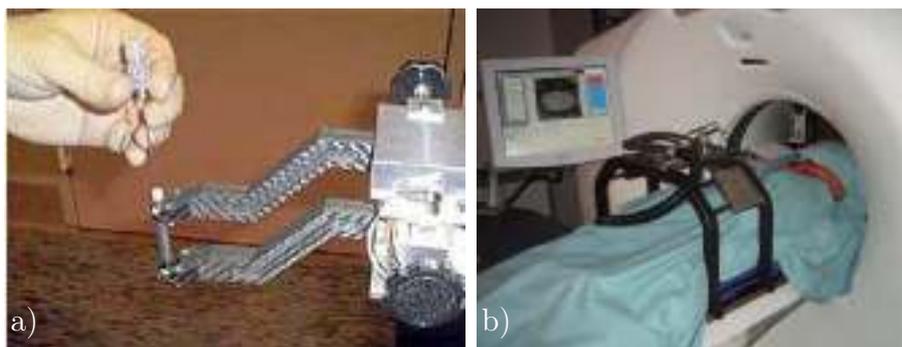


FIGURE 1.6 – Système d'insertion d'aiguille a) B-RobI et b) B-RobII.

Le dispositif CT-Bot [Maurin 2005, Maurin 2006] présente alors une autre approche. Au lieu d'être fixé à la table du scanner, ce dernier est posé sur l'abdomen du patient. Il permet de contrôler l'aiguille à la fois en position et en orientation (quatre degrés de liberté), via un mécanisme parallèle original. (fig. 1.7 a)). L'insertion est ensuite réalisée par téléopération. Le fait de poser le dispositif sur le patient rend la position par rapport au scanner variable, ce qui est gênant lorsque l'on veut contrôler le robot à partir des images issues du scanner X. Pour ce faire, des marqueurs spécifiques ont ici été développés et intégrés à la base du dispositif afin de reconstruire sa pose et donc celle de l'aiguille à partir des images. Une fois la phase de planning réalisée, le robot peut donc positionner automatiquement l'aiguille selon la position et l'orientation définie.

Egalement monté patient, le dispositif Robopsy [Walsh 2008] permet l'orientation et l'insertion de façon contrôlée d'une aiguille (fig. 1.7 b)). De part sa conception mécanique, ce dispositif est à la fois peu coûteux et léger, caractéristique importante car le système est monté patient. L'orientation de l'aiguille est réalisée par deux glissières sphériques motorisées dont l'intersection correspond à la position du mécanisme d'insertion de l'aiguille. En contrôlant l'inclinaison des glissières, l'orientation de l'aiguille autour du point d'insertion est modifiée. L'insertion est quant à elle réalisée par la rotation de deux rouleaux, convertie en translation via la friction avec l'aiguille. Un degré de liberté a été ajouté afin d'activer ou non la friction entre l'aiguille et les rouleaux, permettant ainsi de relâcher l'aiguille à tout moment. En terme d'actionnement, quatre moteurs contrôlent l'ensemble des degrés de liberté. Une fois la trajectoire planifiée, le praticien positionne le système au niveau du point d'insertion. Il utilise ensuite le dispositif Robopsy pour fixer l'orientation en fonction

de la position de l'aiguille dans l'image. L'insertion est alors réalisée selon la profondeur planifiée, la position finale étant vérifiée grâce à l'imageur. Ici, l'image n'est pas utilisée dans la boucle de contrôle. L'asservissement est en quelque sorte réalisé par le praticien. Ceci permet d'avoir un système plus compact car aucun marqueur n'est nécessaire pour recalibrer la position du dispositif dans l'imageur.

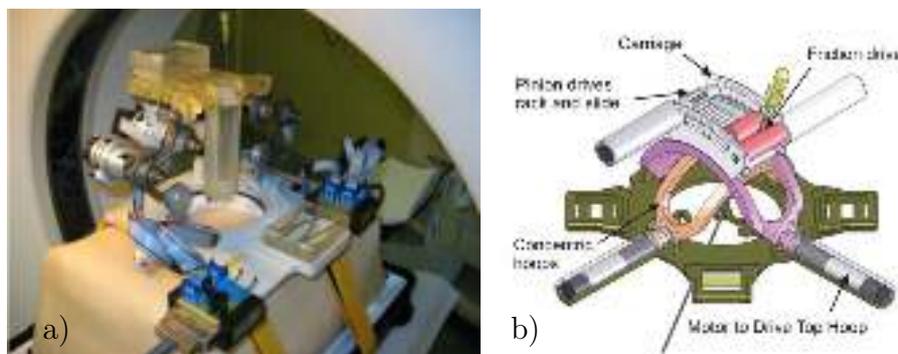


FIGURE 1.7 – a) Système CT-Bot. b) Dispositif Robopsy

### Systèmes actionnés compatibles IRM

Du fait du principe d'imagerie employé, il est plus difficile de concevoir des dispositifs pour la radiologie interventionnelle percutanée sous scanner IRM. Le caractère magnétique des matériaux ne suffit pas à assurer l'absence d'influence sur l'imageur, et leur susceptibilité magnétique doit alors être étudiée [Schenck 1996]. Le fait d'employer des composants actifs peut aussi provoquer des artefacts dans l'image, même en employant par exemple des céramiques piézo-électriques [Elhawary 2008].

La majorité des dispositifs ont été développés pour des interventions sur la prostate, le cancer de la prostate étant une pathologie très répandue, rendant d'intérêt le développement d'outils de diagnostic et de thérapie ciblée. Cet organe est de plus facilement accessible une fois le patient dans le scanner IRM. C'est donc pour des procédures prostatiques que les premiers dispositifs ont été développés. Même si ce ne sont pas les procédures étudiées dans le cadre de nos travaux, nous présentons deux de ces systèmes, de manière à analyser les solutions employées pour s'affranchir des contraintes de l'environnement IRM.

Le premier est le dispositif MrBot, développé par Muntener et al. [Muntener 2008]. Il comporte cinq degrés de liberté, permettant ainsi de contrôler la position et l'orientation de l'aiguille (fig. 1.8 a)). L'organe terminal comporte un degré de liberté supplémentaire afin de réaliser l'insertion de façon automatique. Le système est contrôlé par un asservissement basé image, permettant ainsi un positionnement automatique de l'aiguille par rapport à la position définie lors de la phase de planning. L'actionnement est entièrement pneumatique, afin d'assurer une pleine compatibilité avec l'environnement IRM. Il est basé sur des moteurs spécifiquement développés, dénommés PneuStep [Stoianovici 2007].

Le second dispositif a été développé par Fischer et al. [Su 2011, Hao 2011]. Il présente six degrés de liberté. Les trois premiers servent à déplacer le support d'aiguille motorisé dans l'espace cartésien. Le support d'aiguille possède deux degrés de liberté. Le premier sert à contrôler l'insertion de l'aiguille, et le second à créer une rotation continue de l'aiguille lors de cette insertion (fig. 1.8 b)). Ceci permet de réduire les dommages faits aux tissus lors de l'insertion, et améliore la précision de l'insertion. Ce dispositif intègre aussi un capteur d'effort optique. Cela permet de donner des informations sur l'effort d'insertion au praticien lors d'une utilisation en téléopération. Ce retour haptique est très utile car il permet, malgré l'utilisation à distance du système, de reproduire la sensation du toucher perçue lors de l'insertion manuelle. Cette information est normalement exploitée pour estimer l'avancée de l'aiguille dans le corps, et par exemple percevoir la ponction de tissus comme la capsule prostatique entourant la prostate. La structure du dispositif est entièrement composée de plastique, ce qui assure sa compatibilité.

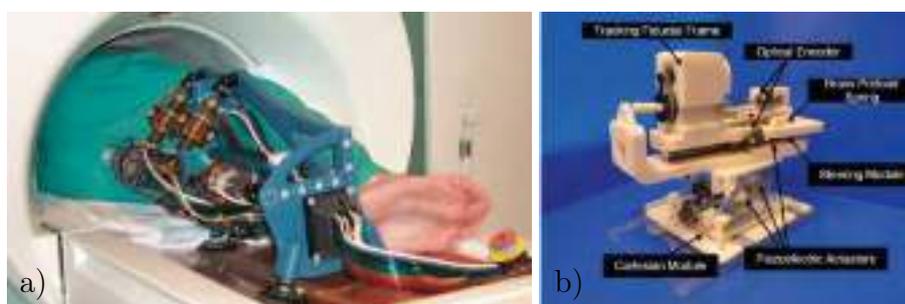


FIGURE 1.8 – a) Système MrBot b) Dispositif développé par Fischer et al.

Concernant les procédures percutanées abdominales, nous avons choisi de présenter deux systèmes, un système commercial, et un dispositif dont les solutions retenues nous paraissent pertinentes. Le seul système qui ait été commercialisé est le système INNOMOTION, développé par Innomedic, Germany [Melzer 2008]. Son domaine d'application est assez large, permettant à la fois de réaliser des procédures prostatiques, abdominales ou dorsales. Fixé à la table de l'imageur via une arche passant au dessus du patient, ce dispositif se présente sous la forme d'un bras série possédant cinq degrés de liberté (fig. 1.9 a)). Il permet de contrôler la position et l'orientation de l'aiguille, l'insertion restant manuelle. L'actionnement est réalisé à l'aide de vérins pneumatiques développés spécialement pour cette application, afin de rendre le système sûr en cas de panne de l'alimentation pneumatique. La position de chacun des degrés de liberté est mesurée par des codeurs optiques. Dans son fonctionnement, ce dispositif est asservi en utilisant les images issues de l'IRM, ce qui permet un positionnement automatique de l'aiguille une fois le planning réalisé. En revanche, il est fixé à la table du scanner IRM via une arche (fig. 1.9 a)), ce qui diminue grandement la compacité du système.

A l'inverse, le système LPR (Light Puncture Robot) [Taillant 2004, Bricault 2008],

développé par le laboratoire TIMC à Grenoble, est un dispositif monté patient (fig. 1.9 b)). Il présente cinq degrés de liberté. Un système de courroies, reliant la base au système d'orientation de l'aiguille, permet de déplacer le point d'insertion dans un plan (2 degrés de liberté) via quatre moteurs. Le contrôle de l'orientation se fait ensuite par l'intermédiaire d'un système dédié à deux degrés de liberté (fig. 1.9 b)). Pour l'insertion, le dispositif est composé de deux degrés de liberté : une pince permettant de tenir ou non l'aiguille et une unité de translation, permettant ainsi une insertion séquentielle. Cette technique permet de réduire la longueur de guidage de l'unité de translation, améliorant la compacité du système. Pour assurer la compatibilité avec le scanner IRM, aucun capteur n'est utilisé, sa pose étant directement extraite des images acquises. Un asservissement basé image est ensuite réalisé pour déplacer l'aiguille. De plus, l'énergie pneumatique est employée, combinée à une transmission mécanique, et le dispositif est entièrement fait de plastique. Ces solutions permettent d'assurer la compatibilité, mais aussi la légèreté du système.

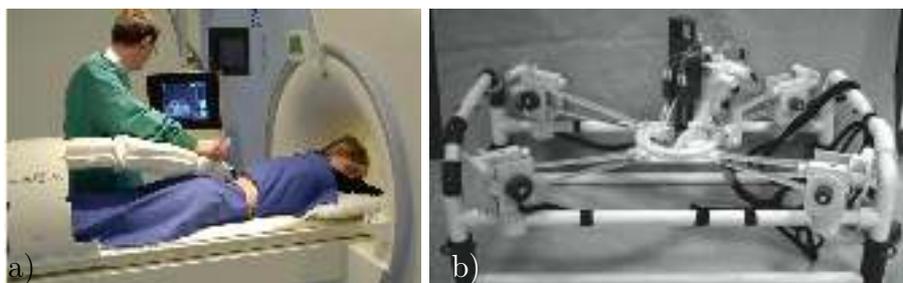


FIGURE 1.9 – a) Système INNOMOTION b) Dispositif LPR.

## Synthèse

Trois aspects ont été mis en avant en section 1.1.2 pour caractériser le besoin dans la proposition d'un assistant aux procédures percutanées pour les geste abdominaux.

Le premier concerne la compatibilité avec le geste. On peut voir dans le tableau 1.1 que le niveau d'assistance varie pour les 3 tâches essentielles que sont la gestion de la position (colonne P dans le tableau 1.1), de l'orientation (colonne O) et de l'insertion (colonne I). Quatre niveaux sont distingués. "Manuelle" correspond à l'absence d'assistance. "Manuelle guidée" correspond à un guidage du geste du praticien par le dispositif. "Téléopération" correspond à une réalisation de la tâche par le biais d'un système motorisé piloté par le radiologue. Enfin "Automatique" désigne une réalisation automatique de la tâche sans intervention directe du radiologue. Le tableau de synthèse montre qu'il n'y a pas aujourd'hui unanimité sur le niveau d'assistance requis pour chacune des trois tâches. Comme nous allons le voir en section 1.2.2, l'analyse de la procédure réalisée dans la section 1.1.2 présente donc un intérêt pour nous aiguiller dans ce choix.

Le second aspect concerne la compatibilité avec l'imageur. Peu de systèmes présentés dans la littérature sont à la fois compatibles avec les scanners X et IRM. Le LPR réussit ce challenge, en adoptant un actionnement en partie déporté, une voie qui semble pertinente pour gérer également le troisième critère, à savoir la compatibilité avec la taille disponible dans les imageurs. L'exemple du robot PAKY est sur ce plan intéressant. Le passage de solutions passives à des solutions actives augmente nettement la complexité du système. En effet, cette transition requiert l'ajout de moteurs, de capteurs, qui sont autant d'éléments supplémentaires à assembler. Du fait de l'ajout de composants, la compacité est alors nettement affaiblie. Si la remarque peut finalement sembler naturelle sur le fond, il s'agit d'un élément pour ce contexte applicatif que nous proposons d'améliorer comme introduit dans la suite.

Les dispositifs diffèrent également par leur installation, étant soit fixés à l'imageur soit montés sur le patient, comme reporté en dernière colonne du tableau 1.1. En effet, les organes de la cavité abdominale présentent des mouvements physiologiques [Walsh 2008], ce qui est à prendre en compte lors de l'insertion de l'aiguille. Si le système est fixé à l'imageur, le recalage de sa position par rapport à l'imageur est aisé. En revanche, les mouvements physiologiques, donc les mouvements entre la cible et le dispositif, sont importants, ce qui complique la procédure et nuit à sa précision, la position de la cible étant constamment en mouvement. A l'inverse, dans le cas d'un système monté patient, le recalage doit être effectué à chaque procédure de manière à connaître la position du dispositif au sein de l'imageur. Les mouvements entre la cible et le dispositif sont par contre compensés partiellement de façon passive. La procédure est alors plus précise et plus simple à réaliser.

## 1.2.2 Approche proposée

### Choix vis-à-vis du contexte applicatif

A notre sens, pour les gestes percutanés sur les organes abdominaux que nous visons, les tâches d'insertion et d'orientation sont les plus complexes à réaliser. En effet, pour orienter l'aiguille de façon précise, aucun repère visuel n'existe pour faire le lien avec la phase de planification. Une assistance est donc souhaitable pour permettre de contrôler l'orientation. L'insertion est la phase la plus délicate à réaliser manuellement, du fait de l'accessibilité réduite, et de l'exposition aux rayons ionisants dans le cas des gestes dans le scanner X. Une assistance robotisée est donc souhaitable, rendant la procédure plus sûre et potentiellement plus précise. Elle peut être réalisée soit par téléopération, soit de façon entièrement automatisée, la conception du dispositif n'étant pas fortement impactée par ce choix.

En revanche, suite à l'analyse des gestes décrite dans la section 1.1.2, nous considérons que la définition du point d'insertion sur le patient est la tâche la moins compliquée à réaliser manuellement. Positionner le système autour de ce point de façon manuelle paraît donc la méthode la plus appropriée. Elle devient de plus naturelle en utilisant un dispositif monté patient, l'approche la plus pertinente comme souligné en section 1.2.1.

En résumé, nous cherchons donc dans ce travail idéalement à proposer un assis-

Systeme	P	O	I	Compatibilité	Pos. / Im
<i>Geste manuel</i>					Non définie
<i>Simplify</i>					
<i>SeeStar</i>					
<i>PAKY I</i>					
<i>PAKY II</i>					
<i>AcuBot</i>					
<i>B-RobI</i>					
<i>B-RobII</i>					
<i>CT-Bot</i>					
<i>Robopsy</i>					
<i>MrBot</i>					
<i>Fischer et al.</i>					
<i>Innomotion</i>					
<i>LPR</i>					

Tache réalisée de façon :                      Environnement :                      Position du dispositif :  
 Manuelle                      Téléopérée                      IRM                      Porté patient  
 Manuelle guidée                      Automatique                      Scanner à rayon X                      Monté sur table

TABLEAU 1.1 – Comparaison des systèmes existants présentés dans la section 1.2.1

tant robotique monté patient, où les fonctions d'orientation et d'insertion de l'aiguille sont motorisées, et qui soit compatible à la fois avec les scanners X et IRM.

### **Proposition de contributions en conception robotique**

En terme de conception, l'objectif est donc d'intégrer dans un espace restreint un système permettant de contrôler l'orientation et l'insertion, c'est-à-dire possédant trois degrés de liberté actifs. Le nombre de degrés de liberté actifs est un des facteurs limitant la compacité du système. En effet, le fait de robotiser une tâche implique l'ajout d'un mécanisme, d'un actionneur voire d'un capteur au dispositif, ce qui augmente le nombre de composants et la complexité du système, et finalement réduit sa compacité. Le challenge est donc de concevoir un dispositif possédant trois degrés de liberté robotisés tout en restant très compact.

Pour cela, nous formulons dans ce manuscrit trois propositions. La première est de supprimer les assemblages au maximum. Diminuer le nombre de ces derniers, et donc finalement réduire le nombre de pièces composant le système, doit permettre d'améliorer la compacité. La structure du dispositif doit alors être compliant, les mouvements ne pouvant être obtenus que suite à la déformation de la matière. Pour disposer de mouvements de grande amplitude avec une articulation compliant, le lecteur peut s'imaginer qu'il suffit de limiter la raideur du matériau employé. Une contradiction apparaît alors avec la fonction de positionnement visée, qui suppose une raideur structurelle importante pour assurer une précision adéquate. La seconde proposition est donc d'utiliser plusieurs matériaux avec des propriétés mécaniques différentes au sein de la structure. En combinant des volumes de matériaux rigides et souples dans un système monobloc, il doit être possible d'améliorer les performances d'un système compliant en terme de raideur, d'amplitude et de compacité. Les deux propositions précédentes impliquent cependant l'utilisation d'un procédé de fabrication permettant la réalisation de pièces multi-matériaux. Notre troisième proposition est donc d'utiliser un procédé de fabrication additive multi-matériaux (FAMM) à base de polymères. Ce procédé permet de disposer des propriétés évoquées ci-dessus, et par ailleurs d'une grande liberté dans les formes réalisées, ce qui permet d'envisager un gain supplémentaire en terme de compacité. De plus, nous assurons en utilisant des matériaux polymères, la compatibilité avec les deux imageurs considérés.

Jusqu'à maintenant dans ce chapitre, nous avons étudié la problématique de la conception de systèmes robotisés pour la radiologie interventionnelle percutanée sous scanner X ou IRM. Nous avons ensuite analysé les procédures réalisées actuellement et plusieurs systèmes existants, ce qui nous a permis de réaliser des choix de conception. Afin d'obtenir des systèmes plus performants en terme de compatibilité et de compacité, nous proposons la conception de dispositifs compliant, multi-matériaux et fabriqués par FAMM. Se pose alors la question du choix du procédé de fabrication additive, d'une méthode de conception adaptée. Ces points sont successivement abordés dans la section suivante.

## 1.3 Fabrication additive et méthodes de conception

### 1.3.1 Fabrication Additive Multi-Matériaux (FAMM)

Nous nous intéressons donc aux procédés de FAMM permettant la fabrication de mécanismes. Il s'agit de produire des dispositifs à l'échelle de quelques millimètres ou quelques dizaines de millimètres, échelle qualifiée de mésoscopique [Vogtmann 2013]. Etant donné le contexte, nous considérons les procédés permettant de réaliser des pièces à l'unité ou en petite série. Ces critères se retrouvent dans la robotique mobile dite "bioinspirée". Il s'agit alors de reproduire des comportements cinématiques complexes issues du monde animal. Le poids devant alors être minimisé pour des raisons énergétiques, les contraintes de compacité sont importantes. L'utilisation de plusieurs matériaux de rigidité différentes dans une même pièce permet de satisfaire ces contraintes. Un certain nombre de travaux dans ce domaine a donc porté sur le développement de procédés de FAMM.

#### Procédé SDM

Un des procédés les plus exploités est le Shape Deposition Manufacturing (SDM) [Clark 2001, Cutkosky 2009]. Il permet, par une succession de moulages et d'usinages, de réaliser des pièces multi-matériaux, voire même d'intégrer divers éléments du système robotique à l'intérieur de la structure, ce qui améliore encore la compacité du système. La démarche du procédé, ainsi qu'un exemple de liaison compliante réalisée par ce procédé sont présentés dans la figure 1.10. Il nécessite la réalisation de moules, des problèmes de démoulabilité peuvent donc se poser. De plus, la réalisation de formes complexes implique l'exécution de nombreux cycles et donc le dépôt de nombreuses couches. Le temps de fabrication devient alors important, avec à ce jour un degré d'automatisation très faible.

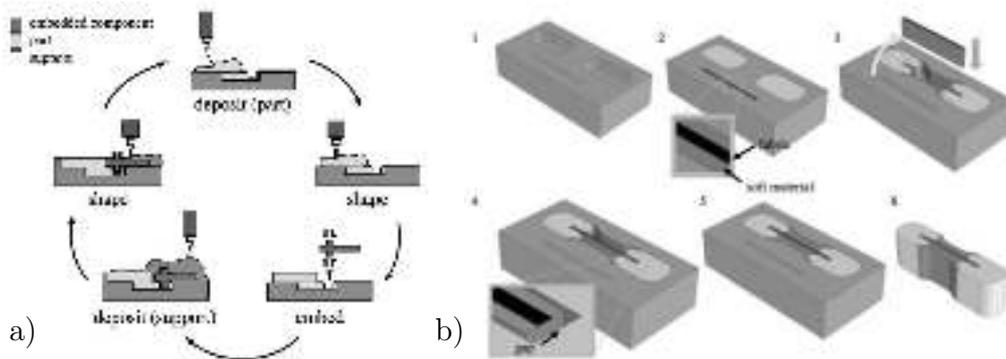


FIGURE 1.10 – a) Principe du procédé SDM. b) Production d'une liaison compliante avec le procédé SDM.

### Procédé RaMP

Le procédé RaMP (Rapid Microrobot Prototyping Process) [Rajkowski 2010], permet, via le dépôt d'une succession de couches de polymères traitées par UV et de masques, de créer des mécanismes multi-matériaux (fig. 1.11 a)). Un exemple est présenté en figure 1.11 b)). Un parallélépipède d'élastomère fait office de liaison pivot, permettant ainsi un actionnement de faible énergie, qui peut être intégré à la structure. Cette méthode présente un faible coût [Rajkowski 2010], Elle n'a été employée jusqu'à maintenant que pour la réalisation de mécanismes plans, mais la réalisation de mécanismes dans l'espace pourrait être envisagée.

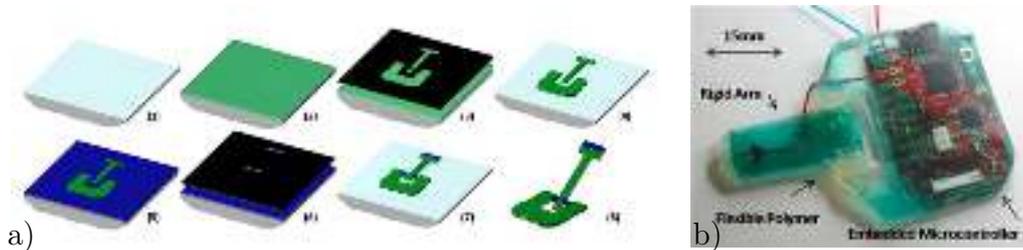


FIGURE 1.11 – a) Principe du procédé RaMP b) Exemple de pièces réalisées avec le procédé RaMP.

### Procédé LaCER

Appelé LaCER (Laser Cut Elastomer Refill) [Vogtmann 2011, Vogtmann 2013], ce troisième procédé permet d'insérer un matériau élastomère au sein d'une structure découpée au laser dans un matériau rigide, comme montré dans la figure (fig. 1.12 a)). Les contours des pièces sont tout d'abord découpés au laser, puis les futures parties en élastomère sont retirées. Un moule est alors créé, permettant de couler le volume en élastomère. Après polymérisation, la pièce peut être retirée. Ce procédé permet la réalisation de liaisons, voire de mécanismes compliants (fig. 1.12 b)) de faible raideur, large amplitude angulaire et compacité importante. Ici encore, le procédé est adapté à la production de pièces planes.

### Procédé SCM

Wood et al. [Wood 2008a] ont développé un procédé appelé SCM (Smart Composite Microstructures). Une feuille de matériau polymère souple est placée entre deux feuilles de fibres de carbone, donc rigides. Les liaisons compliantes sont réalisées en créant des espaces rectilignes dans les deux feuilles externes par découpe laser, de manière à ce que le polymère puisse se déformer à cet endroit et donc créer une liaison pivot (fig. 1.13). La découpe laser se fait encore une fois dans le plan. Cependant, par une succession de pliages, des mécanismes dans l'espace ont pu être créés [Wood 2008b].

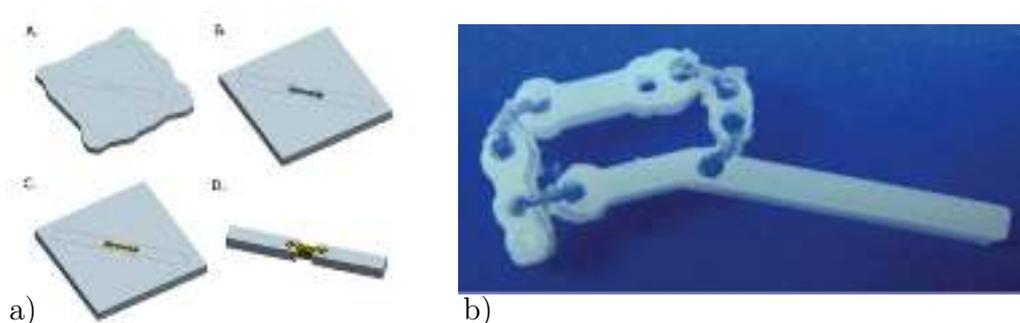


FIGURE 1.12 – a) Principe du procédé LaCER b) Exemple de mécanisme compliant réalisé avec le procédé LaCER.

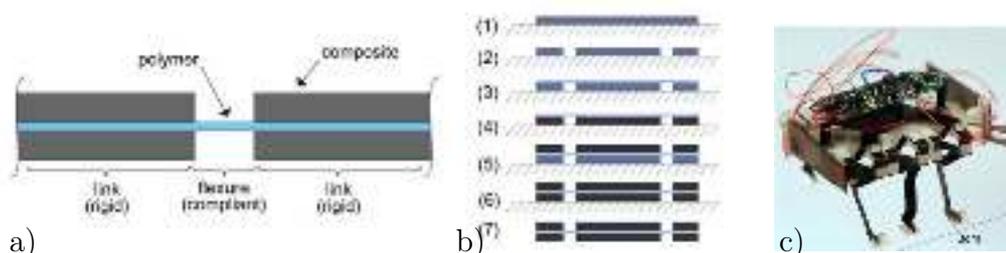


FIGURE 1.13 – Principe du procédé SCM. a) Réalisation d'une liaison compliant. b) Principe du procédé SCM. c) Exemple de mécanisme spatial produit avec le procédé SCM.

### Photopolymérisation multi-matières

Il est apparu récemment des procédés d'impression 3D commerciaux permettant de réaliser des pièces multi-matériaux. Un premier procédé s'appelle Polyjet [Stratasys], commercialisé par Stratasys, USA et développé par Objet. Comme pour tout procédé de fabrication additive, les pièces sont réalisées par stratification. Chaque couche est réalisée par le dépôt de micro-gouttelettes de deux photopolymères dits "primaires", ensuite polymérisés par UV de manière à déposer la couche suivante (fig. 1.14 a)). En modulant le ratio des micro-gouttelettes de chacun de ces deux matériaux au sein d'un même volume, des matériaux dits "digitaux" peuvent être créés. Dans notre cas, si un matériau rigide et un matériau souple sont choisis comme matériaux primaires, des matériaux digitaux de raideurs variables peuvent être fabriqués. Des pièces avec des volumes de matériaux de rigidités différentes peuvent alors être conçues. Ce procédé de fabrication est entièrement automatisé, ce qui le rend très simple d'utilisation et permet de profiter de la liberté de forme propre aux procédés de fabrication additive.

### Micro-injection 3D multi-matières

Plus récemment, un procédé, appelé AKF Freeform [Arburg], a été développé par l'entreprise Arburg, Allemagne. Ce procédé permet, via une micro-tête d'in-

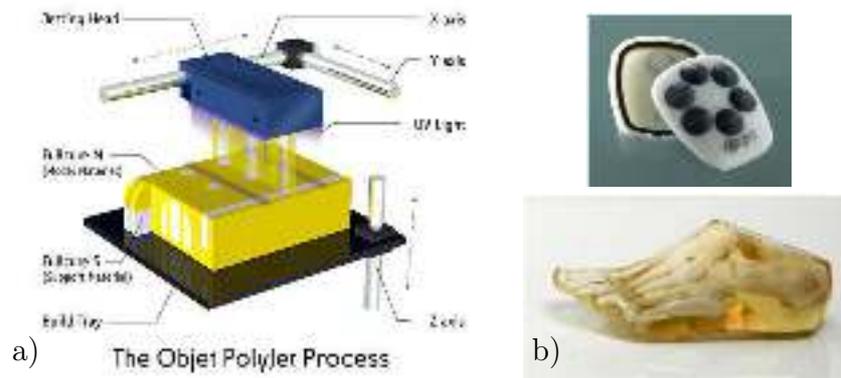


FIGURE 1.14 – Procédé Polyjet : a) Principe. b) Exemples de pièce multi-matériaux.

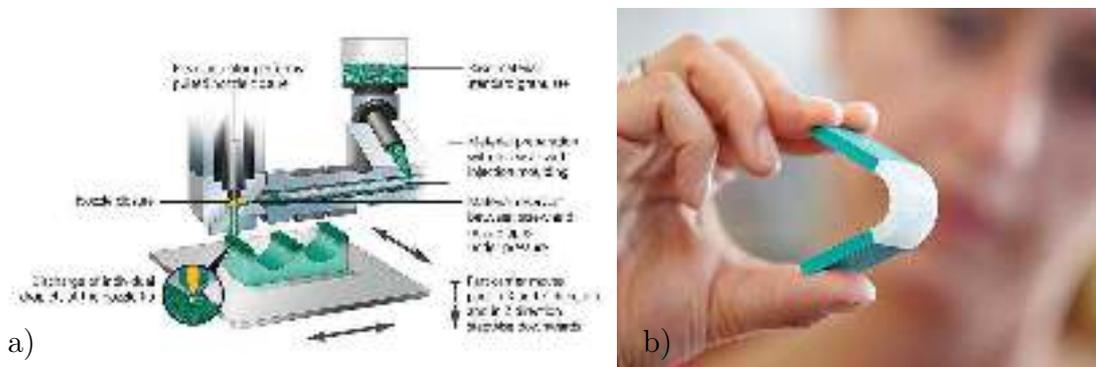


FIGURE 1.15 – Procédé Freeform : a) Principe. b) Exemple de pièce multi-matériaux.

jection, de déposer des micro-gouttes de différents matériaux et donc de réaliser des pièces multi-matériaux, comme présenté dans la figure 1.15. Il était encore au stade de développement au début des travaux présentés dans ce document, et n'est commercialisé que depuis peu. Peu d'informations sont donc disponibles sur les performances des pièces ainsi produites et les limites du procédé..

## Bilan

Chacun des quatre premiers procédés a été développé pour la réalisation d'un type de pièce particulier, dépendant du contexte applicatif. Dans tous les cas, la nature multi-matériaux des pièces est bien obtenue. Leurs limites résident alors sans doute davantage dans la liberté de forme permise, et la complexité de mise en oeuvre pour des mécanismes spatiaux. En revanche, les deux procédés d'impression 3D multi-matériaux permettent à la fois une grande liberté de forme, inhérente au procédé d'impression 3D, mais aussi une grande liberté dans le choix des matériaux au sein d'une même pièce. En terme de conception, cela offre de nombreuses perspectives très intéressantes à exploiter dans le cadre des travaux présentés ici. Le procédé AKF Freeform n'étant pas encore commercialisé au début de ces travaux,

nous avons donc choisi d'utiliser le procédé Polyjet.

Le procédé de fabrication ayant été choisi, il s'agit maintenant d'identifier les méthodes de conception adaptées à ce procédé, de manière à utiliser au mieux ses avantages et donc à améliorer les performances des pièces obtenues. Nous avons ici choisi d'élargir la sélection aux méthodes développées pour la fabrication additive, multi-matériaux ou non, car aucune méthode spécifique à la FAMM n'existe à notre connaissance.

### 1.3.2 Méthodes de conception pour la fabrication additive

#### Méthodes existantes

En plus de la liberté de forme et de matériaux mise en avant dans la section précédente, la fabrication additive apporte d'autres libertés au niveau de la conception [Gibson 2010]. Elle permet d'apporter une complexité d'échelle au sein de la pièce, des pièces avec des structures multi-échelles (de 0.1 mm à 10 mm) pouvant alors être directement fabriquées. Ces atouts permettent le regroupement et l'intégration, au sein d'une même pièce, de plusieurs fonctionnalités initialement dépendante d'un assemblage. Nous obtenons alors un assemblage monobloc multifonctionnel. Malgré une évidente facilité de fabrication comparée à des procédés usuels, l'utilisation de la fabrication additive soulève également des contraintes, en terme de précision dimensionnelle ou d'état de surface par exemple. L'emploi de méthodes de conception pour utiliser au mieux ce nouveau procédé est alors indispensable, les méthodes usuelles n'étant pas adaptées. Un état de l'art des méthodes mises au point à ce jour est présenté dans [Yang 2015]. Trois catégories de méthodes sont alors distinguées : les méthodes consistant en de simples recommandations de conception, les méthodes adaptées de méthodes de conception usuelles, et les méthodes de conception pour la fabrication additive.

La première catégorie de méthodes consiste à fournir une série de recommandations et de règles générales de conception, qui nécessite d'être adaptée au cas par cas par le concepteur. Par exemple, dans [Corney 2005], Corney et al. mentionnent une dizaine de consignes de conception, parmi lesquelles on peut citer que la conception peut être optimisée pour assurer la plus grande rigidité et la plus faible masse, ou qu'il ne faut pas se préoccuper de l'outillage puisqu'il est inexistant. De manière similaire, un certain nombre d'études portent sur la mise en place de règles de conception, identifiant et quantifiant certaines limitations d'un procédé donné. C'est le cas de Kim et al. [Kim 2008a], qui étudient en terme de coût, de caractéristiques dimensionnelles, de performances mécaniques, les pièces obtenues par différents procédés de fabrication additive. Dans le domaine de la robotique, les travaux de Ebert-Uphoff et al. [Ebert-Uphoff 2005] et DeLaurentis et al. [Won 2000, De Laurentis 2004] ont vu le développement de liaisons et de mécanismes sans assemblage, proposant alors des recommandations en terme de jeu de fonctionnement nécessaire pour assurer le mouvement entre les deux pièces. L'utilisation de telles règles permet alors de s'assurer de certaines caractéristiques de la pièce obtenue, mais elles n'aident en aucun cas à la conception de la forme de la pièce. Ce travail relève alors du concepteur,

qui doit intégrer ces connaissances de manière à utiliser au mieux le procédé. Rien ne garantit alors qu'il est employé de façon optimale.

La seconde catégorie permet d'apporter un cadre à la conception de la pièce dans son ensemble, en adaptant des méthodes usuelles à la fabrication additive. Dans [Boyard 2013], Boyard et al. mettent en avant une méthode de conception classique, modifiée de manière à améliorer la conception pour la fabrication additive. Cette méthode est composée de 5 étapes, allant de la définition des spécifications et du besoin au modèle CAO du système final. Elle permet de guider le concepteur à travers les différentes étapes du processus de conception. Il est alors assisté durant la synthèse, mais la génération de la forme de la pièce reste à sa charge. De ce fait, toutes les libertés autorisées par la fabrication additive ne sont pas nécessairement exploitées.

La troisième catégorie est certainement la plus aboutie, et elle a fait l'objet de nombreuses études depuis les dix dernières années. Les caractéristiques du procédé sont ici intégrées au processus de conception dès le départ, en même temps que les spécifications [Ponche 2012, Vayre 2012]. Cela permet alors de prendre en compte des paramètres du procédé de fabrication (orientation et position de la pièce, géométries, temps de fabrication, ...) dans la démarche de conception, de manière à ce que la pièce soit optimisée vis-à-vis du procédé de fabrication additive. Dans ces méthodes, des surfaces et des volumes fonctionnels sont mis en place de manière à traduire de façon géométrique les spécifications, permettant par la suite de tirer profit au maximum de la liberté de forme autorisée par la fabrication additive. En revanche, tout repose sur les connaissances du procédé acquises a priori, qui doivent donc être détaillées au maximum. Certaines de ces méthodes permettent la génération de pièces multi-échelles, tirant alors partie de la fabrication additive pour concevoir des pièces composées de micro-structures. C'est le cas de Rosen et al. [Rosen 2007], dont la méthodologie permet, à partir des spécifications fonctionnelles, de générer des pièces en se basant sur une micro-structure et une géométrie initiale. De plus, elle intègre une simulation de la fabrication, permettant alors de s'assurer que la pièce conçue peut être fabriquée. Cependant, selon les besoins, toutes les pièces ne peuvent pas être fabriquées sur la base d'une micro-structure.

## Synthèse

La fabrication additive autorise une liberté de conception accrue, à la fois au niveau des formes, des matériaux, des fonctions et de la structure des pièces, rendant ce procédé très attractif. De ce fait, l'existence de méthodes de conception pour la fabrication additive est très intéressante, le but étant de pouvoir systématiser et inclure ces libertés dans la démarche de conception. Comme montré précédemment, cela a été l'objet de nombreuses études, partant de la mise en place de recommandations, puis l'adaptation de méthodes de conception usuelles, pour enfin aboutir à des méthodologies de conception spécifiques à la fabrication additive. Malgré cela, un certain nombre de problèmes restent à résoudre, comme explicité dans [Gibson 2010].

Le premier est qu'aucune méthode, à notre connaissance, ne permet d'intégrer la caractéristique multi-matériaux au sein de la conception afin de l'employer au mieux.

Ceci est une contrainte majeure dans le cadre des travaux présentés ici. Deuxièmement, les méthodes introduites ici utilisent des connaissances du procédé lors de la conception de la pièce ou du pré-traitement. La phase d'industrialisation est donc réalisée par le concepteur lui-même, car contrairement à des procédés de fabrication usuels, le pré-traitement est très réduit dans le cas de la fabrication additive. Les variabilités introduites par le procédé ne sont de ce fait pas incluses, pouvant conduire à des pièces non-conformes. Nous abordons ce problème à la fin du chapitre 2, en proposant une méthode qui inclut ces variabilités lors de la conception. Troisièmement, la plupart des méthodes présentées ici sont des méthodes sémantiques. Les plus formelles se situent en aval de la conception, et permettent soit la conversion d'une géométrie existante soit son optimisation pour la fabrication additive. Il n'existe donc pas d'outils d'aide à la construction de l'architecture d'une pièce. Dans notre cas, nous envisageons le développement de mécanismes multi-matériaux compliant, de manière à satisfaire les contraintes de compacité. L'architecture de la pièce dépend alors de manière essentielle du mécanisme compliant à fabriquer, et la définition de cette architecture est finalement liée à la synthèse du mécanisme compliant. Nous allons donc appuyer notre conception sur une méthode de synthèse de mécanismes compliant, choisie à partir de l'analyse conduite en section suivante.

### 1.3.3 Méthodes de synthèse de mécanismes compliant

Ne nécessitant aucun assemblage, les mécanismes compliant ne possèdent donc pas de jeu de fonctionnement, ce qui améliore leur précision. De plus, ils ne présentent pas de mouvements relatifs entre les composants, ce qui élimine les effets de frottements, de vibrations, ainsi que la nécessité de lubrification. Enfin, étant monoblocs, la stérilisation de tels mécanismes est facilitée. Dans le cadre de notre domaine d'application, ces avantages renforcent le choix d'un tel type de mécanisme. Deux difficultés principales doivent en revanche être gérées dans leur conception :

- disposer de l'espace de travail souhaité sans rupture du mécanisme, y compris en fatigue ;
- obtenir le mouvement voulu, en excluant les mouvements parasites rendus possibles par l'élasticité de la matière.

Plusieurs méthodes ont été proposées pour synthétiser ce type de mécanismes en tenant compte de ces difficultés. Dans leur état de l'art, Gallego et al. [Gallego 2009, Gallego 2013a] mettent en évidence trois approches principales : l'optimisation topologique, l'approche par blocs élémentaires et l'approche cinématique.

#### Optimisation topologique

Dans le cas d'une optimisation topologique, un algorithme d'optimisation est employé de manière à synthétiser automatiquement la forme de la pièce en fonction des contraintes imposées et des performances souhaitées. Un exemple du déroulement de la méthode issu de [Meisel 2013] est présenté dans la figure 1.16. Dans un premier temps, l'espace limitant la taille de la pièce est défini ("Design domain" en

figure 1.16 a)). Sur les contours de cette zone sont ensuite appliquées les contraintes (encastrement dans l'exemple) et les performances souhaitées (ici des efforts et raideurs d'entrée et de sortie). Un algorithme d'optimisation est exploité pour générer de façon itérative des géométries, et tester si les performances d'entrée/sortie sont respectées. D'autres contraintes peuvent être intégrées, telles que la masse de la pièce ou les contraintes internes admissibles par exemple. Pour cela, une fonction objectif est définie, permettant à l'algorithme de converger vers une solution optimale, ici présentée dans la figure 1.16 b).

Cette approche a déjà été implémentée dans plusieurs travaux, permettant à chaque fois d'aboutir à une solution optimale [Jung 2002, Saxena 2007, Ansola 2010]. Cependant, elle présente certaines limites. Premièrement, une analyse par éléments finis est généralement utilisée pour obtenir les performances d'une géométrie donnée, ce qui rend le temps de synthèse important. De plus, ce sont généralement des mécanismes plans qui sont synthétisés [Saxena 2007], ou avec un seul degré de liberté dans le cas tridimensionnel [Ansola 2010]. Cette approche n'est donc aujourd'hui pas directement applicable à la synthèse de mécanismes avec une cinématique complexe, caractérisés comme dans notre cas par plusieurs degrés de liberté. Enfin, l'intégration de matériaux non-linéaires [Jung 2002] ou de propriétés multi-matériaux [Meisel 2013] dans cette approche est encore peu abordée. L'utilisation de cette méthode dans le cadre des travaux présentés ici paraît donc peu adaptée.

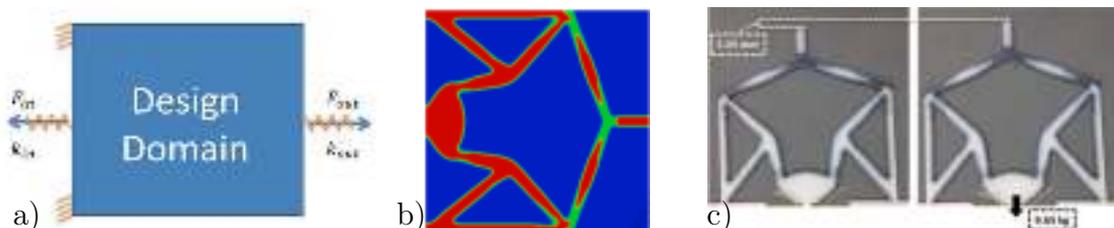


FIGURE 1.16 – Exemple de l'approche par optimisation topologique : a) Définition des conditions aux limites, b) Génération de la géométrie par optimisation, c) Test du prototype multi-matériaux.

### Approche par blocs élémentaires

Dans cette approche, un mécanisme est considéré comme un ensemble de blocs élémentaires, au comportement simple [Kim 2006]. Un bloc élémentaire est un ensemble de poutres assemblées dont la compliance peut être définie analytiquement. Un algorithme d'optimisation permet ensuite d'assembler ces blocs de manière à atteindre les performances requises, comme réalisé dans une approche par optimisation topologique. Comme décrit dans [Gallego 2009], plusieurs méthodes existent. Dans [Bernardini 2004], Bernardini et al. présentent un exemple représentatif de la synthèse par blocs élémentaires. Les blocs sont construits en liant par un élément poutre un ou plusieurs noeuds d'un maillage, comme représenté dans la figure 1.17

a). Une fois que le domaine de synthèse ainsi que les conditions aux limites sont définies, un algorithme d'optimisation permet de synthétiser le mécanisme, présenté en Figure 1.17 b). Ici les performances d'un mécanisme sont calculées de façon analytique, ce qui représente un gain de temps par rapport à une analyse par éléments finis. En revanche, le fait de considérer un nombre fini de blocs réduit les formes possibles. Cela ne permettrait donc pas de tirer profit au maximum de la liberté de forme offerte par le procédé de fabrication choisi.

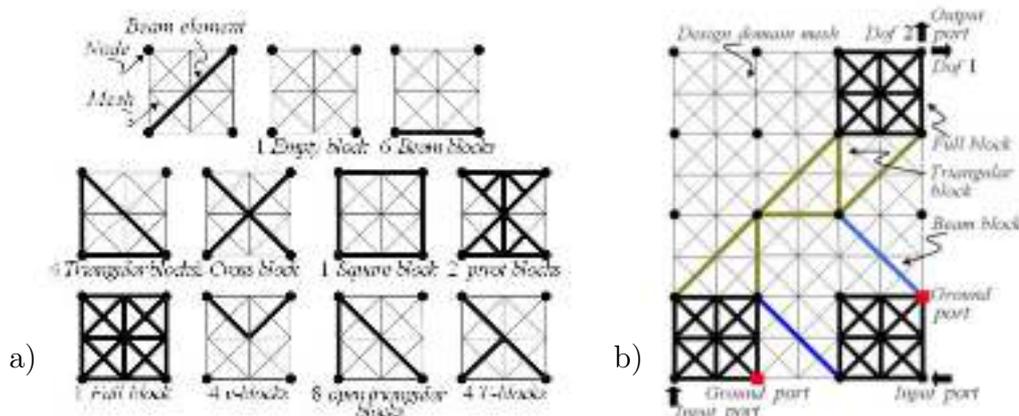


FIGURE 1.17 – Approche par blocs élémentaires : a) Exemple de blocs élémentaires, b) Exemple de mécanisme synthétisé.

### Approche cinématique

La méthode la plus courante qui relève de cette approche est la méthode RBR (Rigid Body Replacement) [Berglund 2000, Howell 2001]. Largement exploitée dans la conception de mécanismes compliant [Howell 1994, Howell 2001, Mattson 2004, Bachta 2011], elle se déroule en deux étapes principales. Dans un premier temps, un mécanisme à corps rigides est sélectionné parmi l'ensemble des mécanismes existants en fonction de la cinématique voulue. Le mécanisme compliant avec un comportement cinématique équivalent est ensuite synthétisé, en remplaçant les liaisons à corps rigides par des liaisons compliantes. On obtient alors un mécanisme monobloc réalisant le mouvement voulu. Afin que le passage de la liaison à corps rigides à la liaison compliantes puisse être réalisé, un modèle de la liaison est nécessaire. Le modèle PRBM (Pseudo-Rigid Body Model) [Howell 2001] est souvent utilisé. Il permet de représenter une liaison compliantes par une ou plusieurs liaisons à corps rigides, avec en parallèle de chacune d'entre elles un ressort de torsion, dont la raideur est l'inverse de la compliance de la liaison. Un exemple d'application de cette approche est présenté dans la figure 1.18.

L'avantage principal de l'approche cinématique réside dans le fait que tous les mécanismes à corps rigides étudiés dans la littérature peuvent être employés, bénéficiant alors de tous les travaux réalisés en synthèse de mécanismes. C'est un

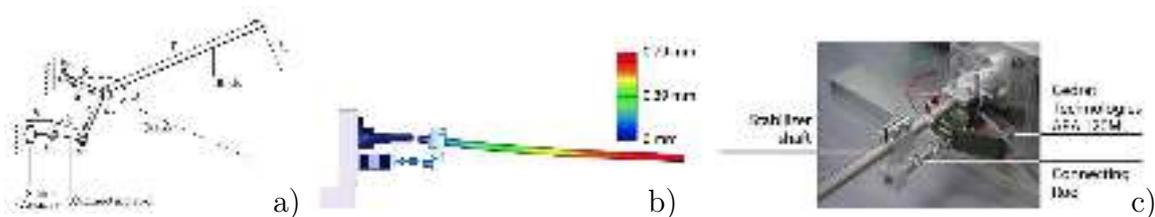


FIGURE 1.18 – Approche cinématique ([Bachta 2011]) : a) Modèle PRBM du mécanisme. b) Modèle CAO. c) Système réel.

avantage important, surtout ici quand de nombreux mécanismes ont déjà été proposés pour la manipulation d'aiguille, comme souligné en section 1.2.1. En revanche, les performances du mécanisme sont directement liées aux performances des liaisons compliantes exploitées.

## Bilan

Pour l'application que nous considérons, et en tenant compte du procédé de fabrication choisi, l'utilisation de l'approche cinématique semble judicieuse. Le développement de mécanismes pour l'assistance robotisée en radiologie interventionnelle a déjà été largement étudié, assurant un large choix de mécanismes adaptés. De plus, des mécanisme spatiaux complexes peuvent être synthétisés, leur fabrication étant rendue possible par la fabrication additive. Cependant, malgré le nombre important de liaisons développées dans la littérature [Howell 2001, Trease 2005], aucune n'a été développée spécialement pour bénéficier des avantages du procédé Polyjet. Nous proposons donc dans le prochain chapitre d'aborder la conception d'une liaison profitant de la FAMM.

## 1.4 Synthèse du chapitre 1

Dans ce chapitre, nous avons tout d'abord étudié le contexte médical des travaux présentés, à savoir la radiologie interventionnelle percutanée sous scanner X et IRM. Les procédures réalisées actuellement ont été analysées, de manière à identifier les problèmes rencontrés lors de leur exécution. Cette analyse nous a permis de valider l'intérêt d'une assistance robotisée. La conception de tels dispositifs est cependant soumise à des contraintes de compatibilité et de compacité, du fait des environnements considérés. L'état de l'art nous a permis de constater la variété des approches et des technologies choisies, mais aussi la marge d'amélioration possible au niveau des performances du système en terme de compacité et de compatibilité. Pour ce faire, nous proposons le développement de dispositifs compliantes, multi-matériaux et réalisés par FAMM. La suite du chapitre a été consacrée aux choix du procédé de fabrication, d'une méthode de conception adaptée à ce procédé et de méthodes de synthèse de ce type de mécanismes. Après analyse, nous avons choisi d'utiliser le

procédé Polyjet, permettant à la fois une liberté de forme et de matériaux, et l'approche cinématique a été sélectionnée pour la synthèse de mécanismes compliants. En revanche, aucune méthode de conception ne nous a semblé adaptée au procédé de FAMM. Par la suite, nous proposons donc une nouvelle méthode de conception, qui est détaillée dans la section 2.5.3.

Les performances du mécanisme obtenues par l'approche cinématique dépendent par ailleurs de celles de la liaison compliante employée. Dans notre cas, ces performances sont relatives à la compacité, l'amplitude, et l'énergie d'actionnement. Le prochain chapitre est consacré à l'étude d'une liaison offrant des caractéristiques intéressantes sur ces trois plans.

# Chapitre 2

## Une nouvelle liaison compliant : la liaison HSC

*« Le génie c'est 1% d'inspiration et 99% de transpiration. »*

---

Thomas Edison, scientifique  
américain

### Sommaire

---

<b>2.1</b>	<b>Analyse du procédé de fabrication et des matériaux exploitables</b>	<b>35</b>
2.1.1	Principe du procédé de fabrication considéré : Polyjet	35
	Le pré-traitement	35
	La fabrication	36
	Le post-traitement	38
2.1.2	Caractéristiques et performances du procédé	38
2.1.3	Caractérisation des matériaux employés	41
	Etude du matériau VeroWhite	42
	Etude du matériau TangoBlackPlus	44
<b>2.2</b>	<b>Proposition d'une nouvelle liaison compliant</b>	<b>50</b>
2.2.1	Objectifs et état de l'art	50
2.2.2	Principe de construction de la liaison	52
2.2.3	Caractéristiques de la matrice de compliance de la liaison	55
<b>2.3</b>	<b>Evaluation expérimentale du comportement de la liaison</b>	<b>57</b>
2.3.1	Evaluation de la compliance principale	58
	Présentation du banc de test	58
	Résultats	59
2.3.2	Evaluation des compliances secondaires	60
	Démarche	60
	Présentation de la méthode expérimentale	61

Résultats . . . . .	61
2.3.3 Bilan . . . . .	62
<b>2.4 Modélisation du comportement de la liaison HSC . . . . .</b>	<b>63</b>
2.4.1 Etude de la matrice de compliance normalisée . . . . .	64
Présentation de la méthode . . . . .	64
Validation du modèle numérique . . . . .	64
Intervalles d'évolution des paramètres . . . . .	65
Obtention des diagrammes de conception . . . . .	66
Conclusions de l'analyse . . . . .	67
2.4.2 Modélisation de la compliance principale . . . . .	68
Démarche employée . . . . .	68
Mise en place du plan d'expériences . . . . .	69
Exploitation du plan d'expériences . . . . .	71
2.4.3 Synthèse et mise en place de règles de conception . . . . .	73
<b>2.5 Prise en compte du procédé de fabrication lors de la</b>	
<b>        conception . . . . .</b>	<b>74</b>
2.5.1 Constat . . . . .	74
2.5.2 Méthodes existantes . . . . .	75
La conception itérative . . . . .	75
Les plans d'expériences . . . . .	76
2.5.3 Principe de la méthode proposée . . . . .	76
Etape 1 : Définition de la géométrie initiale . . . . .	76
Etape 2 : Analyse des facteurs de nuisance . . . . .	77
Etape 3 : Détermination de la variabilité . . . . .	78
Etape 4 : Mise à jour de la géométrie . . . . .	78
2.5.4 Application de la méthode . . . . .	79
Etape 1 . . . . .	79
Etape 2 . . . . .	79
Etape 3 . . . . .	80
Etape 4 . . . . .	81
<b>2.6 Synthèse du chapitre 2 . . . . .</b>	<b>82</b>

---

## 2.1 Analyse du procédé de fabrication et des matériaux exploitables

Avant d'aborder la conception d'une liaison compliant, il nous faut tout d'abord étudier le procédé de fabrication sélectionné afin de connaître ses performances ainsi que les caractéristiques des matériaux utilisés. Pour cela, nous décrivons en premier lieu le procédé de manière détaillée, ce qui permet de mieux comprendre son fonctionnement et de cibler les caractérisations à réaliser. Les performances relevées sont ensuite introduites. Pour finir, nous caractérisons les matériaux employés dans la suite de ces travaux et un modèle est présenté pour chacun d'eux.

### 2.1.1 Principe du procédé de fabrication considéré : Polyjet

Nous avons souligné l'intérêt du procédé de photopolymérisation Polyjet dans le chapitre 1. Il a alors été sélectionné pour la suite de ce travail. Etant donné les liens étroits entre le procédé, les matériaux et les géométries des pièces fabriquées, nous devons d'abord analyser de manière détaillée le procédé. Trois étapes sont nécessaires pour passer d'un modèle CAO à une pièce fabriquée par Polyjet.

#### Le pré-traitement

En amont de la fabrication, un modèle CAO de la pièce est mis au point lors de la conception. Afin que ce modèle soit compatible avec la diversité de matériaux offerte par le procédé, chaque volume de matière doit être modélisé par une pièce, ces pièces étant réunies dans un assemblage pour former un ensemble monobloc multi-matériaux après fabrication, comme présenté dans la figure 2.1. Lors du pré-traitement, les fichiers du modèle numérique sont convertis d'un format propre au logiciel de CAO employé, qui définit les volumes de la pièce sous forme paramétrique, vers un format STL, format usuel pour les pièces produites par fabrication additive. Dans ce format, la pièce est discrétisée en un ensemble d'éléments volumiques tétraédriques dont la longueur maximale des côtés est fixée. Cette longueur, appelée longueur de corde, impose la résolution avec laquelle le fichier numérique est exporté. Les formes courbes sont traduites dans le fichier STL en une succession de segments dont la longueur maximale est la longueur de corde (fig. 2.1 b)). Dès lors, diminuer cette valeur améliore la discrétisation des courbes. En revanche, le fichier comportera plus d'éléments, sa taille physique sera donc plus importante. La taille physique obtenue n'est généralement aujourd'hui plus un facteur limitant. Il est donc dans l'intérêt du concepteur de fixer une longueur de corde inférieure à la résolution de l'imprimante, ceci afin de limiter les modifications de la géométrie de la pièce lors du pré-traitement.

Les différents fichiers STL, un par volume de matière, sont ensuite utilisés par un logiciel dédié afin de planifier la fabrication. Une fois les fichiers STL importés, ce logiciel permet l'attribution d'un matériau primaire à chacun des fichiers. Ces matériaux primaires sont au nombre de deux. En plus de ces deux matériaux, un

troisième matériau est utilisé par la machine, le matériau support. Ce dernier est utilisé pour les formes complexes, notamment les contre-dépouilles, nécessitant de la matière sur la couche inférieure de manière à permettre le dépôt de matière sur la couche supérieure. Ce matériau support est amovible, et est retiré lors de la phase de post-traitement. Plusieurs paramètres peuvent être choisis pour chaque pièce :

- La position : elle correspond à la position sur la zone d'impression, appelée plateau (fig. 2.1 c)), de la pièce considérée.
- L'orientation : elle correspond à l'orientation autour des axes X, Y et Z de la pièce.
- Finition mate ou brillante : cette option permet, dans le premier cas, de recouvrir entièrement de matière support la pièce, ou seulement sur les surfaces nécessaires dans le second cas. en effet, l'aspect visuel de la pièce est directement impacté par le recouvrement de matière support durant sa fabrication.

Ces 3 paramètres sont à définir pour chacune des pièces à produire. Plusieurs pièces peuvent être placées sur un même plateau. Une fois toutes les pièces placées, le logiciel calcule chacune des couches à réaliser afin de savoir, pour chaque couche, quelle matière utiliser et où la déposer.

Le logiciel employé pour la phase de pré-traitement est un logiciel propriétaire du constructeur de l'imprimante. Son utilisation permet de définir les trois paramètres précédents pour chaque pièce. En revanche, il ne permet aucune visualisation de la construction des couches, ni de la disposition du matériau support. Ces contraintes peuvent limiter la compréhension de certaines phases du procédé.

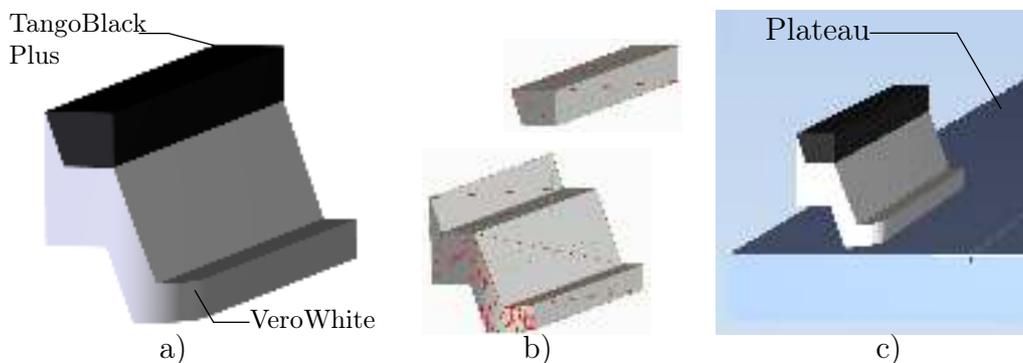


FIGURE 2.1 – a) Vue CAO d'une pièce multi-matériaux. b) Extraction des fichiers STL de façon indépendante. c) Positionnement de la pièce sur le plateau lors du pré-traitement.

## La fabrication

L'imprimante utilisée dans l'ensemble des travaux est le modèle Connex 350, commercialisé par Stratasys et présentée dans la figure 2.2 a). Le procédé Polyjet permet d'exploiter deux matériaux primaires simultanément, stockés dans des cartouches prévues à cette effet. Les deux composants essentiels de la machine sont

la tête d'impression, qui permet le dépôt de la matière par couche, et le plateau, sur lequel les couches sont déposées successivement de manière à former la pièce (fig. 2.2 b)). La fabrication de chaque couche est en quelque sorte semblable à l'impression par jet d'encre. Une tête d'impression se déplace selon l'axe  $X$  et de manière indexée par rapport à  $Y$ , afin de déposer des micro-gouttelettes de matériaux primaires comme représenté en figure 2.3. De la même manière que la couleur violette est obtenue en impression conventionnelle par un matricage de gouttelettes de rouge et de bleu, des matériaux dits "digitaux" sont obtenus par un matricage de micro-gouttelettes de matériaux primaires. Ces gouttelettes sont déposées de manière à respecter la définition de la couche faite dans l'étape de pré-traitement. Un rouleau en rotation, fixé à la tête d'impression (fig. 2.4) permet ensuite de s'assurer que la couche présente une épaisseur constante. Une fois la couche réalisée, les lampes UV de la tête d'impression sont allumées afin de permettre la polymérisation de la couche. La dernière étape consiste à descendre le plateau d'une épaisseur de couche de manière à pouvoir déposer la couche suivante.

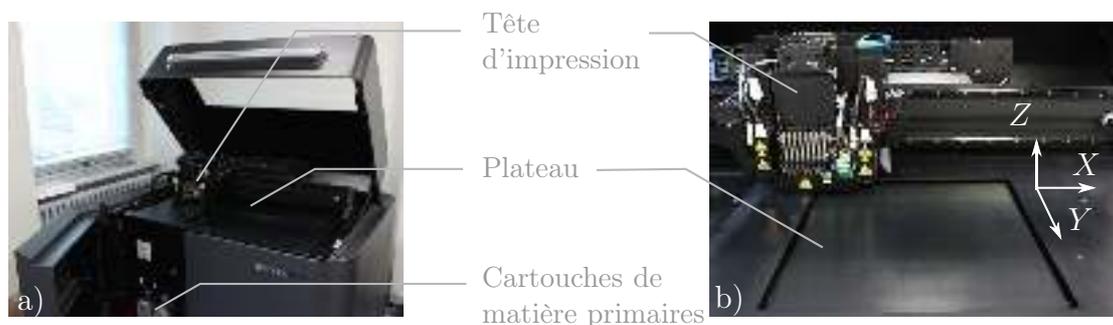


FIGURE 2.2 – a) Imprimante 3D Connex 350. b) La tête d'impression.

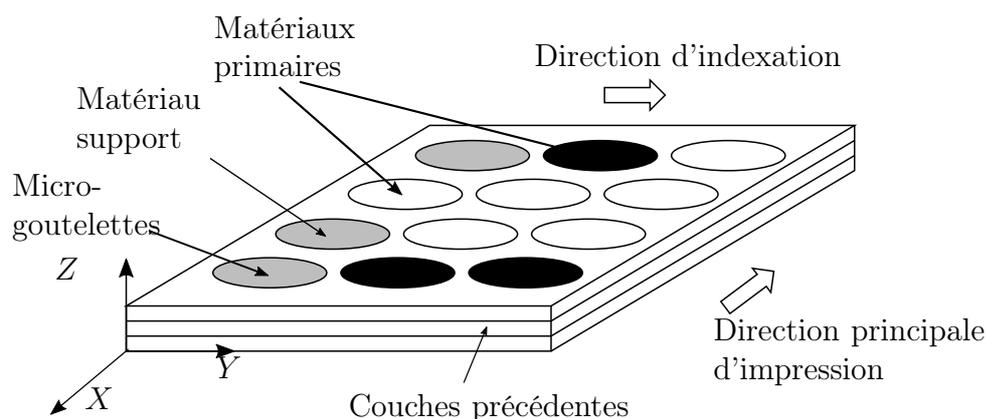


FIGURE 2.3 – Schéma de dépôt des gouttelettes de matériau afin de constituer une couche.

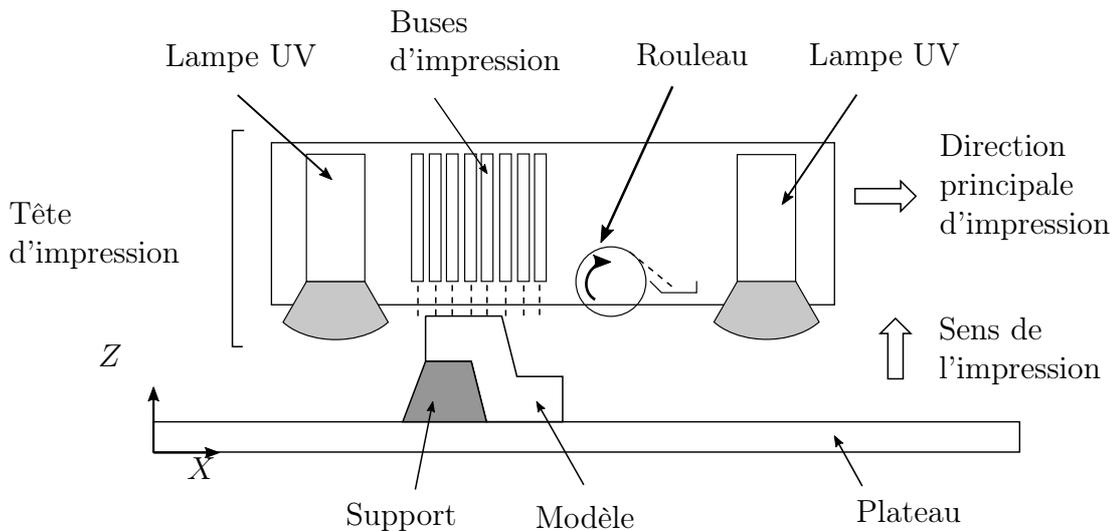


FIGURE 2.4 – Schéma de la tête d'impression

### Le post-traitement

De nombreux procédés de post-traitement sont envisageables ici, du fait de la nature du matériau. Par exemple, certains procédés d'usinage conventionnel tel que le perçage peuvent être réalisés. Les pièces peuvent aussi être polies, et un revêtement (peinture, verni...) peut être appliqué. Dans notre cas, nous souhaitons réduire le post-traitement aux étapes essentielles. Comparé à d'autres procédés de fabrication additive, le procédé de fabrication choisi confère aux pièces leurs propriétés mécaniques en sortie de machine. Il n'est donc pas nécessaire de réaliser un post-traitement pour assurer les propriétés structurales de la pièce. La seule phase de post-traitement nécessaire est le retrait du matériau support déposé durant la production. Du fait de son caractère friable, la majeure partie peut être retirée manuellement. Ensuite, le reste du matériau support est retiré à l'aide d'un jet d'eau sous pression (fig. 2.5), qui va permettre de décoller le support de la pièce. Une dernière étape, facultative, consiste à plonger la pièce dans un bain de soude à 6% pour une durée d'environ 30 minutes. La soude va alors se placer à l'interface de la pièce et du matériau support et donc le décoller. Cette technique peut aussi être utilisée pour des pièces fragiles ne permettant pas l'utilisation d'eau sous pression. Un rinçage à l'eau permet finalement de retirer les résidus de soude et de support.

### 2.1.2 Caractéristiques et performances du procédé

Le procédé considéré est un procédé commercial, et peu d'informations sont fournies par le constructeur. Grâce à des observations provenant de l'utilisation de la machine et à la mise en place de quelques tests, il nous est possible d'extraire les caractéristiques principales du procédé. Ces informations seront utiles lors de la conception, afin de s'assurer que les pièces peuvent être fabriquées.

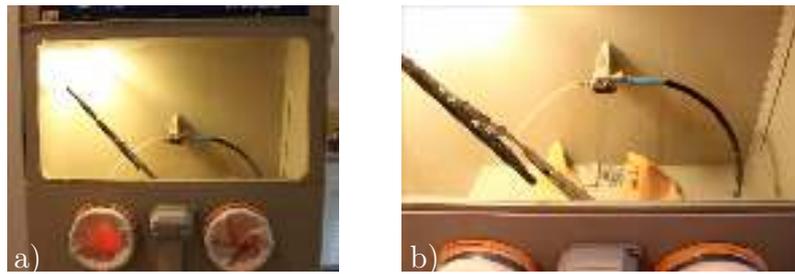


FIGURE 2.5 – Station de post-traitement par jet d'eau sous pression. a) Vue globale. b) Vue de l'espace étanche.

Les premières caractéristiques sont géométriques et concernent la machine. Données par le constructeur, elles sont relatives à la taille de la zone d'impression et la résolution. Ces éléments fixent les dimensions minimales et maximales théoriques des pièces à imprimer. Pour la Connex 350, la taille de la zone d'impression est  $350 \text{ mm} \times 350 \text{ mm}$  et  $200 \text{ mm}$  en hauteur. Sa résolution est de  $600 \text{ dpi}$  selon  $X$  et  $Y$ , soit  $42 \mu\text{m}$ , et de  $32 \mu\text{m}$  selon la perpendiculaire au plateau. A l'usage, nous avons déterminé que pour qu'une pièce soit viable, elle devait au moins comporter quelques dizaines de couches de manière à assurer la cohésion de la paroi ainsi formée. Nous avons alors fixé l'épaisseur minimum de la paroi d'une pièce à  $1 \text{ mm}$ .

Nous avons ensuite évalué la précision dimensionnelle de façon expérimentale. Des pièces de petites tailles (entre  $1$  et  $4 \text{ mm}$ ) ont été fabriquées avec des orientations différentes, afin d'évaluer la précision et l'influence de l'orientation de la pièce sur cette précision. Selon l'axe  $Z$ , donc selon la normale au plateau, la précision est satisfaisante, avec une différence entre la CAO et la pièce réelle inférieure à  $5\%$  dans tous les cas. Selon les axes  $X$  et  $Y$ , cette valeur est plus importante, pouvant atteindre  $20\%$ . Ce constat est valable pour des pièces en finition mate ou brillante. Pour des pièces de dimensions plus importantes (au delà de  $10 \text{ mm}$ ), cette différence n'est plus significative et reste en dessous de  $5\%$  quelle que soit l'orientation de la pièce.

Nous avons ensuite cherché à quantifier les défauts de forme et d'orientation sur des surfaces planes. Pour cela, une pièce spécifique a été imprimée, dont la forme est illustrée en figure 2.6 a). Un panel de six orientations différentes (variant entre  $10^\circ$  et  $60^\circ$ ) entre deux surfaces planes a été évalué dans deux directions d'impression. Dans la première direction, la surface de référence (notée A dans la figure 2.6 a)) est parallèle à la direction de stratification ; dans la seconde, elle lui est perpendiculaire. Une machine de mesure tridimensionnelle est utilisée pour mesurer la pièce, comme montré dans la figure 2.6 b). Dans tous les cas les points mesurés sur les surfaces réelles montrent une distribution symétrique autour du plan moyen et le défaut de planéité est toujours inférieur à  $0,1 \text{ mm}$ . La variation entre l'angle nominal permettant d'évaluer le défaut d'orientation et l'angle réel, déterminé entre deux plans associés par le critère des moindres carrés, reste inférieure à  $0,1^\circ$ . De plus, ces valeurs, caractérisant défaut de forme et d'orientation, demeurent indépendantes de

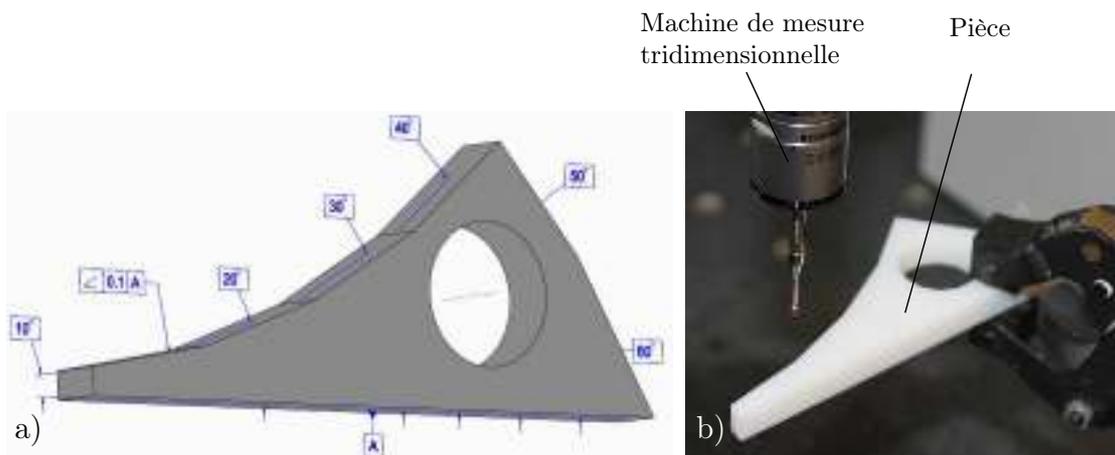


FIGURE 2.6 – a) Pièce permettant d'évaluer les défauts de forme et d'orientation sur des surfaces planes. b) Mesure de la pièce à l'aide d'une machine de mesure tridimensionnelle.

la direction de stratification.

Dans la littérature, de nombreuses études portent sur l'analyse de la rugosité [Udroiu 2009], et l'influence de la direction de stratification. Dans notre cas, nous ne privilégions aucune orientation. Aussi, l'état de surface est quantifié sur les mêmes pièces que précédemment pour les différentes orientations. Ces essais ont été réalisés par M. Nierenberger [Nierenberger 2014b]. Les résultats montrent que quelle que soit l'orientation de la pièce, l'écart de rugosité arithmétique  $Ra$  en finition brillante est très faible, inférieure à  $1 \mu\text{m}$ . En revanche, elle est beaucoup plus importante sur les pièces en finition mate. Elle atteint  $40 \mu\text{m}$  selon l'axe  $X$  et environ  $20 \mu\text{m}$  selon les axes  $Y$  et  $Z$ . Des observations au microscope optique ont mis en évidence que ces différences sont liées à la légère interpénétration de matière qui existe entre la pièce et le matériau support en finition mate. Cette interpénétration n'est pas régulière, ce qui crée alors des imperfections sur les surfaces concernées et finalement augmente leur rugosité. Ces défauts sont surtout perceptibles au niveau des arêtes des pièces. Après vérification, les résultats obtenus pour la rugosité et la précision dimensionnelle sont indépendants du matériau employé.

Pour les pièces multi-matériaux, le passage d'une matière à l'autre ne se fait pas de manière franche. Pour caractériser l'interpénétration entre les matériaux, nous avons étudié des échantillons de pièces qui présentent des interfaces de normale  $X$ ,  $Y$  (fig. 2.7 a)) et  $Z$  (fig. 2.7 c)) avec une transition de couleur noir/blanc facilitant l'analyse des images. Les transitions ont été observées à l'aide d'un microscope optique. Un traitement logiciel des images permet alors d'obtenir la courbe de profil de niveau de gris, qui est lié aux concentrations respectives de chacun des deux matériaux. Selon les axes  $X$  et  $Y$ , les courbes obtenues (fig. 2.7 b)) montrent des profils continus, ce qui souligne le fait que selon ces axes la transition n'est pas binaire, comme défini sur la CAO. En moyenne, la largeur de la transition peut être estimée à  $500 \mu\text{m}$  dans le plan  $(X, Y)$ . La transition selon l'axe  $Z$  laisse apparaître une transition plus franche que selon les autres axes, inférieure à  $100 \mu\text{m}$  (fig. 2.7 d)).

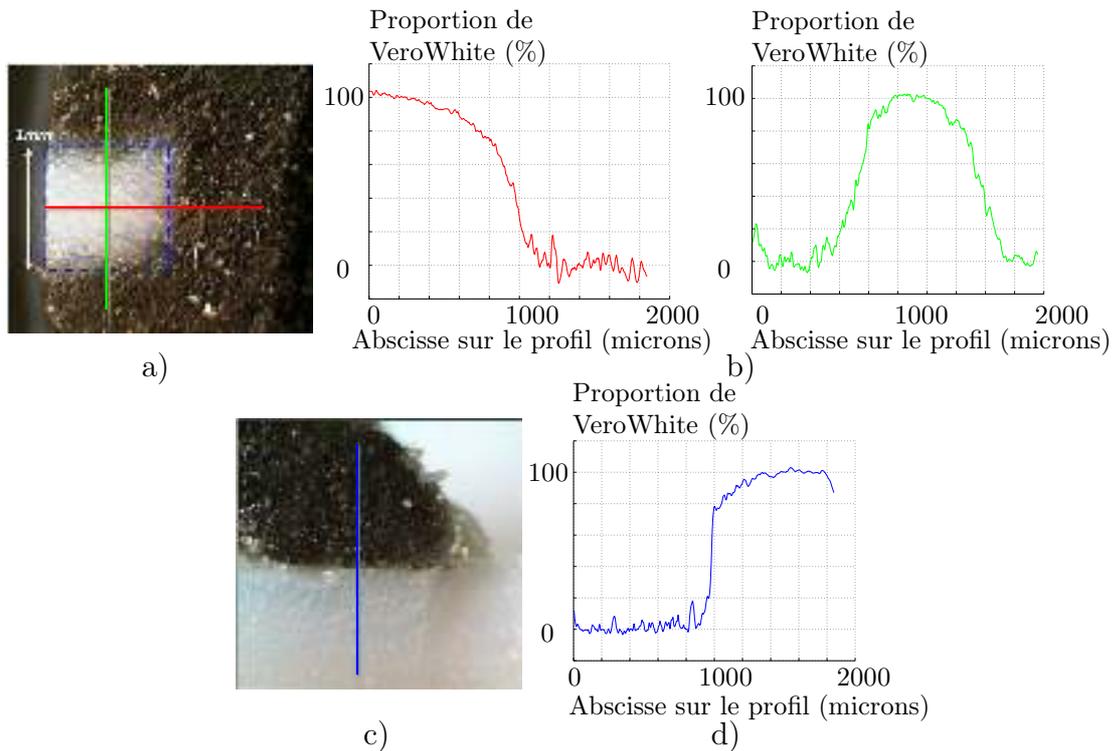


FIGURE 2.7 – a) Photo issue du microscope pour l'étude des transitions selon  $X$  et  $Y$ . b) Courbes des niveaux de gris correspondantes. c) Photo issue du microscope pour l'étude des transitions selon  $Z$ . b) Courbe des niveaux de gris correspondante

Pour conclure, les mesures réalisées tendent à valider le fait que, à cause de la stratification, les propriétés du procédé de fabrication sont différentes selon les axes considérés. La précision obtenue semble alors meilleure pour les dimensions selon l'axe  $Z$ , de même que les transitions. Nous disposons par ailleurs maintenant d'un certain nombre d'informations quantitatives relatives aux performances du procédé sur le plan dimensionnel.

### 2.1.3 Caractérisation des matériaux employés

L'une des propositions de nos travaux est d'exploiter une conception multi-matériaux, c'est-à-dire l'utilisation de plusieurs matériaux de rigidités différentes au sein d'une même pièce. De ce fait, nous avons choisi deux matériaux primaires de raideurs différentes pour le procédé Polyjet : le VeroWhite (RGD835), un polymère rigide, et le TangoBlackPlus (FLX980), un élastomère de faible raideur. Dans la suite, la caractérisation de ces deux matériaux est réalisée afin de disposer d'informations quantitatives sur leurs comportements respectifs.

### Etude du matériau VeroWhite

Il n'existe à ce jour aucune norme propre au test mécanique en traction de pièces produites par fabrication additive. Nous avons utilisé la norme ASTM D638, propre à la caractérisation des propriétés des plastiques en traction [ASTM D638 2012]. Etant donné le principe de fabrication, il est possible qu'il existe une anisotropie de comportement mécanique du matériau et que notamment les modules de Young soient différents selon l'orientation de l'éprouvette. Afin de caractériser cet aspect, neuf essais de traction ont été réalisés (machine de traction modèle Z005, Zwick/Roell), en employant trois éprouvettes pour chaque direction de fabrication possible. Les paramètres utilisés lors du test de traction ainsi que la géométrie de l'éprouvette sont donc issus de la norme ASTM D638. Les courbes obtenues pour chaque axe sont présentées dans la figure 2.8, issues des travaux réalisés par M. Nierenberger [Nierenberger 2014a].

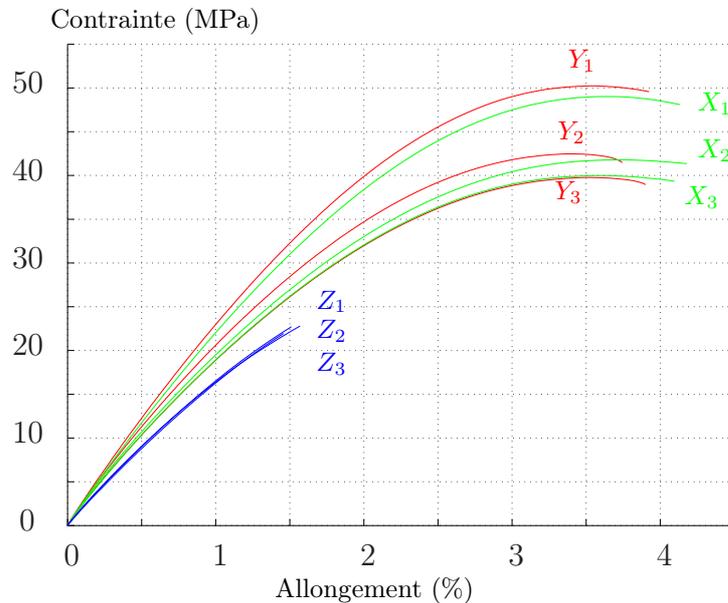


FIGURE 2.8 – Tests de traction réalisés sur le matériau VeroWhite.

Pour des déformations allant jusqu'à environ 4%, les éprouvettes montrent une déformation élastique. Les trois essais réalisés pour chaque axe montrent une légère différence de comportement (environ 15% entre les modules de Young minimal et maximal pour les axes  $X$  et  $Y$ ), témoignant d'une variabilité provenant du procédé de fabrication. En comparant les résultats pour les éprouvettes produites avec des directions de fabrication différentes, nous constatons que les modules de Young obtenus prennent des valeurs allant de 2230 MPa et 2100 MPa respectivement pour  $X$  et  $Y$  à 1850 MPa pour  $Z$ . Même si ces valeurs sont similaires, un comportement anisotrope est ici mis en valeur. Dans la suite, pour le dimensionnement, nous choisissons de considérer le comportement isotrope, en prenant pour être conservatif la plus faible valeur de module de Young. Nous avons un matériau qui est caracté-

risé par les données figurant en (2.1), avec pour le coefficient de Poisson une valeur classique pour un matériau polymère rigide.

$$E_{vero} = 1850 \text{ MPa, et } \nu_{vero} = 0.33 \quad (2.1)$$

Au-delà du domaine élastique, le comportement diffère selon la direction de fabrication. Le matériau ne présente pas de comportement plastique selon l'axe  $Z$ , alors que le comportement est caractéristique d'un thermoplastique selon les axes  $X$  et  $Y$ . Cette différence de comportement ne nous est pas préjudiciable, comme la plasticité du matériau n'est pas exploitée par la suite. En prenant en compte les trois directions d'impression testées, une moyenne de la limite élastique peut être définie. Elle est donné par l'équation (2.2).

$$\sigma_{e,vero} = 30 \text{ MPa} \quad (2.2)$$

Nous avons ensuite réalisé des essais de relaxation. Des éprouvettes de même géométrie sont utilisées, toujours selon les trois directions possibles de fabrication. Une fois disposée dans la machine de traction, chaque éprouvette a été soumise à un allongement imposé, correspondant initialement à une contrainte égale à  $\sigma_{e,vero}$ . Cet allongement a été maintenu sur une durée d'environ 30 minutes. Les courbes obtenues sont présentées en figure 2.9.

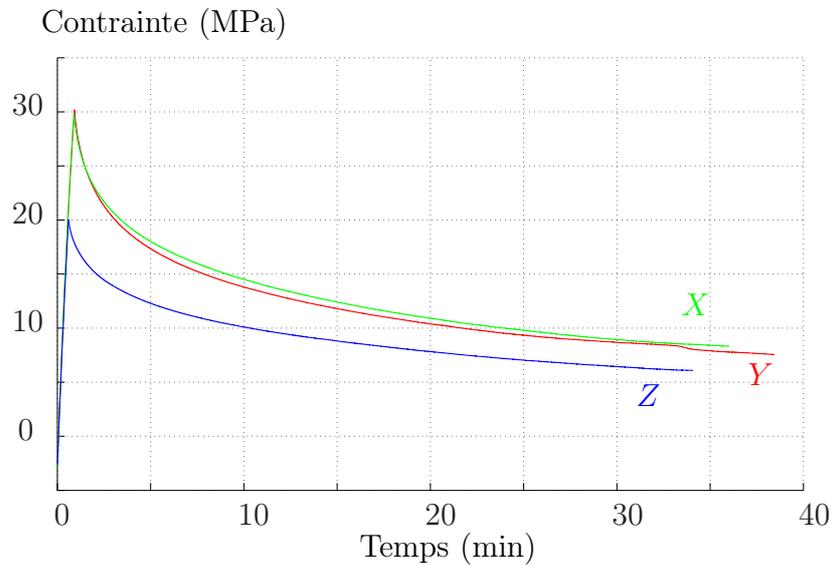


FIGURE 2.9 – Tests de relaxation réalisés sur le matériau VeroWhite.

Le comportement selon les trois axes est ici quasiment identique. Au bout de 30 minutes, la contrainte à l'intérieur de l'éprouvette est d'environ 10 MPa, soit une perte de charge de 66%. Cette valeur est importante, et qui plus est, sur une durée très courte. Cela rend complexe l'application d'une précontrainte au matériau, car cette dernière va assez rapidement diminuer.

En résumé, un modèle élastique linéaire isotrope est exploité dans la suite. Le module de Young est fixé à 1850 MPa, le coefficient de Poisson à  $\nu_{vero} = 0.33$  et la limite élastique à 30 MPa.

### Etude du matériau TangoBlackPlus

Sur le plan commercial, ce matériau est présenté comme étant un élastomère. Sa simple manipulation montre effectivement une très grande souplesse, typique des matériaux hyperélastiques. En conséquence, des essais de traction et également de compression, significatifs pour cette classe de matériaux, ont été réalisés dans un premier temps. Les tests ont été conduits en utilisant les normes ISO 37 [ISO37 2012] et ISO 7743 [ISO7743 2012] respectivement pour la traction et la compression. Ces normes sont relatives à l'étude des caoutchoucs, mais non spécifiques à la fabrication additive. Trois éprouvettes ont été testées pour chaque direction possible de fabrication. Lors des essais de traction, la rupture est cependant apparue au niveau de la tête des éprouvettes et non au niveau de leurs parties utiles. Lors des essais de compression, les éprouvettes ont par ailleurs présenté des signes de flambage. Il s'est avéré que les géométries normalisées n'étaient pas adaptées. Cependant, le comportement observé avant les défaillances est semblable pour les trois directions de fabrication. Afin de réduire le nombre d'essais, nous avons donc considéré que le TangoBlack Plus est isotrope et étudié seulement son comportement selon une seule direction de production, la direction  $X$ , avec des géométries d'éprouvette modifiées.

Afin de s'assurer que la rupture apparaisse dans la partie utile des éprouvettes, les têtes de ces dernières sont réalisées en matière rigide (fig. 2.10 a)), ce qui permet en plus de s'assurer qu'aucune déformation ne se déroule dans cette partie de l'éprouvette. Pour la compression, une géométrie avec une longueur plus faible et un diamètre plus important est choisie (fig. 2.10 b)). Afin de rester dans des conditions quasi-statiques pour la caractérisation, tous les tests sont réalisés avec une vitesse d'avance de 10 mm/min, valeur proposée dans la norme ISO 7743.

Les courbes obtenues sont présentées dans la figure 2.11, montrant l'évolution de la contrainte nominale  $\sigma_{nom} = F/S_0$  en fonction de l'élongation  $\lambda = \epsilon + 1 = L/L_0$ , avec  $F$  l'effort appliqué en N,  $S_0$  et  $L_0$  respectivement la section et la longueur initiale du volume déformé, et  $L$  sa longueur à un instant donné. Une forte non-linéarité est mise en évidence. La forme de la courbe en compression montre de plus le caractère incompressible du TangoBlack Plus, l'élongation tendant vers une valeur limite d'environ 0.3, soit un allongement relatif  $\epsilon$  de 70% en valeur absolue. Le matériau peut par ailleurs subir un allongement élastique de plus de 100% ( $\lambda = 2$ ), signe d'hyperélasticité.

Comme pour le premier matériau, nous avons ensuite effectué un essai de relaxation. Cet essai est réalisé en traction, en imposant un allongement égal à 30% sur une durée de 30 minutes, l'effort généré étant enregistré au cours du temps (fig. 2.12). A la fin du test, une perte de charge de seulement 8% est constatée, valeur déjà

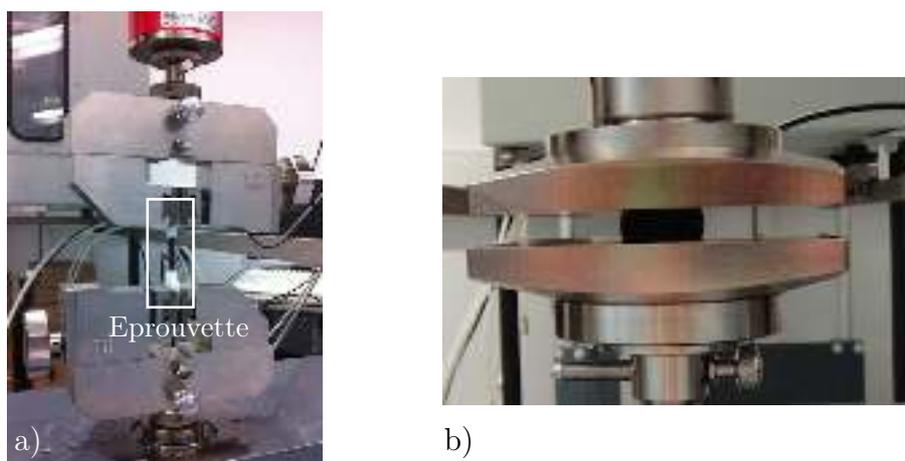


FIGURE 2.10 – Caractérisation du matériau TangoBlack Plus. a) Essai de traction. b) Essai de compression.

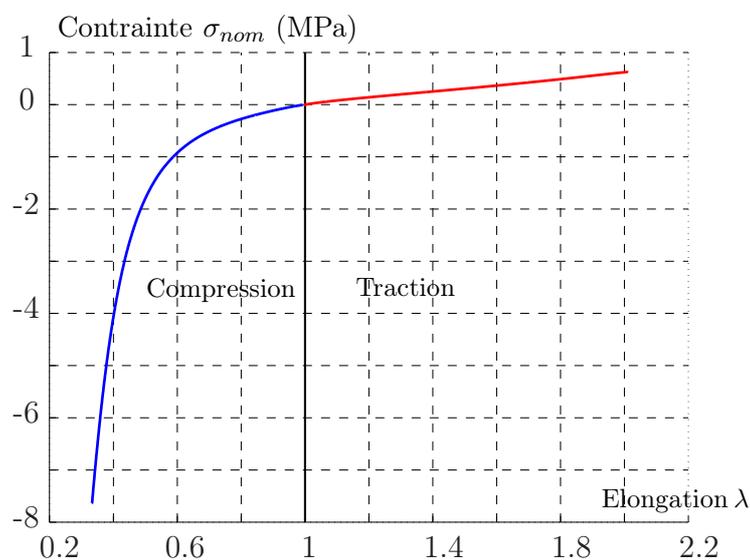


FIGURE 2.11 – Résultat des tests de traction et de compression du matériau TangoBlack Plus.

atteinte au bout de 15 minutes. Les résultats de ce test sont très différents de ceux obtenus pour le VeroWhite. Ils tendent à montrer que l'élastomère peut être soumis à une précontrainte sur une durée prolongée.

Comme nous proposons de combiner l'utilisation de l'élastomère et d'une structure compliant, nous devons envisager que l'élastomère soit sollicité de façon répétée. De ce fait, nous avons aussi réalisé des essais de cyclage en traction. Pour cela, nous avons repris le même montage que présenté dans la figure 2.10 a), à la différence du cycle de chargement, oscillant de manière triangulaire entre une valeur mini-

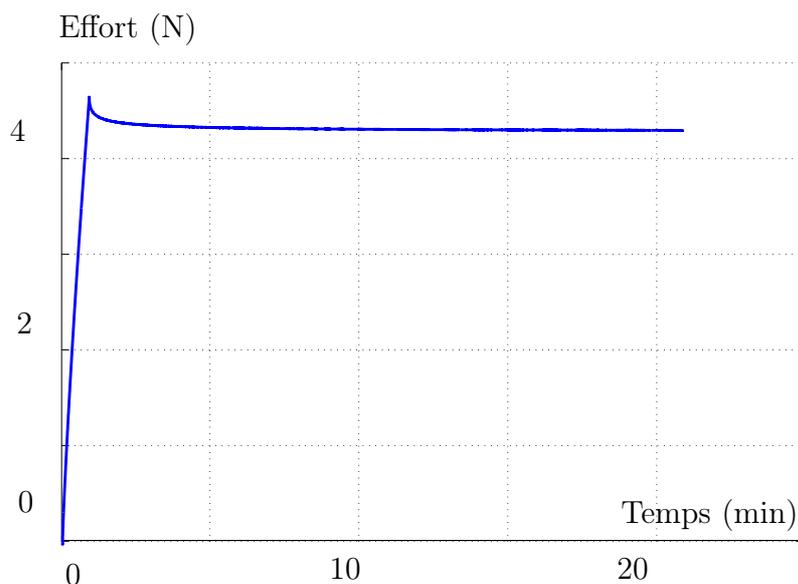


FIGURE 2.12 – Essai de relaxation réalisé sur le matériau TangoBlack Plus.

male et maximale. Ces tests ont été réalisés pour plusieurs niveaux d'allongement moyen mais pour une même amplitude jusqu'à la rupture du matériau. L'évolution de l'effort généré en fonction du temps est présenté dans la figure 2.13, ainsi que le nombre de cycles réalisés avant rupture. Pour chaque courbe, les efforts minimaux et maximaux de chaque cycle restent constants au cours du temps, validant la faible influence de la précontrainte sur les performances mécaniques du matériau. De plus, l'évolution du nombre de cycle maximum est inversement proportionnelle à l'allongement imposé, un minimum de 100 cycles pouvant être garanti pour un allongement inférieur à 40%.

Afin de mieux comprendre les phénomènes physiques mis en jeu lors de la rupture de l'éprouvette, il est intéressant d'observer la façon dont elle se développe. Une amorce de rupture apparaît dans un premier temps dans un coin de la section du volume de l'élastomère (fig. 2.14). Au fur et à mesure que l'allongement grandit, la rupture se propage dans le plan de la section pour aboutir à une rupture complète. L'apparition de l'amorce semble alors due aux imperfections constatées en section 2.1.2 dans le cas d'une finition mate. Il est alors légitime de se demander si l'apparition de cette amorce de rupture peut être retardée, en fabriquant des éprouvettes en finition brillante, qui présentent un meilleur état de surface (voir section 2.1.2) ou en utilisant des éprouvettes avec une autre section de base.

Deux séries de tests ont alors été réalisées, afin d'observer l'impact de la finition et de la forme de la section de l'éprouvette. Dans un premier temps, nous avons comparé deux éprouvettes de section carrée, l'une de finition mate, l'autre brillante. Les résultats obtenus sont présentés dans la figure 2.15 a), l'éprouvette de finition brillante supportant deux fois plus de cycles que l'éprouvette mate. Dans un second

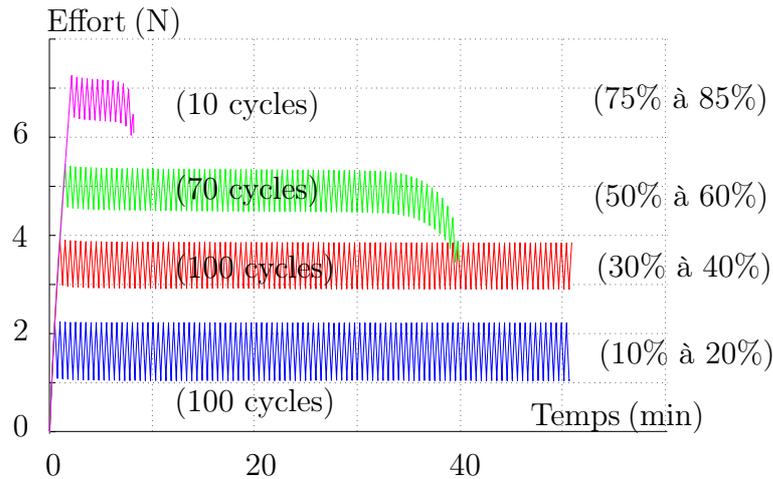


FIGURE 2.13 – Essais de fatigue par cyclage réalisés sur le TangoBlack Plus pour différents niveaux d’allongement.

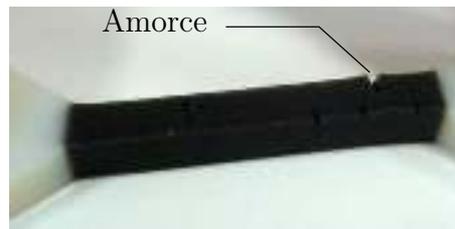


FIGURE 2.14 – Photo d’une éprouvette avec amorce de rupture.

temps, nous avons comparé deux éprouvettes, l’une de section carré et l’autre circulaire. Les résultats sont présentés dans la figure 2.15 b), montrant une amélioration du nombre de cycles à rupture de plus de 40%, la rupture n’ayant pas eu lieu au bout de 100 cycles pour l’éprouvette de section circulaire.

La dernière étape de la caractérisation du matériau est la mise au point d’un modèle de comportement. Un premier modèle, linéaire, peut être utilisé. Il est valable seulement pour les petites déformations, mais a l’avantage d’être simple à manipuler. Le module de Young  $E_{tango}$  et le coefficient de Poisson  $\nu_{tango}$  sont alors définis dans l’équation (2.3). La valeur du module de Young est issue de la courbe représentée en figure 2.11, et celle du coefficient de Poisson issue de l’hypothèse d’incompressibilité énoncée à partir de la figure 2.11.

$$E_{tango} = 1 \text{ MPa, et } \nu_{tango} = 0.49 \quad (2.3)$$

Pour modéliser le comportement en grandes déformations, un modèle non-linéaire doit par ailleurs être identifié. Prenant en compte des déformations importantes, ce modèle permet alors de lier la contrainte réelle  $\sigma_{re}$  avec l’allongement  $\lambda$ . Comme le coefficient de Poisson est proche de 0.5, il n’y a pas de variation de volume lors de

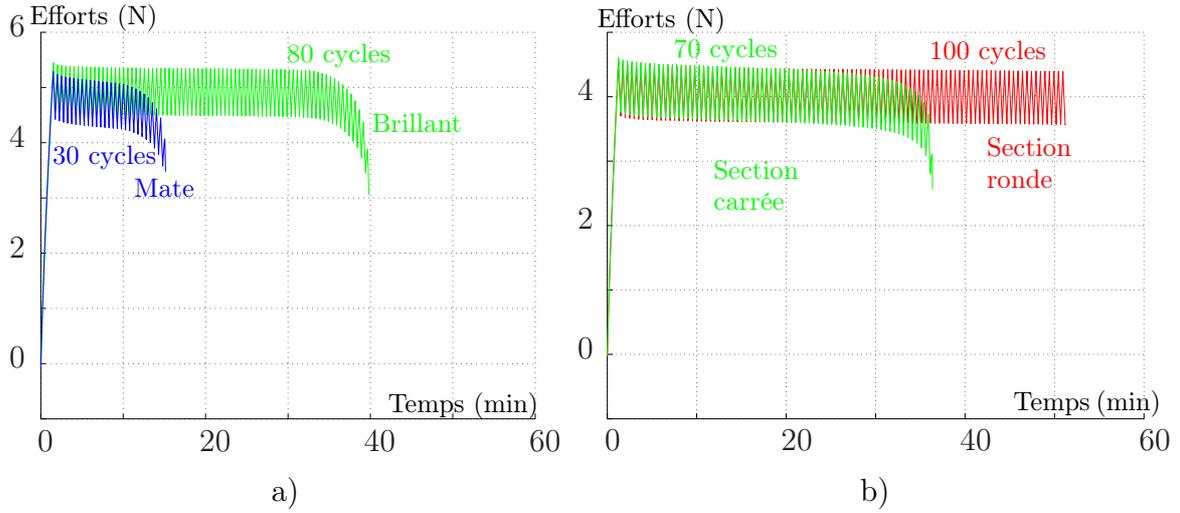


FIGURE 2.15 – Comparaison de deux éprouvettes, a) mate et brillante et b) section carrée et circulaire.

l'allongement de l'élastomère. On peut alors écrire  $S = L_0 \cdot S_0 / L$ . La contrainte réelle est alors définie par  $\sigma_{re} = F/S$ . Dès lors, l'équation (2.4) est obtenue, ce qui donne la courbe présentée dans la figure 2.16.

$$\sigma_{re} = \sigma_{nom} * \lambda \quad (2.4)$$

Différents modèles ont été proposés pour représenter un tel comportement. Plusieurs sont présentés dans l'état de l'art réalisé par Boyce et al. [Boyce 2000]. Nous avons choisi d'utiliser un modèle issu de la formulation de la densité d'énergie de déformation  $W$ . Cette énergie est fonction des invariants du tenseur de déformation de Cauchy-Green  $I_1, I_2, I_3$  tel que  $W = f(I_1, I_2, I_3)$ . La formulation de la fonction  $f$  dépend du modèle choisi. Les formules des invariants sont présentées dans l'équation (2.5), où  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  sont les coefficient principaux du tenseur d'élongation.

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2, \quad I_2 = \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2 + \lambda_1^2 \cdot \lambda_3^2, \quad I_3 = \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2 \quad (2.5)$$

Par définition,  $I_3 = 1$  pour un matériau incompressible. De plus, pour une sollicitation uniaxiale, comme c'est le cas dans un test de traction, l'élongation principale  $\lambda$  peut être liée aux coefficients du tenseur d'étirement par l'équation suivante :  $\lambda = \lambda_1 = 1/\lambda_2^2 = 1/\lambda_3^2$ . Ensuite, à l'aide de l'équation (2.6), la contrainte réelle peut être calculée en fonction de l'étirement principal :

$$\sigma_{re} = \frac{dW}{d\lambda} \quad (2.6)$$

Après avoir testé plusieurs modèles pour la fonction  $f$ , nous avons choisi celui qui présentait un nombre réduit de coefficients, tout en assurant une erreur inférieure

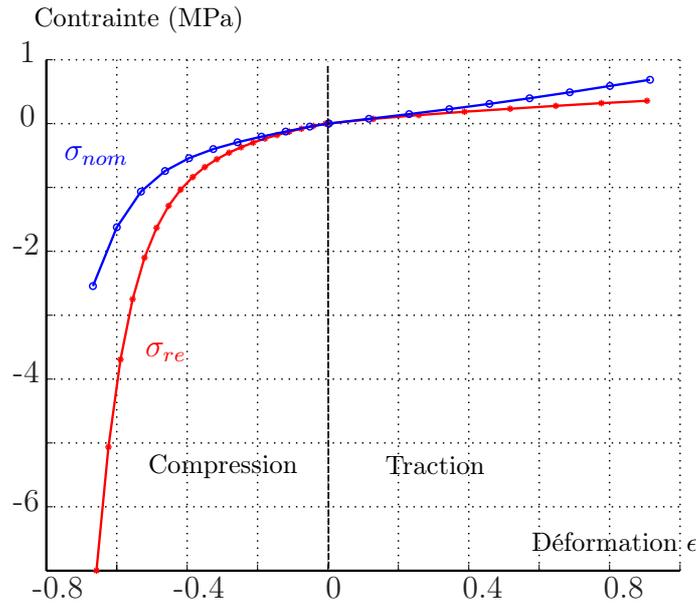


FIGURE 2.16 – Courbe des contraintes nominales ( $\sigma_{nom}$ ) et réelles ( $\sigma_{re}$ ) pour les essais de traction et de compression réalisés sur le TangoBlack Plus.

à 1% pour la prédictions de la contrainte par rapport aux valeurs expérimentales représentées en figure 2.16. La fonction  $f$  est donnée dans l'équation (2.7).

$$\begin{aligned}
 W &= C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 \\
 &+ C_{02}(I_2 - 3)^2 + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3)
 \end{aligned}
 \quad (2.7)$$

En utilisant les équations (2.6), (2.7) et les expressions des étirements principaux, la fonction liant la contrainte réelle  $\sigma_{re}$  à  $\lambda$  peut être écrite. Une simple identification permet ensuite de déduire la valeur de chacun de 5 coefficients  $C_{10}, C_{01}, C_{20}, C_{02}, C_{11}$ . Nous obtenons ici  $(C_{10}, C_{01}, C_{20}, C_{02}, C_{11}) = (0.0101, 0.1206, 0.0225, 0.0070, -0.0218)$ , en MPa. La figure 2.17 montre la courbe représentant ce modèle comparée à celle de  $\sigma_{re}$ .

Nous avons dans cette section étudié en détails le procédé de fabrication utilisé pour les travaux présentés dans cette thèse, ce qui nous a permis d'extraire plusieurs informations utiles pour la suite des travaux. Les deux matériaux primaires employés dans la suite, à savoir le VeroWhite et le TangoBlack Plus ont par ailleurs été caractérisés, et des modèles de leurs comportements ont été identifiés.

A la fin du chapitre 1, nous avons choisi de synthétiser le mécanisme compliant du dispositif par une méthode cinématique. Nous avons alors souligné que l'efficacité de l'approche dépend des performances de la liaison utilisée, qui doit tirer profit de la FAMM. Cet aspect est maintenant abordé.

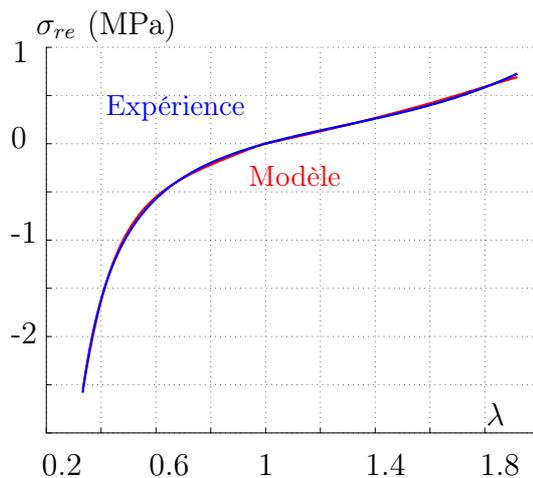


FIGURE 2.17 – Comparaison des contraintes réelles issues de l’expérience (courbe bleue) avec le modèle mis au point (courbe rouge).

## 2.2 Proposition d’une nouvelle liaison compliant

### 2.2.1 Objectifs et état de l’art

Afin de pouvoir exploiter un nombre le plus large possible d’architectures lors de la synthèse, nous nous concentrons ici sur la réalisation d’une liaison pivot. Dans notre contexte, ce choix est en effet naturel car nous pourrions alors exploiter différents mécanismes pour effectuer, à partir d’un mouvement élémentaire de rotation, un changement d’orientation de l’aiguille. Les débattements angulaires requis par la tâche sont de l’ordre de  $90^\circ$ . Cela implique des amplitudes en rotation admissibles importantes au niveau de la liaison. La précision du dispositif doit par ailleurs être en accord avec les performances définies dans le chapitre 1, avec une précision millimétrique lors de l’insertion. Sur le plan cinématique, cela signifie que le mouvement permis par la liaison pivot compliant doit être effectivement une rotation, en rendant négligeable tout autre mouvement. Enfin, la sécurité du dispositif doit pouvoir être assurée, en minimisant les énergies mises en jeu. Le mouvement dans les liaisons compliant provenant de la déformation de leur matériau, cela implique de minimiser la raideur en rotation.

Dans la littérature, il existe deux catégories de liaisons compliant [Henein 2001, Howell 2001], selon la répartition des déformations au sein de la pièce : soit elles sont concentrées en un endroit de la pièce via un amincissement, on parle alors de liaison à compliance concentrée [Lobontiu 2001, Bachta 2011], soit elles sont réparties sur toute une zone de la pièce, on parle alors de liaison à compliance distribuée [Mackay 2012, Trease 2005]. Un exemple de chaque catégorie est présenté dans la figure 3.2. La première catégorie a pour avantage, comparée à la seconde, de présenter un axe de rotation qui peut être considéré fixe et passant par le centre de la liaison [Howell 2001]. La rotation relative entre les deux extrémités de la liaison est alors plus précise. En revanche, sa géométrie conduit à des concentrations de

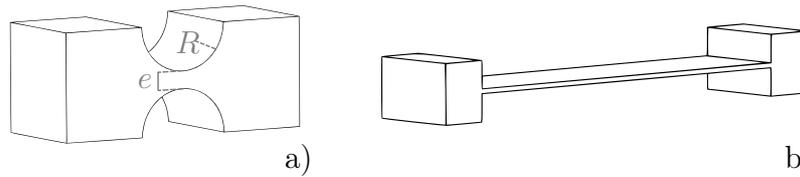


FIGURE 2.18 – Exemple de liaison : a) à compliance concentrée, b) à compliance distribuée.

contraintes, et par conséquent ne permet généralement pas une amplitude angulaire importante. À l'inverse, une liaison à compliance distribuée offre généralement une amplitude de mouvement plus importante.

Du fait de la liberté de forme proposée, la fabrication additive a permis l'émergence de nouvelles géométries de liaisons compliantes [Berselli 2011, Mirth 2014, Qiu 2014]. Le principe de ces solutions repose toujours sur une compliance distribuée, la fabrication additive permettant d'améliorer la compacité des éléments déformés grâce à des géométries complexes. Un exemple est présenté dans la figure 2.19, développée par Berselli et al. [Berselli 2014], pour lequel l'élément compliant a été enroulé autour de l'axe de rotation, de manière à réduire la longueur effective de la liaison. Au final, des liaisons à débattements importants sont obtenues ( $90^\circ$  pour l'exemple présenté), tout en proposant une compacité intéressante. La compliance en rotation reste cependant importante, d'une valeur de  $8.7 \text{ rad.N}^{-1}.\text{m}^{-1}$  dans le cas de la liaison présentée en figure 2.19.

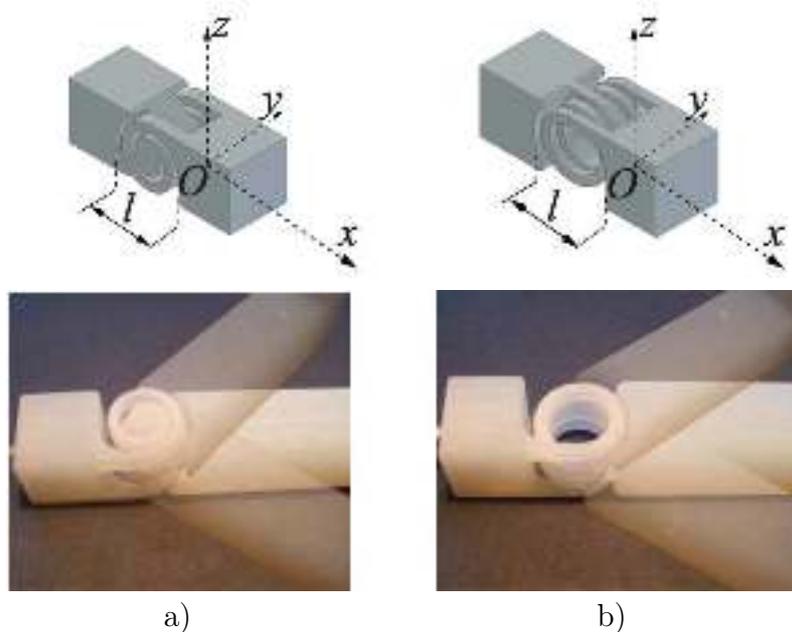


FIGURE 2.19 – Liaisons développées par Berselli et al. [Berselli 2011]. a) Liaison SPIR. b) Liaison HEL.

Nous proposons d’aborder la conception de liaison en tenant compte en amont de la possibilité de réaliser des pièces multi-matériaux. L’utilisation d’un matériau élastomère au sein d’une structure rigide permet de localiser les déformations, tout en s’affranchissant de la géométrie par amincissement. Cette méthode est employée dans plusieurs travaux [Wood 2008a, Cutkosky 2009, Vogtmann 2011]. Elle permet d’augmenter l’amplitude angulaire de la liaison compliante car l’élastomère présente une importante déformation admissible, mais aussi de diminuer considérablement la raideur angulaire de la liaison du fait de la faible raideur du matériau. Cette diminution est obtenue selon la direction de rotation de la liaison, ce qui est positif, mais aussi selon les autres directions, si bien que la précision du comportement cinématique de la liaison ne peut pas être garantie. Un exemple d’une telle liaison est proposé par [Vogtmann 2011] (fig. 1.12 b)). Cette liaison présente une raideur angulaire faible et une amplitude en rotation importante autour de l’axe  $X$ , ce qui est le but de sa construction. Cependant, de part sa géométrie, la raideur angulaire selon l’axe  $Y$  est la même que celle selon l’axe  $X$ , donc faible. Il est alors difficile de prétendre que cette liaison est une pivot, ce qui n’est pas une limite majeure dans le contexte où elle a été développée. Dans notre cas, la précision du mécanisme est en revanche une donnée importante. Nous proposons donc dans la section suivante une nouvelle géométrie qui permet de remédier à cette difficulté.

### 2.2.2 Principe de construction de la liaison

La géométrie de la liaison peut être introduite en se concentrant tout d’abord sur sa section, présentée dans la figure 2.20. Cette section est conçue pour permettre une rotation autour de l’axe  $Z$  perpendiculaire au plan de la figure. Elle est adaptée d’une liaison à compliance concentrée avec évidemment circulaire exploitée dans la littérature [Lobontiu 2001], qui permet d’allier précision et compacité. Nous proposons d’ajouter en son centre un matériau type élastomère tel que le TangoBlack Plus, de manière similaire aux liaisons multi-matériaux étudiées précédemment, ceci dans le but d’obtenir des propriétés de raideur et d’amplitude angulaire intéressantes. Cette section est alors définie par plusieurs paramètres (fig. 2.20). Le diamètre externe de la section est appelé  $D$ . L’angle  $\alpha$  permet de régler l’amplitude angulaire maximale de la liaison via des butées physiques. La hauteur, la largeur et le rayon du congé circulaire de la section d’élastomère sont respectivement nommés  $h$ ,  $e$  et  $R$ . Afin d’assurer la continuité du profil, les valeurs de  $R$  et  $h$  sont définies par la relation (2.8).

$$\begin{cases} R &= \frac{e}{2} \cdot \frac{\sin(\alpha/2)}{1 - \sin(\alpha/2)} \\ h &= \frac{e}{2} \cdot \frac{\sin(\alpha)}{1 - \sin(\alpha/2)} \end{cases} \quad (2.8)$$

Nous avons montré dans la section 2.1.3 que le TangoBlack Plus est de faible raideur et peut subir d’importantes déformations. Placé au centre de la liaison, l’amplitude en rotation doit alors être importante et la raideur autour de l’axe  $Z$  faible, ce qui répond aux objectifs fixés. Pour les efforts selon les axes  $X$  ou  $Y$ , la raideur doit aussi être faible, ce qui altère en revanche la cinématique du

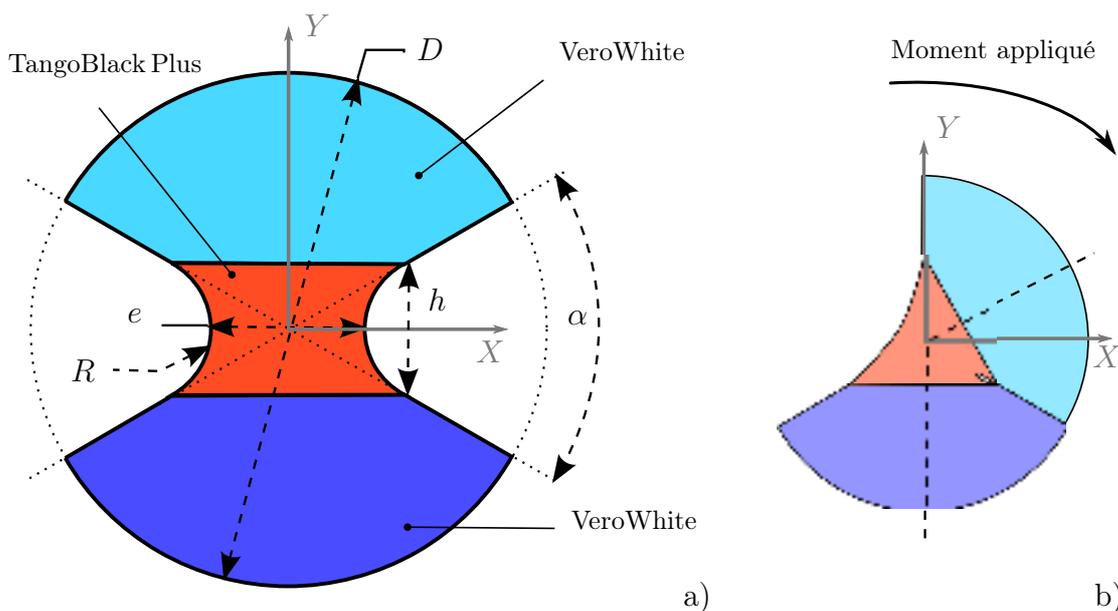


FIGURE 2.20 – a) Schéma de la section de la liaison HSC. b) Schéma de la section de la liaison HSC après application d'un moment selon l'axe  $Z$ , montrant la butée physique.

mouvement. La liaison obtenue n'est donc qu'une approximation d'une liaison pivot si des sollicitations quelconques lui sont appliquées.

Il est cependant important de remarquer qu'une augmentation de raideur significative existe si l'on applique un effort selon l'axe  $Y$ , dans le sens négatif. L'incompressibilité de l'élastomère mise en évidence dans la section 2.1.3 va en effet limiter les déplacements sous charge, et une augmentation de la raideur apparente doit alors se produire. Nous proposons d'exploiter cette propriété et de réaliser la liaison non pas par une extrusion rectiligne de cette section, ce qui est fait classiquement, mais par un balayage hélicoïdal sur  $360^\circ$  avec un pas  $p$ . Dans cette configuration, toutes les sections le long de  $Z$  restent normales à cet axe, mais leur orientation propre est proportionnelle au pas de l'hélice, comme montré dans la figure 2.21 a)<sup>1</sup>. Si l'on applique un effort dans le plan  $(X, Y)$  sur le volume 2, il y a toujours une section le long de l'axe qui est directement mise en compression. La raideur de la liaison devrait donc rester importante, avec des mouvements non désirés limités.

Une des conséquences de la forme hélicoïdale est la dépendance entre la rotation et la translation selon  $Z$ . En effet, pour une simple hélice, l'application d'un moment autour de  $Z$  entraîne à la fois une rotation et une translation selon ce même axe. Afin de corriger cet effet, une seconde hélice de pas opposé est intégrée en parallèle, comme montré dans la figure 2.21 b). Dans cette configuration, seule la rotation est conservée. De plus, si un moment autour des axes  $X$  ou  $Y$  est appliqué, il y a aussi une section de chacune des hélices de pas opposé qui est soumise à la compression. Seul un effort appliqué le long de l'axe  $Z$  n'implique aucun phénomène de compression, mais

1. Une vidéo de la construction de la liaison est disponible à l'adresse suivante : [http://icube-avr.unistra.fr/en/index.php/Additive\\_Manufacturing\\_for\\_New\\_Robotic\\_Devices](http://icube-avr.unistra.fr/en/index.php/Additive_Manufacturing_for_New_Robotic_Devices) (lien)

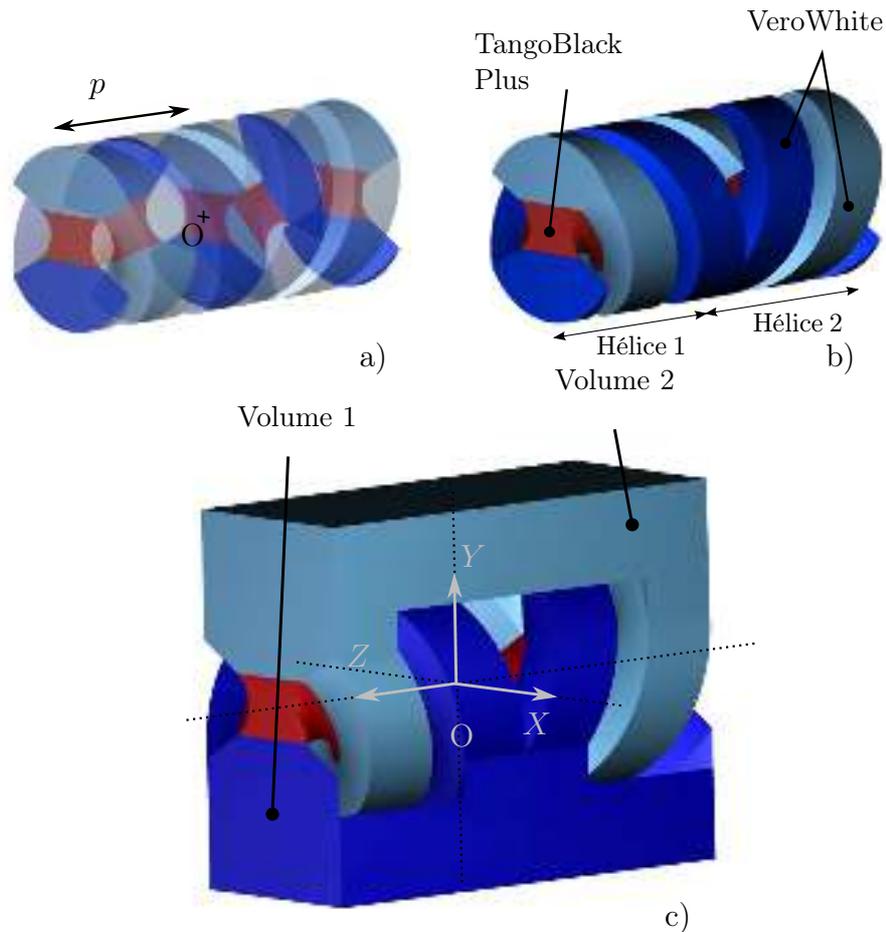


FIGURE 2.21 – Construction de la liaison HSC. a) Mise en valeur des sections le long de l’extrusion hélicoïdale. b) Les deux hélices de pas opposés. c) La liaison HSC.

le cisaillement de l’ensemble de l’élastomère, ce qui permet de limiter la compliance dans cette direction. La liaison ainsi obtenue, appelé liaison HSC pour Helical Shape and Compliant, est présentée dans la figure 2.21 c). Sa réalisation est possible grâce au procédé choisi, qui possède à la fois la liberté de forme nécessaire, et la possibilité de réaliser des pièces multi-matériaux.

Pour résumer, de part sa conception particulière, la liaison obtenue devrait présenter plusieurs propriétés intéressantes. Conformément aux besoins, l’emploi d’un élastomère devrait assurer une importante amplitude angulaire sans rupture du matériau, du fait de sa faible raideur et de son importante déformation admissible. De plus, la liaison devrait présenter un mouvement de rotation précis, avec une faible raideur. En effet, le caractère incompressible de l’élastomère combiné à la forme hélicoïdale de la liaison doit permettre une rotation autour de l’axe  $Z$  avec une faible raideur, mais aussi limiter les mouvements en cas de sollicitations parasites. Cette répartition à  $360^\circ$  devrait aussi impliquer une symétrie de comportement pour les efforts contenus dans le plan  $(X, Y)$ , ainsi que pour les moments selon les axes  $X$

et  $Y$ . Enfin, la géométrie de la liaison devrait pouvoir être adaptée, de manière à obtenir une taille compatible avec notre application. Dans la suite, nous proposons de valider ces propriétés de façon expérimentale. L'étude du comportement de la liaison passe d'abord par la définition de la matrice de compliance de la liaison.

### 2.2.3 Caractéristiques de la matrice de compliance de la liaison

La matrice de compliance lie de manière classique le torseur des efforts  $\mathbf{f} = [f_x, f_y, f_z, m_x, m_y, m_z]$  appliqué à un point  $N$  de la liaison, au torseur des déplacements infinitésimaux  $\mathbf{x} = [u_x, u_y, u_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z]$  exprimé dans le repère  $(N, X, Y, Z)$ , tel que :

$$\mathbf{x} = {}^N\mathbf{C}.\mathbf{f} \quad (2.9)$$

Définie symétrique, elle est composée de 36 coefficients  $c_{ij}$ ,  $i, j \in [1, 6]$ . Elle peut être divisée en 4 matrices  $3 \times 3$ , comme présenté dans l'équation (2.10), chacune de ces matrices possédant des coefficients de même dimension.

$${}^N\mathbf{C} = \begin{pmatrix} \mathbf{C}_{\mathbf{u}\mathbf{u}} & \mathbf{C}_{\theta\mathbf{u}} \\ \mathbf{C}_{\mathbf{u}\theta} & \mathbf{C}_{\theta\theta} \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

La matrice de compliance représente ici un comportement local et dépend donc de la position angulaire de la liaison. Pour une liaison de grande amplitude angulaire, comme c'est le cas pour la liaison HSC, cette matrice devrait donc être estimée pour toutes les valeurs angulaires [Berselli 2014]. Dans notre cas, la position initiale ( $\theta_z = 0^\circ$ ) est la seule position angulaire où aucun phénomène de compression n'est mis en jeu, c'est donc la position où le comportement est le moins performant. De manière à réduire le nombre de tests, seule cette position sera étudiée dans cette étude.

Pour une liaison pivot d'axe  $Z$ ,  $c_{66}$  est appelée la compliance principale, les autres coefficients étant les compliances secondaires [Berselli 2011]. La valeur de la compliance principale est alors l'image de la raideur principale de la liaison  $k_{66}$ . Pour une liaison à corps rigides, c'est-à-dire idéale,  $C$  ne comprend que des termes nuls sauf  $c_{66}$  qui a une valeur infinie. Dans le cas présent, des observations géométriques simples permettent par ailleurs d'identifier une structure particulière de la matrice de compliance de la liaison HSC. Pour cela, nous nous plaçons dans le cas de petits déplacements autour de la position initiale, le matériau élastomère étant alors supposé linéaire.

Dans un premier temps, considérons une hélice seule, et assimilons la à un ensemble de liaisons compliantes élémentaires mises en parallèle. Leurs sections sont donc identiques et leurs épaisseurs sont considérées très faibles, leurs orientations respectives variant selon l'axe  $Z$ . Pour une seule de ces liaisons élémentaires, l'application d'une force dans le plan  $(X, Y)$  implique à la fois une translation dans

la même direction et une rotation autour de l'axe  $Z$ . Mais du fait de la forme hélicoïdale, il existe pour chaque liaison élémentaire une seconde liaison élémentaire dont l'orientation est opposée de  $180^\circ$ . Ces deux liaisons présentent alors le même déplacement mais une rotation de sens opposé. De mêmes amplitudes, ces deux rotations vont alors s'annuler. Par conséquent, un effort dans le plan  $(X, Y)$  implique seulement un déplacement dans la même direction.

Prenons maintenant en compte les 2 hélices de pas opposé, avec  $(O, X, Y)$  comme plan de symétrie. La propriété précédente est alors toujours vérifiée. De plus, l'application d'un moment selon les directions  $X$  et  $Y$  entraîne une rotation autour du point  $O$ , centre de la liaison. En effet, un tel moment revient à appliquer un effort distribué de valeur nulle en  $O$  et dont la répartition varie linéairement selon  $Z$ . Les charges alors appliquées aux sections élémentaires situées respectivement aux coordonnées  $z_0$  et  $-z_0$  induisent un déplacement de même amplitude du fait de la symétrie. Une rotation pure autour de  $O$  est alors obtenue.

Comme mentionné précédemment, la présence de deux hélices de pas opposé permet de supprimer la dépendance entre rotation et translation autour de l'axe  $Z$ . Du fait par ailleurs de la répartition à  $360^\circ$  des liaisons élémentaires, un moment autour de  $Z$  implique donc seulement une rotation autour de cet axe. Pour les mêmes raisons, un effort le long de l'axe  $Z$  résulte en une translation pure le long de cet axe. Finalement, sous l'hypothèse des petites déformations, la matrice de compliance peut être considérée diagonale au point  $O$ , comme exprimé dans l'équation (2.11). Les propriétés de symétrie de la liaison permettent aussi de prétendre que  $c_{11} = c_{22}$  et  $c_{44} = c_{55}$ .

$${}^oC = \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

Afin d'observer le comportement de la liaison, et de valider le fait qu'elle réalise un mouvement de rotation autour de  $Z$ , il est nécessaire de comparer ces 6 coefficients entre eux. Cependant, une comparaison directe est impossible car les coefficients ne présentent pas les mêmes dimensions. Une normalisation est donc nécessaire. Pour une poutre simple, une méthode est introduite dans [Awtar 2007]. L'impact des efforts et des moments est analysé par leur influence relative sur la déflexion de la poutre. Le déplacement de l'extrémité de la poutre est alors aussi normalisé afin de pouvoir être comparé à la rotation. Cette approche n'est pour nous pas pertinente car la géométrie de la liaison HSC est difficilement assimilable à une poutre. Une seconde approche est introduite dans [Berselli 2014]. Elle est basée sur l'évaluation d'une matrice de compliance pour plusieurs positions de la liaison, puis le calcul d'une norme sur chacune des deux sous-matrices de taille  $3 \times 6$ , une pour les déplacements linéaires, l'autre pour les déplacements angulaires. La valeur de ces

normes permet alors de conclure sur le comportement cinématique de la liaison, en distinguant les translations et les rotations. Cette méthode n'introduit cependant aucun moyen de comparer les deux sous-matrices entre elles.

Dans [Moon 2002, Trease 2005], une autre méthode est introduite. Les efforts sont appliqués à l'extrémité d'un segment de longueur  $L_R$ , et l'influence de chaque compliance est observée en comparant le déplacement de l'extrémité de ce segment. L'utilisation de  $L_R$  permet alors de transformer les efforts en moments et les déplacements en angles. La méthode a le mérite de permettre une comparaison simple de tous les coefficients de la matrice. Le choix de  $L_R$  peut rester bien sûr délicat, et dépend du contexte d'emploi de la liaison HSC. C'est cette dernière méthode que nous avons choisi d'employer. Le choix de la valeur de  $L_R$  est lié à la taille du mécanisme considéré, nous choisissons ici  $L_R = 10$  mm. Les 6 coefficients obtenus sont alors de même dimension. Afin de pouvoir les comparer directement, une division par la compliance principale est réalisée. De ce fait, la compliance principale normalisée, notée  $\tilde{c}_{66}$ , a pour valeur 1. La matrice normalisée obtenue  ${}^o\tilde{\mathbf{C}}$  prend finalement la forme présentée dans la relation (2.12).

$${}^o\tilde{\mathbf{C}} = \text{diag}\left(\frac{c_{11}}{c_{66} * L_R^2}, \frac{c_{22}}{c_{66} * L_R^2}, \frac{c_{33}}{c_{66} * L_R^2}, \frac{c_{44}}{c_{66}}, \frac{c_{55}}{c_{66}}, 1\right) \quad (2.12)$$

Nous possédons maintenant un moyen de représenter la compliance de la liaison HSC, et donc d'étudier son comportement cinématique via la matrice  ${}^o\tilde{\mathbf{C}}$ . Il existe 2 façons d'obtenir les valeurs des coefficients de cette matrice : numériquement ou expérimentalement. Du fait de la facilité et la rapidité de fabrication de la liaison, nous avons choisi pour commencer une approche expérimentale. Cela nous permettra de valider les propriétés de la liaison sur une géométrie fixée dans un premier temps, pour pouvoir par la suite étudier plus en détail l'influence de la géométrie de façon numérique. L'approche expérimentale permet aussi de s'assurer que la géométrie peut être fabriquée facilement avec le degré de compacité voulu, sans problème de retrait de la matière support par exemple.

## 2.3 Evaluation expérimentale du comportement de la liaison

Cette étude se déroule en deux étapes. La compliance principale est d'abord évaluée, de manière à estimer sa valeur en fonction de la position angulaire, et à valider le fait que l'amplitude maximale est atteinte sans rupture du matériau. Les autres compliances sont ensuite étudiées, afin d'évaluer le comportement cinématique de la liaison.

Il nous faut pour cela fixer une géométrie, de manière à valider une compacité compatible avec celle souhaitée pour le dispositif, tout en s'assurant de ne pas avoir des épaisseurs de parois trop faibles. Les paramètres choisis sont présentés dans le tableau 2.1<sup>2</sup>. Une fois la fabrication réalisée, le post-traitement, consistant à

---

2. Dans la suite de ce manuscrit, nous utilisons non pas les unités SI, mais les unités de l'ingé-

$e$	$\alpha$	$D$	$p$
3mm	60°	10mm	10mm

TABLEAU 2.1 – Valeurs des paramètres géométriques pour le prototype de liaison HSC utilisé lors des tests préliminaires

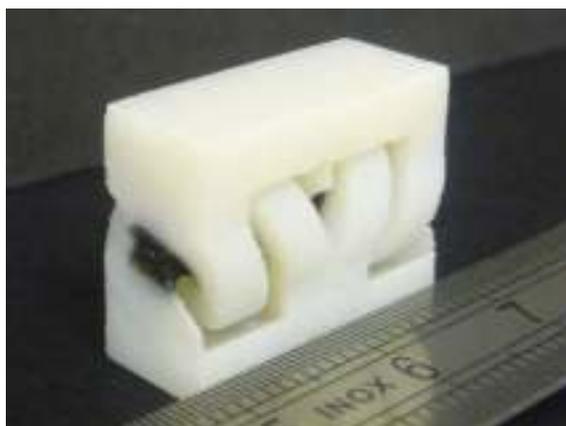


FIGURE 2.22 – Photo de la liaison HSC après fabrication.

retirer la matière support, est réalisé sans difficultés particulières. Une liaison avec un diamètre externe de 10 mm, qui représente une compacité suffisante pour notre application, est alors compatible avec le procédé. Une photo du prototype obtenu est présentée dans la figure 2.22.

### 2.3.1 Evaluation de la compliance principale

Dans un premier temps, nous souhaitons estimer la valeur de la compliance principale  $c_{66}$  en fonction de l'angle de rotation  $\theta_z$ .

#### Présentation du banc de test

Afin de mesurer  $c_{66}$ , il est nécessaire d'appliquer un moment  $m_z$  au volume 2 de la liaison (fig. 2.21) et de mesurer l'angle de rotation  $\theta_z$  correspondant. Une façon simple d'appliquer un moment est de combiner une force et un bras de levier, la force pouvant être générée par l'application d'une masse. Une éprouvette spécifique a alors été développée, de manière à ce que le centre de gravité de la partie mobile soit situé sur l'axe de la liaison. Cela permet de s'assurer que la position angulaire de la liaison est nulle lorsque aucun moment n'est appliqué. Pour ce faire, la partie mobile présente une forme annulaire, comme montré sur la figure 2.23, ce qui permet

---

nieur, de manière rendre les résultats plus lisibles. De ce fait, les distances sont généralement en millimètre et les angles en degré.



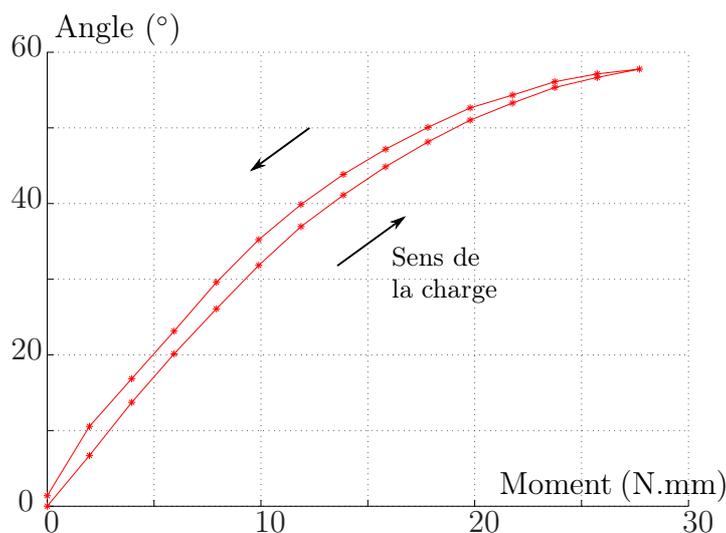
FIGURE 2.23 – Mesure de la compliance principale : a) Banc de test employé, b) Eprouvette développée, c) Exemple d’image récupéré par le système de vision.

de modifier sa position d’équilibre. L’éprouvette est ensuite placée avec l’axe  $Z$  à l’horizontale, ce qui permet d’utiliser directement la gravité pour générer le moment  $m_z$ . Une masse attachée à l’extrémité d’un câble permet ensuite de générer le moment  $m_z$  en s’enroulant sur la partie annulaire, à la manière d’un palonnier. Cette méthode a aussi pour avantage de présenter un bras de levier constant, facilitant le calcul de  $m_z$  connaissant la valeur de la masse. Très peu de frottements sont mis en jeu entre le câble et la partie annulaire, ce qui permet d’assurer une précision de l’ordre de 0.1 N.mm.

La mesure de l’angle résultant est réalisée par traitement d’image. Une caméra est placée face à l’éprouvette de manière à ce que son axe optique soit colinéaire avec l’axe de rotation. Des marqueurs ont été intégrés à l’éprouvette de façon à pouvoir récupérer l’angle  $\theta_z$ . Un exemple d’image acquise est présenté dans la figure 2.23 c). Le protocole de traitement d’image est le suivant. L’utilisateur définit une zone rectangulaire autour de chacun des 3 marqueurs. Dans chacune de ces zones, le barycentre de l’image préalablement binéarisée est calculé, donnant ainsi le centre du marqueur. La droite passant au plus près de chacun des marqueurs est ensuite évaluée donnant l’orientation du volume mobile et donc l’angle  $\theta_z$ . La précision de mesure a été estimée à 0.1°. Finalement, le rapport entre l’angle mesuré et le moment appliqué donne la valeur de la compliance  $c_{66}$ .

## Résultats

La courbe qui présente l’évolution de l’angle de rotation en fonction du moment appliqué est présentée dans la figure 2.24. Un angle maximal de 56.5° est mesuré, soit une amplitude angulaire totale de 113°. Aucune rupture n’est constatée lors du test, validant ainsi la possibilité de réaliser des amplitudes angulaires supérieures à 90°, valeur cible pour le dispositif. Un écart est cependant constaté par rapport à


 FIGURE 2.24 – Résultats des tests de mesure de  $c_{66}$ .

l'amplitude de  $120^\circ$  prévue du fait de la valeur de l'angle  $\alpha$ . Nous reviendrons sur cet écart dans la section 2.4. Pour la géométrie choisie, une légère non-linéarité est observée pour des angles supérieurs à  $30^\circ$ . Elle n'est pas gênante pour l'utilisation de la liaison, mais elle ne peut pas être négligée et sera prise en compte dans le modèle développé dans la section 2.4.2. Nous pouvons par ailleurs constater une hystérésis entre le chargement et le déchargement. Ce phénomène est courant dans les systèmes où un élastomère est déformé. Il sera étudié lors de la définition du modèle de comportement, dans la section 2.4. Enfin, la courbe obtenue permet de calculer la valeur initiale de  $c_{66}$ , qui n'est autre que la pente à l'origine de la courbe. Nous obtenons  $c_{66} = 3.33 \text{ deg.N}^{-1}.\text{mm}^{-1}$ , soit  $0.058 \text{ rad.N}^{-1}.\text{mm}^{-1}$ .

### 2.3.2 Evaluation des compliances secondaires

#### Démarche

L'évaluation des compliances secondaires est une tâche plus délicate puisque cinq coefficients sont à estimer. Nous avons choisi d'évaluer les coefficients indépendamment, en appliquant différents cas de charge de façon successive. La construction de la liaison conduit à avoir des compliances  $c_{44}$  et  $c_{55}$  d'un ordre de grandeur différent de  $c_{66}$ . Des tests qualitatifs le montrent immédiatement. De plus, l'application d'un moment  $m_x$  ou  $m_y$  tout en conservant une position angulaire fixe est délicate sur un plan expérimental. Nous nous sommes donc concentrés dans cette phase sur l'évaluation des coefficients  $c_{11}$ ,  $c_{22}$  et  $c_{33}$ , dont l'impact peut être problématique pour le comportement cinématique de la liaison. L'évaluation de l'ensemble des coefficients sera réalisée de façon numérique dans la section 2.4.1.

L'utilisation d'une machine de traction pour appliquer les efforts  $f_x$ ,  $f_y$  et  $f_z$  est intéressante, puisqu'elle permet de contraindre la direction de déplacement de la partie mobile selon l'axe d'application de l'effort, et donc d'assurer que la liaison reste

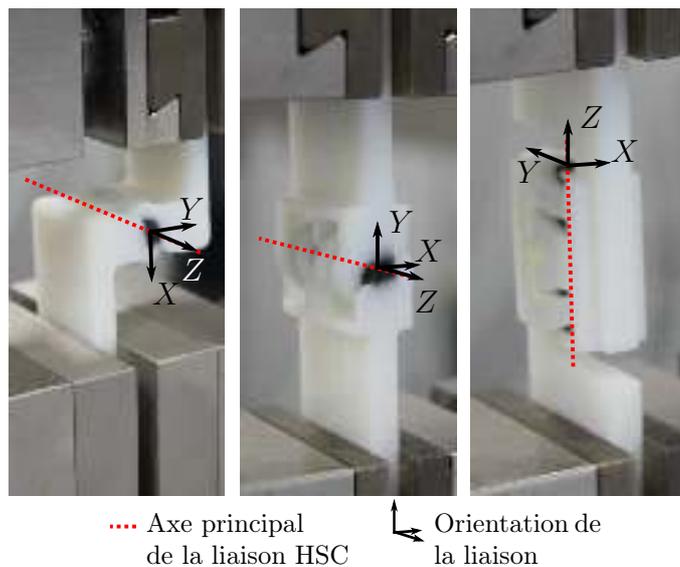


FIGURE 2.25 – Expérimentation pour la mesure des compliances secondaires.

à sa position angulaire initiale. C'est donc cette méthode que nous allons employer pour observer l'évolution de la valeur des coefficients  $c_{11}$ ,  $c_{22}$  et  $c_{33}$ .

### Présentation de la méthode expérimentale

La méthode de mesure est illustrée en figure 2.25. Elle utilise donc une machine de traction et permet d'évaluer la valeur des coefficients  $c_{11}$ ,  $c_{22}$  et  $c_{33}$  en fonction de leur déplacement respectif. Un effort est appliqué selon une direction donnée, l'allongement selon ce même axe est mesuré. Des éprouvettes particulières ont alors été conçues. Elles intègrent, de part et d'autre de la liaison, deux volumes permettant de lier chacun des volumes 1 et 2 de la liaison (fig. 2.25) aux mors de la machine. Une éprouvette différente a été conçue pour chacun des chargements  $f_x$ ,  $f_y$  et  $f_z$ , comme montré sur la figure 2.25. La machine de traction permet ensuite de récupérer les déplacements associés. Cette méthode assure une mesure précise à la fois de l'effort (0.05 N) et du déplacement (0.01 mm).

### Résultats

Les courbes obtenues sont présentées dans la figure 2.26. Elles montrent l'évolution du déplacement en fonction de l'effort appliqué, pour des efforts  $f_x$ ,  $f_y$  et  $f_z$ , selon le sens positif et négatif. La première remarque importante est l'invariance du comportement lors d'un changement de sens d'application de l'effort pour les trois directions, même pour des efforts importants. De plus, une équivalence entre les comportements selon les axes  $X$  et  $Y$  est constatée pour de faibles charges. Pour des efforts importants, le comportement selon les axes  $X$  et  $Y$  diffère légèrement. De tels niveaux d'effort peuvent alors provoquer également la déformation des volumes

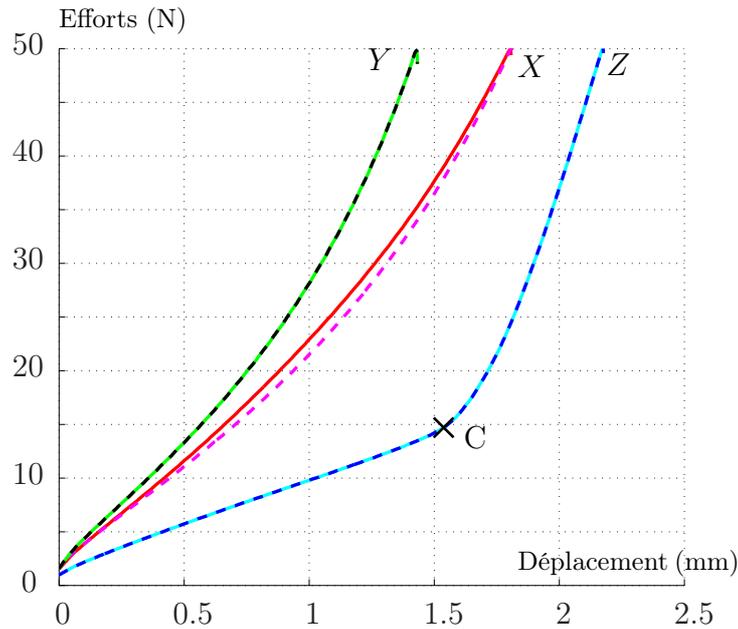


FIGURE 2.26 – Résultats des tests réalisés pour la mesure de  $c_{11}$ ,  $c_{22}$  et  $c_{33}$ . Les courbes continues sont les essais de traction, et les courbes discontinues les essais de compression.

rigides des éprouvettes, qui sont différents selon les axes testés, ce qui peut expliquer les écarts de comportements. Ces courbes permettent de calculer les valeurs initiales des coefficients  $c_{11}$ ,  $c_{22}$  et  $c_{33}$ . Nous obtenons respectivement  $0.052 \text{ mm.N}^{-1}$ ,  $0.046 \text{ mm.N}^{-1}$ ,  $0.1 \text{ mm.N}^{-1}$

De plus, une importante non-linéarité peut être observée sur chacune des courbes de la figure 2.26. Les pentes des courbes selon  $X$  et  $Y$ , qui ne sont autres que les images des valeurs des compliances  $c_{11}$  et  $c_{22}$ , augmentent, traduisant ainsi l'augmentation de la raideur de la liaison selon ces axes. Ce comportement est conforme à celui attendu. L'évolution de la courbe des efforts selon l'axe  $Z$  présente un profil différent. Elle est composée dans un premier temps d'une partie linéaire, puis après le point  $C$ , d'une seconde partie linéaire mais de raideur beaucoup plus importante. Ce comportement est logique. Avant le point  $C$ , seul l'élastomère se déforme, étant sollicité en cisaillement et sans mise en compression, d'où une évolution quasi-linéaire. Après le point  $C$ , il y a contact entre les deux hélices du fait du déplacement selon l'axe  $Z$ , c'est donc la partie en VeroWhite qui se déforme, expliquant l'augmentation importante de la raideur.

### 2.3.3 Bilan

Les tests réalisés nous ont permis de valider la possibilité de fabriquer des liaisons dont la compacité est compatible avec notre application. La capacité à obtenir un débatement important est par ailleurs confirmée. L'égalité des compliances  $c_{11}$  et  $c_{22}$ , attendue en raisonnant sur la géométrie de la liaison, a pu également être constatée. Enfin, le comportement de la liaison s'avère satisfaisant en terme de résistance des

$c_{11}$	$c_{22}$	$c_{33}$	$c_{66}$
0.052 mm.N <sup>-1</sup>	0.046 mm.N <sup>-1</sup>	0.1 mm.N <sup>-1</sup>	0.058 rad.N <sup>-1</sup> .mm <sup>-1</sup>
$\tilde{c}_{11}$	$\tilde{c}_{22}$	$\tilde{c}_{33}$	$\tilde{c}_{66}$
$8.9e^{-3}$	$7.9e^{-3}$	$1.7e^{-2}$	1

TABLEAU 2.2 – Valeur des compliances et compliances normalisées obtenues expérimentalement, en configuration initiale de la liaison.

matériaux mis en jeu. L'ensemble des essais a pu être conduit sans endommagement de l'élastomère. D'autres essais ont montré qu'au moins 200 rotations peuvent être réalisées avec la liaison sans endommagement. Ces résultats, bien qu'empiriques, confirment l'intérêt de la liaison et son adéquation avec notre application.

En utilisant tous les tests réalisés, nous pouvons finalement évaluer le comportement cinématique de la liaison, c'est-à-dire à calculer la matrice de compliance normalisée telle que définie dans l'équation (2.12). Pour cela, les valeurs initiales des coefficients  $c_{11}$ ,  $c_{22}$ ,  $c_{33}$  et  $c_{66}$  ont été calculées d'après les courbes 2.26 et 2.24. Les valeurs obtenues figurent dans le tableau 2.2. La valeur de la compliance principale  $c_{66}$  est faible, conformément aux objectifs de la liaison proposée. De plus, la valeur de  $c_{33}$  est plus importante que celles de  $c_{11}$  et  $c_{22}$ , comportement attendu du fait de la géométrie de la liaison. Les valeurs normalisées sont calculées d'après l'équation (2.12). Les résultats figurent dans le tableau 2.2. Ils indiquent clairement que  $c_{66}$  est la compliance principale, un rapport minimal de 50 existant entre  $\tilde{c}_{66}$  et  $\tilde{c}_{11}$ ,  $\tilde{c}_{22}$  et  $\tilde{c}_{33}$ . Des tests empiriques ayant déjà validé que la compliance  $c_{66}$  était beaucoup plus importante que les compliances  $c_{44}$  et  $c_{55}$ , la liaison HSC réalise donc bien une liaison pivot autour de son axe.

Finalement, cette étude préliminaire expérimentale a permis de valider les différentes propriétés de la liaison : grande amplitude angulaire, faible raideur principale, compacité adaptée à l'application et cinématique précise. Ceci valide son utilité pour l'application considérée. Cependant, cette étude n'a été réalisée que pour une seule géométrie. Dans un deuxième temps, nous étudions donc le comportement de la liaison HSC et l'évolution de sa raideur principale de façon quantitative, pour l'ensemble des géométries possibles, afin d'identifier les géométries de la liaison les plus pertinentes.

## 2.4 Modélisation du comportement de la liaison HSC

Dans cette partie, nous souhaitons maintenant étendre l'étude précédente à l'ensemble des géométries possibles, de manière à identifier des géométries pertinentes par rapport à nos besoins en terme de compliance. Le nombre de paramètres définis-

sant la liaison rend très difficile une évolution expérimentale. Nous préférons donc réaliser un modèle numérique permettant d’obtenir la matrice de compliance  $C$  pour chaque géométrie. Comme précédemment, cette matrice est étudiée pour  $\theta_z = 0^\circ$  et pour de petites déformations. Des diagrammes de conception sont alors élaborés de manière à étudier l’influence des paramètres géométriques de la liaison sur la matrice de compliance. Dans un second temps, nous accomplissons une analyse plus poussée de l’influence de la géométrie sur le coefficient  $c_{66}$ . Ce coefficient représente la raideur principale de liaison, une étude fine de sa valeur est donc importante pour la définition d’un modèle de la liaison. Les résultats obtenus, en considérant l’ensemble du débattement de la liaison seront par la suite employés pour notre application. L’étude conduite permet par ailleurs de proposer avec la liaison un modèle exploitable dans d’autres contextes.

### 2.4.1 Etude de la matrice de compliance normalisée

#### Présentation de la méthode

Le but ici est d’estimer numériquement la matrice de compliance pour toutes les géométries possibles de la liaison. Il est bien sûr impératif au préalable de valider le modèle numérique utilisé, afin de s’assurer de sa cohérence par rapport aux résultats expérimentaux. La première étape de la méthode consiste à définir les bornes de chacun des intervalles des paramètres géométriques définissant la liaison. Ces paramètres sont ensuite discrétisés pour générer un nombre fini de géométries. Pour chaque géométrie, le modèle numérique est alors utilisé pour calculer l’ensemble des coefficients de la matrice de compliance. Dans [Trease 2005], une étude similaire est réalisée afin d’observer l’influence de la géométrie d’une liaison compliant sur plusieurs de ses compliance, les résultats étant alors regroupés sous forme de diagrammes de conception. De la même manière, nous proposons la mise en place de diagrammes de conception permettant d’observer l’évolution des coefficients de la matrice de compliance en fonction des paramètres géométriques, ce qui permet la sélection des géométries les plus pertinentes.

#### Validation du modèle numérique

Le modèle numérique défini permet de calculer les différents composants de la matrice de compliance par un calcul par éléments finis. Les logiciels MSC.Patran  $\text{\textcircled{R}}$  et MSC.Marc  $\text{\textcircled{R}}$  ont été employés afin de définir la géométrie et de réaliser les calculs. Afin de simplifier la démarche et de permettre une génération automatique des géométries, les essais ont été réalisés en considérant l’ensemble formé par les deux hélices, comme présenté dans la figure 2.21 b) Nous avons employé un maillage basé sur des éléments Tet10, c’est-à-dire des tétraèdres possédant 10 noeuds liés par des relations quadratiques. Un nombre minimal de 10000 éléments est employé dans la simulation pour obtenir une précision suffisante. Les modèles de comportement définis dans la section 2.1.3 sont alors utilisés, la non-linéarité du TangoBlack Plus étant de ce fait intégrée dans le modèle numérique. L’estimation des six coefficients de la

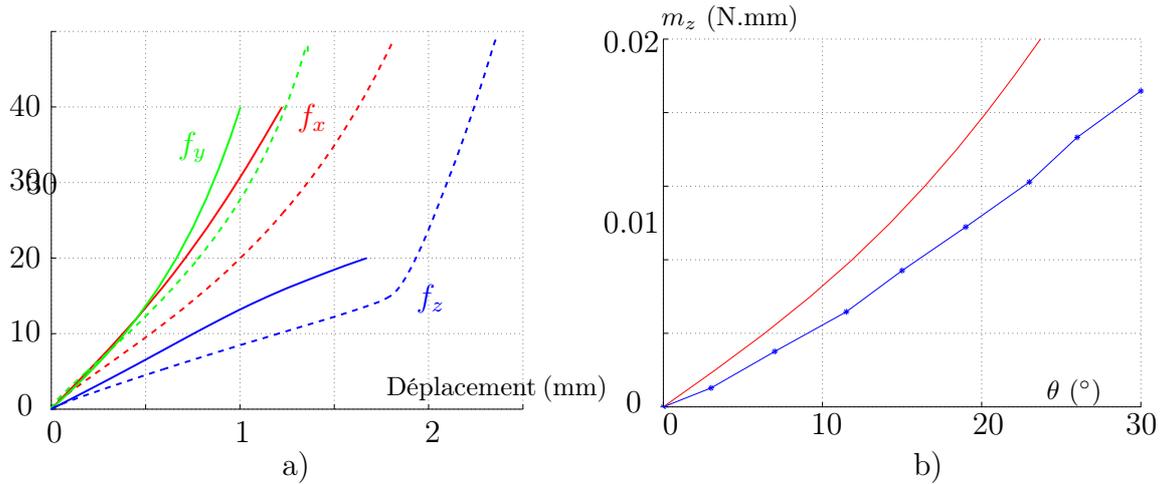


FIGURE 2.27 – Comparaison entre le modèle éléments finis et les tests expérimentaux. a) pour  $f_x$ ,  $f_y$  et  $f_z$ , les courbes en pointillés représentant les résultats expérimentaux, les courbes continues le modèle. b) pour  $m_z$ , la courbe avec des marqueurs représentant les résultats expérimentaux.

diagonale de la matrice de compliance, pour une géométrie, nécessite alors environ cinq minutes.

L'évaluation du modèle numérique de la liaison est réalisée en simulant les tests conduits en section 2.3, avec l'application d'efforts  $f_x$ ,  $f_y$  et  $f_z$  puis d'un moment  $m_z$ . Les résultats obtenus sont présentés dans la figure 2.27. Les courbes expérimentales de la figure 2.27 a) ont la même allure que celles présentées dans la figure 2.26. Il est intéressant de remarquer sur ces courbes que le modèle est cohérent pour de petits déplacements avec pour chaque sollicitation des erreurs inférieures à 10%, ce qui semble suffisant dans notre contexte. En revanche, lorsque l'on observe les grands déplacements, la précision du modèle est plus faible, avec des erreurs relatives en déplacement de 23%, 19%, 13% et 26%, respectivement pour  $f_x$ ,  $f_y$ ,  $f_z$  et  $m_z$  à sollicitation maximum. De plus, dans la figure 2.27 b), l'amplitude maximale n'est pas atteinte du fait des limites logicielles, ce qui ne permet pas de mesurer la raideur principale sur toute sa plage de valeur. Pour conclure, le modèle éléments finis peut être employé seulement dans le cas de petites déformations, sa précision restant assez limitée dans les autres cas, du fait de la difficulté de la simulation, où complexité de géométrie, de comportement de matériaux et larges déformations sont combinées.

### Intervalles d'évolution des paramètres

Nous avons vu dans la partie 2.2.2 que la géométrie de la liaison peut être définie par 4 coefficients indépendants :  $\alpha$ ,  $D$ ,  $e$  et  $p$ . L'angle  $\alpha$  définit directement l'amplitude angulaire de la liaison, sa valeur est donc imposée par des considérations géométriques au niveau du mécanisme. Une grande plage de variation est alors considérée, avec des valeurs allant de  $0^\circ$  à  $90^\circ$ . La valeur du diamètre  $D$  fixe le

diamètre extérieur de l'hélice, elle n'est donc pas liée à la dimension du volume d'élastomère. De ce fait, sa valeur n'influence pas celle des coefficients de la matrice de compliance. Afin d'assurer la rigidité de l'hélice, la valeur de  $D$  est donc fixée par rapport à celle de  $e$ , soit  $D \geq e + 4$ . Pour les paramètres  $e$  et  $p$ , leurs valeurs minimales sont fixées par le procédé de fabrication. Elles sont donc fixées à 1 mm, épaisseur minimum de paroi possible avec le procédé de fabrication employé, comme défini dans la section 2.1.2. Leurs valeurs maximales sont choisies pour pouvoir proposer des liaisons dont l'encombrement est compatible avec le contexte applicatif. Les intervalles d'évolution des quatre coefficients sont finalement définis par la relation (2.13).

$$\begin{cases} \alpha \in ]0^\circ, 90^\circ] \\ e \in [1, 5] \text{ mm} \\ p \in [5, 20] \text{ mm} \end{cases}, \text{ avec } D \geq e + 4 \quad (2.13)$$

Pour chacun des 3 paramètres indépendants considérés ( $e$ ,  $p$ ,  $\alpha$ ), l'intervalle de variation est discrétisé avec les pas respectifs suivants : 0.5 mm, 2.5 mm et  $\alpha \in [30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ]$ . Ensuite, chaque combinaison de géométrie est testée de manière à calculer les coefficients de la matrice  ${}^O\tilde{\mathbf{C}}$ , permettant l'obtention des diagrammes de conception.

### Obtention des diagrammes de conception

Les diagrammes de conception proposés sont des graphiques présentant, pour une valeur de  $\alpha$  donnée, l'évolution des coefficients de la matrice  ${}^O\tilde{\mathbf{C}}$  en fonction des paramètres  $p$  et  $e$ . Comme  $\tilde{c}_{66} = 1$  pour toutes les géométries, la valeur de  $c_{66}$  est affichée. Les résultats sont présentés dans la figure 2.28. Ces diagrammes permettent d'obtenir, par interpolation, les valeurs des coefficients de la matrice de compliance normalisée et de  $c_{66}$  pour une géométrie donnée. Cela permet alors de calculer les 6 coefficients de la matrice de compliance  ${}^OC$ .

Il est intéressant de remarquer que  $\tilde{c}_{11}$  et  $\tilde{c}_{22}$  présentent des valeurs et évolutions semblables pour toutes les géométries, ainsi que  $\tilde{c}_{44}$  et  $\tilde{c}_{55}$ , validant ainsi les propriétés de symétrie de la liaison HSC. Observons maintenant l'influence des paramètres géométriques. Premièrement, l'angle  $\alpha$  a très peu d'influence sur les coefficients de la matrice de compliance normalisée, les courbes d'une même ligne semblant similaires. Cela signifie que  $\alpha$  n'a pas d'influence sur le comportement cinématique de la liaison, et que sa valeur peut être définie de façon indépendante. Deuxièmement, les diagrammes montrent que  $\tilde{c}_{11}$  et  $\tilde{c}_{22}$  sont plus sensibles à la variation de  $e$  que à celle de  $p$ . C'est aussi le cas pour  $\tilde{c}_{33}$ . Plus  $e$  est faible, plus la valeur de ces coefficients l'est aussi. Dans ce cas, leurs valeurs sont alors inférieures à 0.1, signe que  $c_{66}$  est la compliance principale. Les coefficients  $\tilde{c}_{44}$  et  $\tilde{c}_{55}$  présentent aussi une évolution similaire. Leur valeur est faible pour  $e$  minimal ou  $p$  maximal. Dans le premier cas, cela est dû à une augmentation de  $c_{66}$ , alors que dans le second cas, cela est dû à une baisse de valeurs de  $c_{44}$  et  $c_{55}$ . Dans ces conditions, leurs valeurs respectives ne dépassent jamais 0.1, ce qui signifie que la valeur de  $c_{66}$  est au moins 10 fois plus importante.

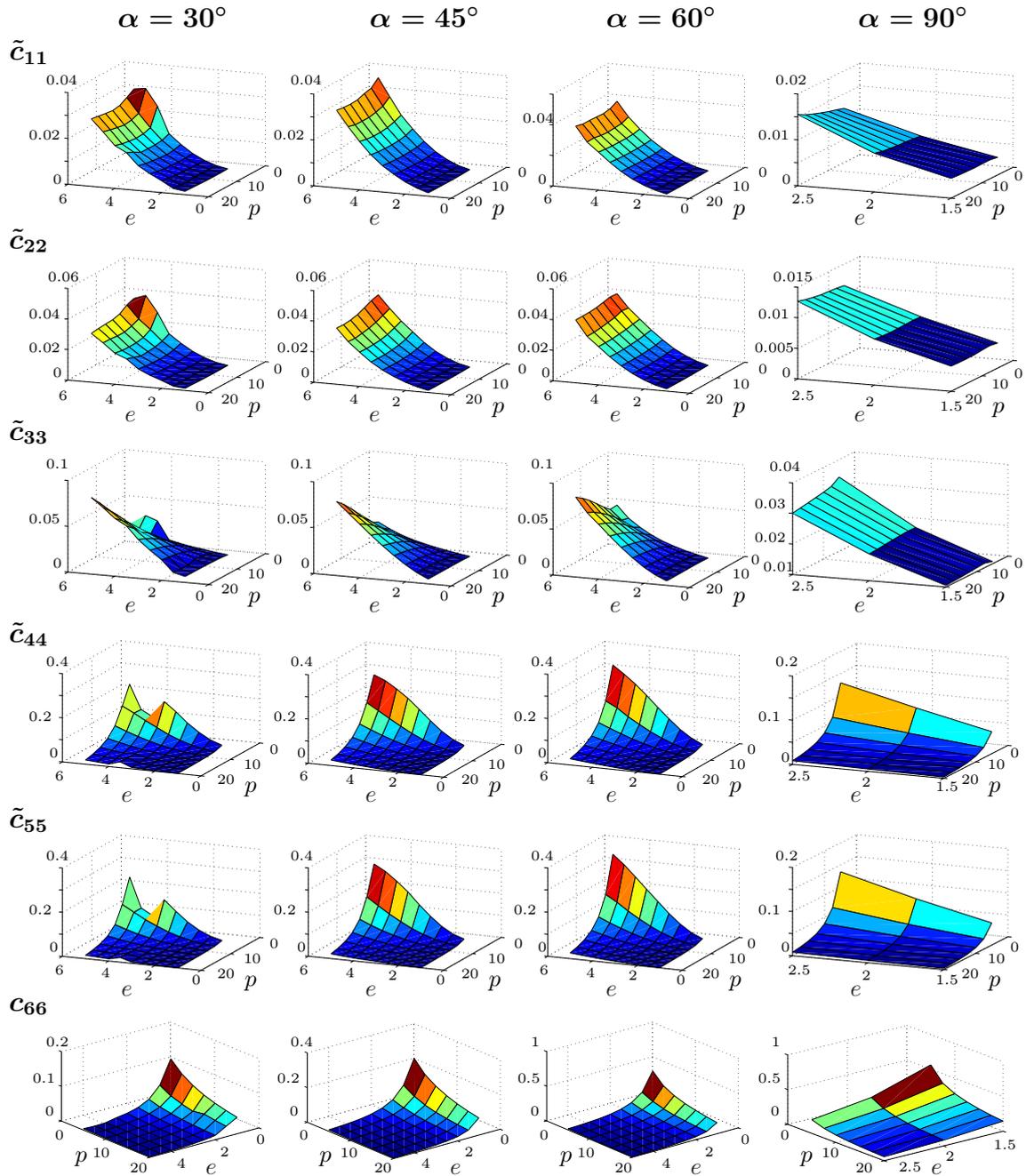


FIGURE 2.28 – Diagrammes de conception de la liaison HSC. Les valeurs de  $c_{66}$  sont en  $\text{N}^{-1}.\text{mm}^{-1}$ , celles des autres coefficients sont sans dimensions.

### Conclusions de l'analyse

L'utilisation des diagrammes de conception permet de fournir des règles afin d'utiliser au mieux la liaison HSC. Tout d'abord, il est souhaitable de choisir une valeur de l'épaisseur  $e$  minimale. Un tel choix satisfait simultanément deux objec-

tifs vis-à-vis de notre application : elle permet d'assurer le meilleur comportement cinématique car elle présente les plus faibles compliances secondaires, et c'est la configuration pour laquelle la valeur de  $c_{66}$  est la plus importante. La raideur principale est donc faible, ce qui améliore la sûreté du dispositif. La valeur minimale de  $e$  est liée au procédé de fabrication. Nous avons vu dans la section 2.1.2 qu'une dimension minimale de 1 mm doit être respectée. Pour s'assurer que ni  $h$ , ni  $e$  ne soient inférieurs à cette valeur,  $e$  est défini par la relation (2.14).

$$\begin{cases} \text{Si } \alpha < 66^\circ, & e = 2 \cdot \frac{1 - \sin(\alpha/2)}{\sin \alpha} \\ \text{Si } \alpha > 66^\circ, & e = 1 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.14)$$

L'influence du pas  $p$  est moins marquée, et son choix peut être laissé au concepteur. Moduler la valeur du pas permet de modifier l'encombrement de la liaison HSC, en modifiant sa longueur, ou bien de modifier la valeur de la raideur principale.

### 2.4.2 Modélisation de la compliance principale

Dans la section précédente, nous avons identifié les géométries les plus adaptées au respect de la cinématique, en adoptant une analyse paramétrique de l'influence des paramètres géométriques sur la matrice de compliance normalisée. Comme mentionné dans le chapitre 1, la méthode RBR est une approche efficace pour la synthèse de mécanismes compliants. Cependant, elle requiert la connaissance du modèle PRBM des liaisons compliantes employées. Ce modèle permet de découpler le comportement cinématique de la liaison de sa raideur interne, en représentant une liaison compliante comme la mise en parallèle d'une liaison à corps rigides et d'un ressort de torsion. La section précédente a permis de s'assurer du comportement cinématique de la liaison. Dans cette section, il s'agit donc d'exprimer pour la liaison HSC la raideur de la liaison compliante  $k_{66}$ . Cette raideur dépend de la géométrie de la liaison et de la position angulaire. Nous avons constaté que le modèle numérique utilisé dans la section précédente ne permet pas d'atteindre toutes les positions angulaires possibles. Par conséquent, l'établissement du modèle est réalisé de manière expérimentale. Afin de minimiser la complexité du processus expérimental, la méthode des plans d'expériences est exploitée.

#### Démarche employée

L'objectif d'une analyse par plans d'expériences [Montgomery 2008] est d'analyser l'influence de variables de conception sur la ou les réponses d'un système, tout en prenant en compte la variabilité introduite par des facteurs de nuisance (fig. 2.29). Les réponses sont alors les sorties du système, c'est-à-dire des paramètres observables. Les variables de conception sont des paramètres du système qui peuvent prendre plusieurs valeurs, et dont l'influence sur les réponses est quantifiée. À l'inverse, les facteurs de nuisance sont des paramètres dont l'impact sur le système n'est pas souhaitable. Ne pouvant être contrôlé, ils sont considérés par hypothèse aléatoires et donc indépendants des variables de conception du système.

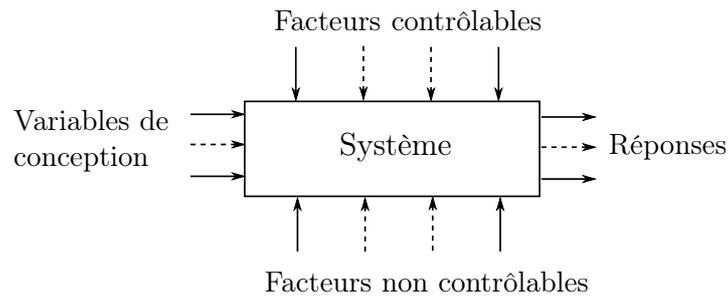


FIGURE 2.29 – Représentation d'un système dans la méthode des plans d'expériences.

L'analyse se déroule alors de la façon suivante. Dans un premier temps, il faut identifier les variables de conception et les réponses du système étudié. Ensuite, le domaine des paramètres est mis en place. Il est limité par les valeurs maximales et minimales de chacune des variables de conception. Cela permet de sélectionner pour chaque variable d'entrée un nombre de niveaux, c'est-à-dire le nombre de valeurs que prend la variable. Si l'influence d'une variable sur les réponses est supposée linéaire, alors deux niveaux sont considérés en prenant les valeurs minimales et maximales de la variable. Des stratégies spécifiques sont adoptées dans le cas contraire [Montgomery 2008]. Ensuite, pour chaque combinaison possible de niveaux, les réponses sont obtenues de façon expérimentale. L'étude de ces réponses permet de proposer un modèle d'évolution en fonction de la valeur des variables de conception.

### Mise en place du plan d'expériences

Le système que nous considérons ici est la liaison HSC. Pour commencer, identifions les variables de conception ainsi que leurs niveaux respectifs. Dans notre cas, nous voulons observer l'influence des paramètres géométriques sur la valeur de la raideur principale. Suite à l'utilisation des diagrammes de conception, les paramètres considérés sont  $\alpha$  et  $p$ , qui deviennent les variables de conception. Une influence linéaire de  $p$  semble être constatée sur la compliance principale  $c_{66}$  d'après l'étude des diagrammes de conception réalisés dans la section précédente. Deux niveaux sont donc fixés pour  $p$  : (5 mm, 20 mm). En revanche, l'influence de  $\alpha$  ne semble pas être linéaire. Afin de valider cette tendance, trois niveaux sont définis pour  $\alpha$  : (30°, 60°, 90°). Le domaine des paramètres choisis est présenté en figure 2.30. Six combinaisons différentes sont obtenues entre les niveaux, soit six essais expérimentaux à réaliser. Ici, nous souhaitons observer seulement l'influence des variables de conception sur les réponses. L'impact des facteurs de nuisance n'est donc pas abordé. Etant indépendant, donc dissociables dans l'approche par plan d'expériences, leur impact sera étudié dans un deuxième temps dans la section 2.5.4.

Il faut ensuite identifier les réponses du système. Ces réponses doivent être représentatives de l'évolution de la raideur de la liaison en fonction de l'angle  $\theta_z$ . Or la raideur de la liaison est la dérivée de l'évolution de  $m_z$  par rapport à  $\theta_z$ . L'identifi-

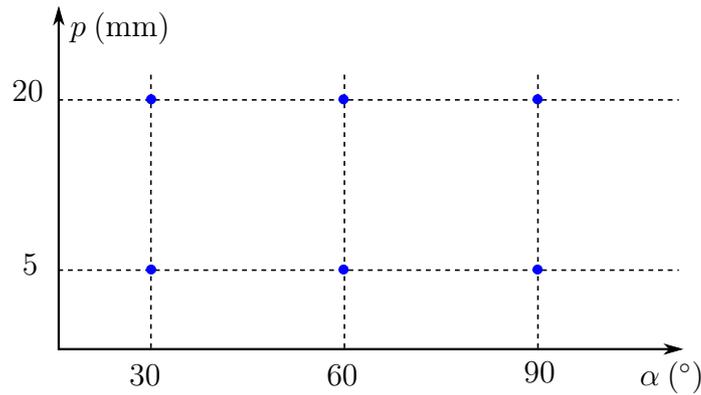


FIGURE 2.30 – Représentation du domaine des paramètres.

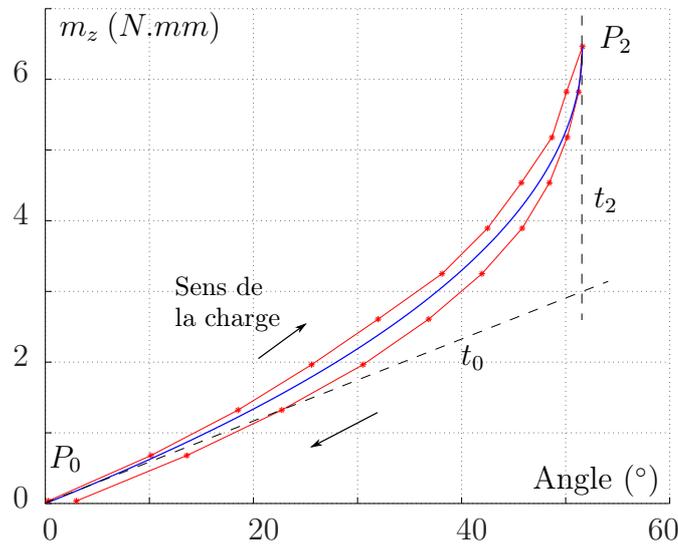


FIGURE 2.31 – Construction du modèle de  $m_z$  présenté dans l'équation (2.15).

cation d'une fonction sur la courbe de  $m_z = f(\theta_z)$  permet d'extraire des coefficients descriptifs de cette courbe, qui sont autant de paramètres qui peuvent donc être utilisés en tant que réponse dans l'analyse par plans d'expériences. La définition de la fonction  $f$  n'est cependant pas triviale. Pour ce faire, nous nous plaçons au centre du domaine de paramètres, c'est à dire  $\alpha = 60^\circ$  et  $p = 12.5$  mm. L'évolution de  $m_z$  en fonction de  $\theta_z$  est obtenue en utilisant le banc d'essai présenté dans la figure 2.23. La courbe correspondante est présentée dans la figure 2.31.

A partir de cette courbe, nous pouvons maintenant définir la fonction  $f$ . Nous faisons le choix d'une fonction permettant de conserver un sens physique aux coefficients à identifier afin de faciliter la compréhension du modèle. Le modèle choisi représente le comportement moyen de la liaison, en considérant simultanément le cas du chargement et du déchargement. Sur la courbe de  $m_z$  (fig. 2.31), deux points importants peuvent être identifiés :  $P_0$  et  $P_2$ . Le premier a pour coordonnées  $[0,$

0], car lorsqu'aucun moment n'est appliqué, l'angle de rotation est nul. Le second point a pour abscisse l'angle maximal atteignable  $\theta_{z,max}$  et le moment maximal correspondant  $m_{z,max}$ . Considérons maintenant les tangentes  $t_0$  et  $t_2$  à la courbe respectivement au point  $P_0$  et  $P_2$ .  $t_0$  est la tangente à l'origine et représente donc la raideur initiale. Sous l'hypothèse que seul l'élastomère se déforme, la tangente en  $P_2$  peut être considérée verticale car la butée de la liaison est atteinte en ce point. Connaissant maintenant les coordonnées de deux points fonctionnels et les tangentes en ces points, le modèle de la courbe peut être défini avec une courbe de Bezier [Piegl 1995]. Pour une courbe  $m_z = f(\theta_z)$  donnée, les coefficients à identifier sont alors  $\theta_{z,max}$ ,  $m_{z,max}$  et  $t_0$ , chacun dépendant de la géométrie de la liaison HSC. Ils sont respectivement désignés par  $y_1(p, \alpha)$ ,  $y_2(p, \alpha)$ ,  $y_3(p, \alpha)$ . Finalement, la fonction  $f$  obtenue est écrite dans l'équation (2.15).

$$\begin{aligned} m_z &= f(\theta_z) \\ &= (y_2(p, \alpha) - 2.y_3(p, \alpha).y_1(p, \alpha)) .X \\ &\quad + (2.y_3(p, \alpha).y_1(p, \alpha) - 2.y_2(p, \alpha)) .\sqrt{X} \\ &\quad + y_2(p, \alpha) \end{aligned} \quad (2.15)$$

avec  $y_1(p, \alpha) = \theta_{z,max}$ ,  $y_2(p, \alpha) = m_{z,max}$ ,  $y_3(p, \alpha) = t_0$  et  $X = 1 - \frac{\theta_z}{y_1(p, \alpha)}$ .

La raideur  $k_{66}$  est ensuite obtenue par l'équation (2.16).

$$k_{66}(\theta_z, p, \alpha) = \frac{\partial f(\theta_z, p, \alpha)}{\partial \theta_z} \quad (2.16)$$

Par exemple, pour la géométrie au centre du domaine des paramètres dont la courbe de  $m_z$  en fonction de  $\theta_z$  est présentée en figure 2.31, nous obtenons après ajustement du modèle sur la courbe :  $\theta_{z,max} = 52.1^\circ$ ,  $m_{z,max} = 6.5$  N.mm et  $t_0 = 0.057$  N.mm.deg<sup>-1</sup>.

Nous avons sélectionné les variables de conception comme étant  $(\alpha, p)$  et leurs niveaux respectifs égaux à  $(30^\circ, 60^\circ, 90^\circ)$  et  $(5$  mm,  $20$  mm). Les réponses du système ont été définies comme  $y_1$ ,  $y_2$  et  $y_3$ . L'étape suivante consiste à extraire les réponses pour chacune des combinaisons des niveaux des variables de conception. En utilisant le banc de test présenté dans la figure 2.23, six essais sont réalisés pour les six géométries différentes. Les courbes obtenues sont présentées dans la figure 2.32, avec pour chaque test les valeurs des coefficients  $y_1$ ,  $y_2$  et  $y_3$ . A l'aide de ces coefficients et de l'équation (2.15), l'évolution de  $k_{66}$  en fonction de  $\theta_z$  peut être obtenue pour chacune des géométries étudiées, comme présenté dans la figure 2.33.

### Exploitation du plan d'expériences

La dernière étape du plan d'expériences consiste à modéliser au moyen de fonctions l'influence entre les variables de conception, ici  $p$  et  $\alpha$ , et les réponses, ici  $y_1$ ,  $y_2$  et  $y_3$ . Etant donné les importantes variations non-linéaires observées, la définition de telles fonctions est complexe. Malgré plusieurs essais, l'emploi de six géométries

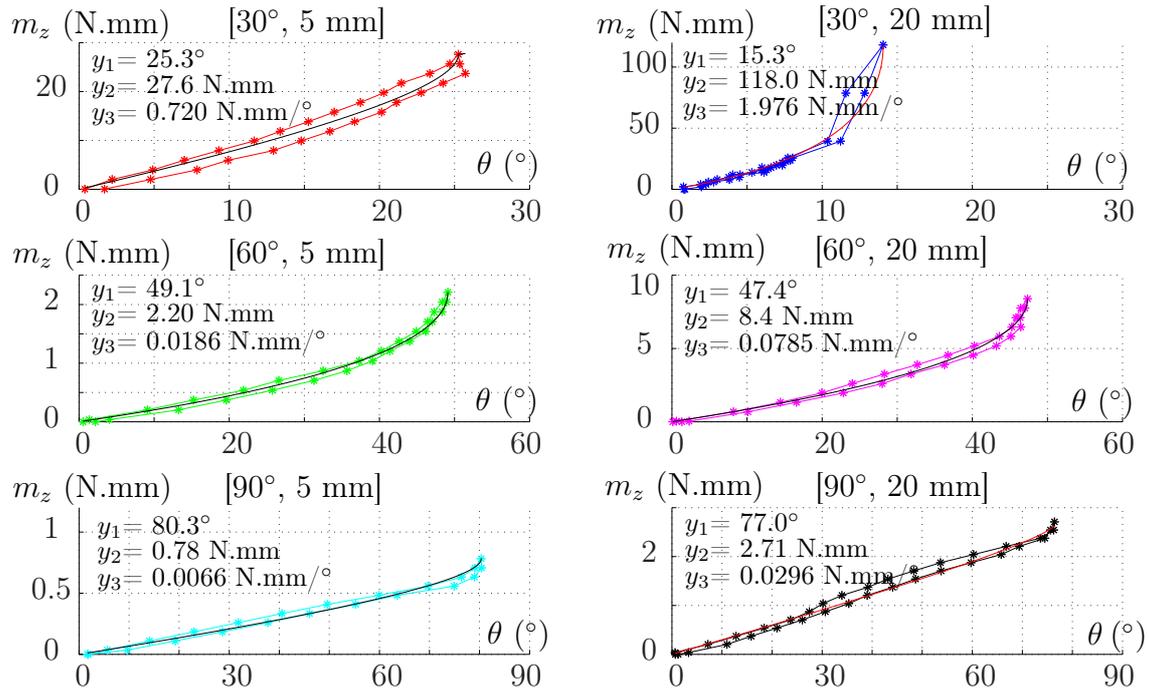


FIGURE 2.32 – Tracé de  $m_z$  en fonction de  $\theta_z$  pour six géométries (courbes avec marqueurs). La valeur des coefficients du modèle de la relation 2.15 est indiquée pour chaque courbe, avec la courbe correspondante (courbe sans marqueurs).

distinctes apparaît insuffisant. Un nombre de niveaux plus important devrait être considéré. Nous pouvons cependant déjà en l'état formuler plusieurs observations.

La forte influence de  $p$  et  $\alpha$  sur les valeurs des coefficients  $y_1$ ,  $y_2$  et  $y_3$  valide le choix des réponses considérées dans le plan d'expériences. La valeur de  $y_1$  dépend principalement de celle de  $\alpha$ , ce qui est logique. Cette valeur est cependant systématiquement inférieure à celle de  $\alpha$ , avec un écart d'environ 15% par rapport à la valeur nominale. Pour  $y_2$  et  $y_3$ , nous avons supposé que  $p$  a une influence linéaire. Le test réalisé au centre du domaine des paramètres le confirme. En considérant les valeurs expérimentales obtenues pour les géométries ( $\alpha = 60^\circ, p = 5 \text{ mm}$ ) et ( $\alpha = 60^\circ, p = 20 \text{ mm}$ ), et avec l'hypothèse de linéarité sur  $p$ , les valeurs de  $y_2$  et  $y_3$  peuvent être estimées pour la géométrie ( $\alpha = 60^\circ, p = 12.5 \text{ mm}$ ). Les résultats obtenus sont  $y_2 = 5.3 \text{ N.mm}$  et  $y_3 = 0.0486 \text{ N.mm}/^\circ$ , soit des erreurs respectives de 17% et 14% par rapport aux résultats expérimentaux présentés dans la figure 2.31, ce qui est tout à fait acceptable et valide l'hypothèse sur l'influence de  $p$ . En observant les résultats obtenus pour les géométries possédant une même valeur de  $p$ , une variation non-linéaire des coefficients  $y_2$  et  $y_3$  est constatée, ce qui valide aussi l'hypothèse formulée sur l'impact de  $\alpha$  sur ces coefficients. Cette non-linéarité est en partie due à la définition de la géométrie de la liaison, et à la dépendance de  $e$  par rapport à  $\alpha$  afin d'assurer une valeur de  $e$  compatible avec le procédé de fabrication. Il n'est cependant pas possible d'identifier un modèle descriptif des coefficients en fonction de  $p$  et  $\alpha$  avec les données disponibles.

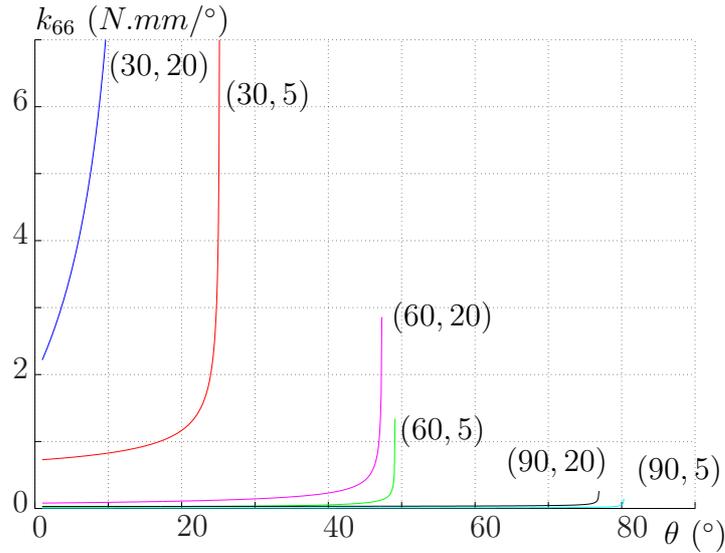


FIGURE 2.33 – Evolution de la raideur principale en fonction de l’angle  $\theta_z$  pour six géométries. Les valeurs des paramètres  $\alpha$  et  $p$  sont indiquées entre parenthèses.

Finalement, la mise en place du plan d’expériences nous a permis de développer une structure de modèle de comportement pour l’évolution de la raideur principale  $k_{66}$  en fonction de l’angle de rotation associé  $\theta_z$ . Cette structure de modèle permet effectivement de décrire l’évolution de la raideur pour les six géométries considérées, représentant les extrémités du domaine de paramètres (fig. 2.32). Etant donné les larges variations de géométrie considérées, nous pouvons donc supposer qu’il est représentatif sur l’ensemble du domaine. Il permet de couvrir une plage de variation de raideur extrêmement large, comme le montre la figure 2.33. En revanche, la mise en place du plan d’expériences ne nous a pas permis d’observer de façon analytique l’impact de la géométrie sur cette raideur, c’est-à-dire de définir des fonctions représentant l’évolution des coefficients  $y_1(p, \alpha)$ ,  $y_2(p, \alpha)$  et  $y_3(p, \alpha)$ . Cela n’est à notre sens pas pénalisant dans notre démarche, car nous disposons maintenant de modèles quantitatifs de raideurs pour un ensemble de géométries qui couvre une large gamme de comportements.

### 2.4.3 Synthèse et mise en place de règles de conception

Dans cette section, nous avons étudié les variations du comportement de la liaison HSC en fonction de ses paramètres géométriques, de manière à fournir des règles de conception. Le but de ces règles est de formaliser le choix d’une géométrie de liaison par rapport aux besoins de l’application. Dans un premier temps, nous avons étudié le comportement cinématique de la liaison grâce à un modèle éléments finis, via la mise en place de diagrammes de conception. Ces diagrammes fournissent l’évolution de la valeur de chaque coefficient de la matrice de compliance normalisée de la liaison en fonction de la géométrie de la liaison. Leur étude nous a permis de déduire l’influence des paramètres géométriques sur cette matrice, et de fournir

des conditions qui assurent le bon comportement cinématique de la liaison. Dans un second temps, nous avons étudié la valeur de la raideur principale pour la totalité de l'amplitude angulaire de la liaison de façon expérimentale. Cela nous a permis de mettre en place une structure pour le modèle de la raideur  $k_{66}$  basé sur seulement trois coefficients et valable pour toutes les géométries possibles de la liaison. L'étude reste cependant à approfondir afin de quantifier de manière analytique l'influence de la géométrie sur ce modèle.

A partir des résultats obtenus, nous pouvons tout de même mettre en place des règles de conception pour l'emploi de cette liaison et le choix de ses quatre paramètres caractéristiques ( $\alpha$ ,  $e$ ,  $D$ ,  $p$ ) :

- La valeur de  $\alpha$  est à définir en premier lieu. Cet angle contrôle l'amplitude en rotation de la liaison. Une différence de 15% a été constatée sur chacun des essais expérimentaux réalisés, la valeur de  $\alpha$  doit donc être 15% supérieure à la valeur nominale souhaitée de manière à obtenir une valeur correcte pour le débattement angulaire.
- L'étude des diagrammes de conception a montré que l'épaisseur  $e$  doit être fixé à sa valeur minimum, alors dépendante du procédé de fabrication. Dans notre cas,  $e$  est défini par la relation (2.14).
- La valeur du diamètre  $D$  n'influe pas sur la matrice de compliance. Elle donc fixée de manière à assurer la rigidité de la liaison, soit  $D \geq e + 4$ .
- La valeur du pas  $p$  peut être choisie de plusieurs manières. Si des contraintes sur la longueur de la liaison existent, alors elles définissent directement la valeur de  $p$ . Un seul test sur la géométrie ainsi définie permet alors d'identifier le modèle associé de raideur défini par l'équation (2.15). Sinon, le pas  $p$  peut aussi permettre de moduler la raideur principale de la liaison. Pour ce faire, deux tests doivent être réalisés sur les géométries obtenues avec les valeurs minimales et maximales de  $p$  afin d'en définir les modèles. Par régression linéaire, la valeur de  $p$  peut alors être choisie de manière à satisfaire une condition sur la raideur.

## 2.5 Prise en compte du procédé de fabrication lors de la conception

### 2.5.1 Constat

Les expériences réalisées sur la liaison montrent que le procédé de fabrication a un impact sur les performances de la liaison qui est non négligeable. Un exemple représentatif est la valeur du débattement angulaire de la liaison. Toutes les mesures réalisées expérimentalement ont montré que sa valeur est systématiquement inférieure à celle définie dans le modèle CAO par le paramètre géométrique  $\alpha$ . Cette différence ne peut être expliquée que par le procédé de fabrication, et la variation qu'il apporte par rapport au modèle défini en CAO. Cependant, étant donnée la

complexité de la géométrie de la liaison et l'utilisation de matériaux possédant une faible raideur, la quantification de cette différence par une mesure des dimensions fonctionnelle est très délicate.

De plus, comme tout procédé de fabrication, celui employé dans ces travaux engendre une variabilité au niveau de la géométrie, c'est-à-dire des variations dimensionnelles et de forme entre différentes pièces issues d'un même modèle. A cela s'ajoute le fait que la matière est ajoutée par stratification lors de la fabrication. Rien n'assure donc que le matériau est homogène, à la fois sur une même pièce, mais aussi entre les pièces, le processus de polymérisation pouvant légèrement fluctuer. La variabilité obtenue lors de la réalisation des essais de traction sur les deux matériaux employés en est probablement le signe. Les causes de cette variabilité sont multiples et non maîtrisables, étant donné que le procédé que nous utilisons est commercial.

Dans notre cas, nous ne cherchons pas à assurer des performances dimensionnelles, mais plutôt à garantir un niveau de performances pour les fonctionnalités de la pièce. Dans le cas de la liaison HSC, il s'agit de la valeur d'amplitude en rotation, ou bien encore de la raideur principale. Ces grandeurs sont de natures différentes et ne peuvent être estimées seulement par observation de la pièce. Nous avons vu dans le chapitre 1 (section 2.5.3) qu'aucune méthode de conception ne nous paraît appropriée pour résoudre ce genre de problématique. Nous proposons donc une méthode qui prend en compte les variabilités introduites par le procédé de fabrication de manière à assurer les performances des fonctions de la pièce quelles que soient leurs natures. Cette méthode combine deux méthodes usuelles, une pour la conception de pièces, l'autre pour l'analyse de la variabilité.

## 2.5.2 Méthodes existantes

### La conception itérative

La conception itérative est une méthode très courante pour la conception de pièces, si bien que dans la plupart des cas, elle est utilisée de façon naturelle. Elle a pour but, par un procédé itératif, de s'assurer que la pièce conçue est conforme aux comportements désirés. Ces comportements peuvent être traduits par des contraintes dimensionnelles géométriques, ou relatives par exemple au comportement sous charge de la pièce. Les itérations successives se basent sur un modèle, qui peut être analytique ou numérique suivant la complexité de la pièce. Ce modèle permet de faire le lien entre la géométrie de la pièce et le comportement souhaité. Un modèle de la méthode est représenté en 2.34. Ici, le procédé de fabrication est pris en compte par l'utilisateur via des règles-métiers et des connaissances a priori, le procédé employé devant donc être caractérisé au préalable.

L'efficacité de cette méthode n'est plus à démontrer pour des procédés de fabrication conventionnels. Dans notre cas, elle a été instinctivement appliquée pour le choix de l'amplitude en rotation de la liaison. Le modèle est alors très simple puisque le débattement est directement lié à la valeur de l'angle  $\alpha$ . Les performances obtenues montrent que l'efficacité de cette méthode est réduite du fait de la variabilité introduite par le procédé, et du peu de connaissances que l'on peut introduire a

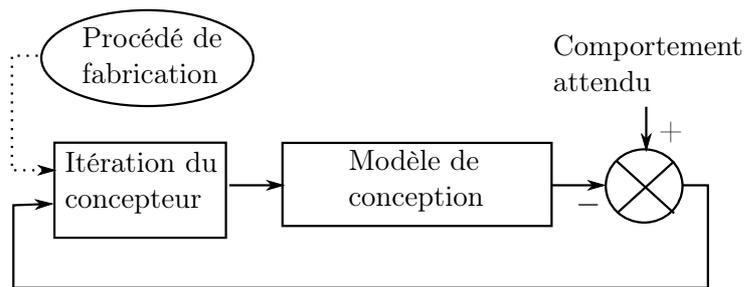


FIGURE 2.34 – Représentation de la méthode de conception itérative.

priori sur celui-ci. C'est pour cela que nous proposons de l'associer à une méthode des plans d'expériences, de façon à quantifier l'impact du procédé et à l'introduire dans la boucle de conception.

### Les plans d'expériences

La méthode des plans d'expériences a été introduite dans la section 2.4.2 et dans la figure 2.29. Elle a alors été employée afin d'observer le lien entre certains paramètres géométriques définissant la liaison HSC et sa raideur principale. L'impact des facteurs de nuisance n'était alors pas étudié. C'est ce que nous allons faire dans cette section. Les facteurs de nuisance sont les paramètres dont l'impact sur le système n'est pas souhaitable. Ils peuvent être divisés en deux catégories selon leur caractère contrôlable. Les paramètres contrôlables peuvent être fixés à une valeur donnée, supprimant ainsi leur influence. Les paramètres non contrôlables ne peuvent être fixés durant l'analyse et sont alors considérés aléatoires.

Il est difficile par cette méthode de converger vers des performances souhaitées pour les variables de sortie, du fait de l'absence de modèle de comportement. En revanche, elle permet de quantifier l'impact des facteurs de nuisance, donc la variabilité introduite par le procédé de fabrication, est quantifiable. Les deux méthodes sont ainsi complémentaires et nous proposons donc de les associer.

### 2.5.3 Principe de la méthode proposée

La méthode que nous proposons peut être modélisée par un processus en quatre étapes, représentées dans la figure 2.35.

#### Etape 1 : Définition de la géométrie initiale

Le but de cette première étape (fig. 2.35, Etape 1) est de concevoir la pièce de manière à ce qu'elle réalise un ensemble de comportements attendus, quantifiés par des critères rassemblés dans un vecteur appelé  $\mathbf{s}$ . Ceci est réalisé ceci en tenant compte des connaissances a priori disponibles sur le procédé de fabrication considéré, comme ici détaillé dans la section 2.1.2. Cette conception est réalisée de façon itérative, en se basant sur les connaissances du concepteur et un modèle de la pièce

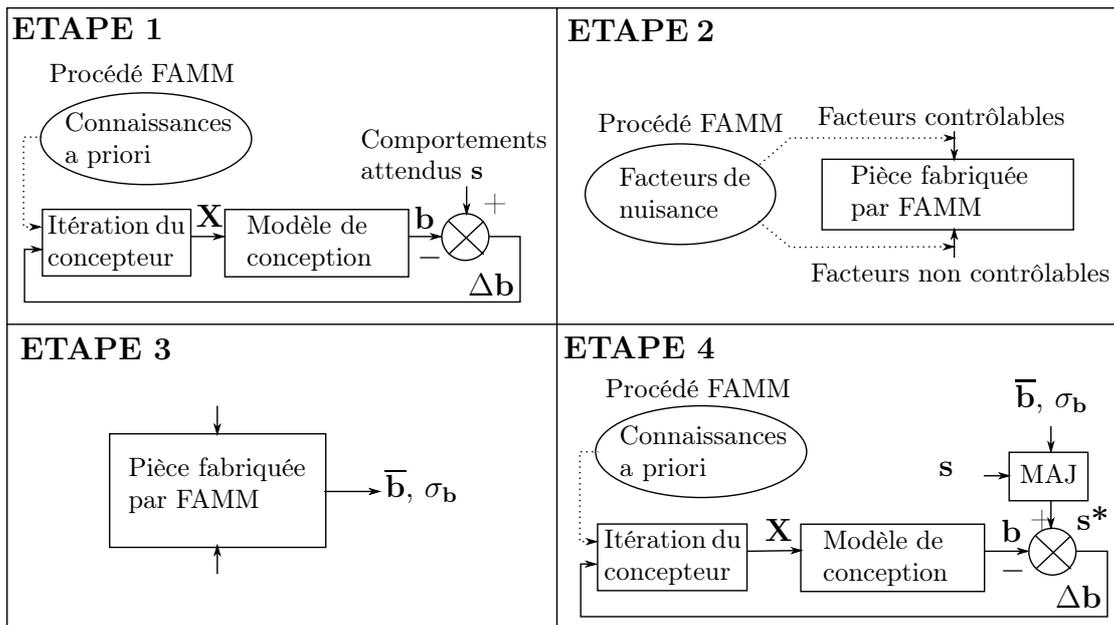


FIGURE 2.35 – Méthode proposée pour la conception de pièces fonctionnelles réalisées par FAMM.

à concevoir. Ce modèle permet de relier un ensemble de paramètres géométriques regroupés dans un vecteur  $\mathbf{X}$  à l'ensemble des comportements nominaux quantifiés par un vecteur  $\mathbf{b}$  de la pièce. Le vecteur  $\mathbf{X}$  n'inclut bien sûr pas tous les paramètres géométriques, mais seulement ceux qui ont un impact sur les comportements observés. A la fin de cette étape, nous obtenons une pièce dont les performances, d'après le modèle, sont en accord avec les comportements voulus.

### Etape 2 : Analyse des facteurs de nuisance

Le but des plans d'expériences étant ici de déterminer l'impact de la variabilité du procédé de fabrication, il est dans un premier temps nécessaire de distinguer les facteurs contrôlables et non contrôlables du procédé de FAMM, ici Polyjet. Comme décrit dans la section 2.1.1, ce processus peut être divisé en 3 étapes : le pré-traitement, la fabrication et le post-traitement. Plusieurs facteurs de nuisance sont liés à la première étape, qui comprend l'export au format STL, le choix de la position, de l'orientation et de la finition de la pièce sur le plateau de fabrication. Durant la seconde étape, les facteurs de nuisance sont liés à l'environnement (température, humidité, ...) et aux matériaux employés (conditions de stockage, date de validité, ...). Enfin, pour le post-traitement, les facteurs de nuisance proviennent des différentes étapes de nettoyage du matériau support.

La nature de chacun des facteurs, à savoir contrôlable ou non contrôlable doit être déterminée (fig. 2.35, Etape 2). La valeur des facteurs contrôlables peut être fixée à une valeur donnée durant toute la fabrication, ceci de façon répétée dans le temps. En revanche, les facteurs non contrôlables sont considérés aléatoires. Pour certains

facteurs de nuisance, il n'y a pas de choix possible car leur valeur ne peut être fixée. Pour d'autres, le contexte de fabrication peut imposer ce choix, pour des contraintes de temps de production ou de coût. Enfin certains facteurs peuvent être placés dans l'une ou l'autre des catégories, suivant le contexte. Par exemple, une même pièce peut être placée à des endroits différents selon les plateaux de fabrication, pour un gain de temps de production. Dans ce cas, le facteur position de la pièce est classé comme non contrôlable. A l'inverse, si tous les plateaux produits sont identiques, un certain nombre de facteurs de nuisance peuvent être classés comme contrôlables, comme par exemple, la position, l'orientation et la finition de la pièce. Il est important de souligner que plus le nombre de facteurs incontrôlables considérés est grand, plus la variabilité obtenue risque de l'être.

### Etape 3 : Détermination de la variabilité

Cette étape correspond à la partie expérimentale de la méthode, qui a pour but de quantifier la variabilité introduite par les facteurs incontrôlables sur les réponses du système (fig. 2.35, Etape 3). Ici, les réponses du système sont l'ensemble des comportements étudiés, représentés par le vecteur  $\mathbf{b}$ . De manière classique lors de la mise en place d'un plan d'expériences, un ensemble de pièces présentant les mêmes variables de conception est fabriqué, les facteurs contrôlables étant fixés à leurs valeurs respectives et les facteurs non contrôlables étant répartis de façon aléatoire. Le nombre de pièces fabriquées doit être suffisamment grand pour que les résultats soient statistiquement significatifs. Des expériences sont ensuite conduites de manière à mesurer les valeurs des réponses du système, ce qui permet d'estimer la moyenne et la variabilité existante sur chacune des réponses. Afin de dissocier la variabilité introduite par le procédé de fabrication  $\sigma_b$  de celle due à la partie expérimentale  $\sigma_{exp}$ , causée par l'utilisateur et les moyens de mesure, cette dernière doit aussi être estimée. La loi des variances définie dans l'équation (2.17) permet alors de déduire la variabilité imputable seulement au procédé à partir de la variabilité mesurée expérimentalement  $\sigma_{tot}$ .

$$\sigma_{tot}^2 = \sigma_b^2 + \sigma_{exp}^2 \quad (2.17)$$

Le résultat de l'étape 3 est alors un ensemble de valeurs moyennes  $\bar{\mathbf{b}}$  et de variabilités  $\sigma_{\mathbf{b}}$  représentant les comportements réels de la pièce (fig. 2.35, Etape 3).

### Etape 4 : Mise à jour de la géométrie

Des valeurs obtenues dans l'étape 3 ( $\bar{\mathbf{b}}$  et  $\sigma_{\mathbf{b}}$ ) et des comportements attendus définis au départ par l'intermédiaire du vecteur  $\mathbf{s}$ , il est possible de déduire des valeurs mises à jour de chacun des critères représentant les comportements étudiés, regroupé dans le vecteur  $\mathbf{s}^*$ . Ils sont ensuite utilisés pour mettre à jour la géométrie de la pièce en suivant un processus similaire à celui employé dans l'étape 1. L'ensemble des comportements modifiés, représentés par le vecteur  $\mathbf{s}^*$  ne définit pas une modification des comportements attendus. Cela représente une valeur fictive à atteindre pour que la valeur réelle soit respectée, qui intègre la variabilité du procédé

de fabrication. Il est évident qu'aucune correction n'est nécessaire si le vecteur  $\mathbf{s}$  est proche du vecteur  $\mathbf{s}^*$ , sinon la différence de chacune des composantes de ces deux vecteurs, appelée  $\Delta\mathbf{b}$ , est employée pour la génération de la nouvelle géométrie de la pièce.

Comme le procédé choisi est censé être adapté au type de pièce fabriquée, la modification de géométrie devrait être faible. Il est cependant prudent de réaliser un test expérimental de manière à s'assurer que la pièce mise à jour réalise bien tous les comportements attendus représentés par le vecteur  $\mathbf{s}$ .

Dans la section suivante, nous exploitons la méthode proposée pour le dimensionnement de la liaison HSC. Partant des spécifications attendues, nous montrons comment utiliser la méthode afin de s'assurer des performances de la liaison en terme d'amplitude en rotation et de raideur principale initiale.

## 2.5.4 Application de la méthode

### Etape 1

Avant de commencer l'étape 1, il est important de définir les comportements attendus, c'est-à-dire les performances à respecter. Dans notre cas, nous considérons ici l'amplitude angulaire de la liaison  $\theta_{z,max}$  et sa raideur initiale  $t_0$ , deux paramètres du modèle détaillé en section 2.4.2. Le vecteur  $\mathbf{s}$  est alors égal à  $[60^\circ, 0.07 \text{ N.mm/deg}]$ . Les connaissances a priori du procédé sont détaillées dans la section 2.1.2.

Passons maintenant à l'étape 1 de la méthode proposée. Pour cela, il faut tout d'abord définir les paramètres géométriques contenus dans le vecteur  $\mathbf{X}$ . Dans notre cas, comme nous nous intéressons à l'amplitude en rotation et à la raideur initiale de la liaison,  $\mathbf{X}$  est défini comme étant  $[\alpha, e, p]$  (voir section 2.4.1). Fixer  $\alpha$  à  $60^\circ$  semble être dans un premier temps logique. En exploitant les résultats de la section 2.4.3, la valeur de  $e$  peut être définie, soit  $e = 1.15 \text{ mm}$ . Les diagrammes de conception développés dans la section 2.4.1 permettent ensuite de sélectionner la valeur du pas,  $p = 12.5 \text{ mm}$ . A l'issue de l'étape 1 nous avons  $\mathbf{X} = [60^\circ, 1.15\text{mm}, 12.5\text{mm}]$ .

### Etape 2

Il s'agit dans une deuxième étape d'identifier les facteurs de nuisance contrôlables et non contrôlables, en commençant par la phase de pré-traitement. Pour l'application que nous considérons, plusieurs liaisons HSC seront incluses dans un même mécanisme, fabriqué de façon monobloc. La position et l'orientation des différentes liaisons ne peuvent alors pas être définies à l'avance. Le contexte faisant, ces deux facteurs sont donc définis comme non contrôlables. En revanche la finition est nécessairement mate, donc contrôlable. Pour la phase de fabrication, tous les facteurs liés à l'environnement sont contrôlables, car l'imprimante se trouve dans une pièce à environnement contrôlé. En revanche les facteurs liés aux matériaux ne sont pas contrôlables car impossibles à fixer dans le temps. Enfin pour le post-traitement,

comme ce dernier est entièrement manuel, il est très difficilement reproductible. Nous allons donc considérer tous les facteurs de cette phase comme non contrôlables.

### Étape 3

Maintenant que la nature des facteurs de nuisance a été définie, un ensemble de pièces peut être fabriqué de manière à déterminer l'impact du procédé. Comme l'amplitude angulaire et la raideur initiale de la liaison nous intéressent, les pièces fabriquées sont les éprouvettes utilisées dans la méthode de mesure décrite en section 2.3.1. L'ensemble de ces pièces est distribué de façon aléatoire selon les facteurs non contrôlables. Pour que les paramètres relatifs aux matériaux soient non contrôlables, plusieurs plateaux ont été réalisés à des temps différents. Les pièces sont donc fabriquées sur trois plateaux différents, chaque plateau contenant six ou sept pièces réparties et orientées de façon aléatoire. Au final, vingt pièces sont fabriquées. Ensuite, en utilisant le banc de test de la figure 2.23, les courbes donnant le moment  $m_z$  en fonction de l'angle  $\theta_z$  pour chacune des éprouvettes sont obtenues. En appliquant le modèle de la liaison à chaque courbe décrit en section 2.4.2, l'amplitude angulaire et la raideur initiale peuvent être extraites, permettant ainsi de calculer la moyenne et l'écart-type de chacun. Les courbes obtenus une fois le modèle appliqué sont présentées dans la figure 2.36. Des valeurs de  $\bar{\mathbf{b}} = [51.9^\circ, 0.05 \text{ N.mm/deg}]$  et  $\sigma_{tot} = [1.08^\circ, 0.0104 \text{ N.mm/deg}]$  sont respectivement obtenues. De plus, en comparant les courbes des figures 2.31 et 2.36, nous remarquons que le phénomène d'hystérésis peut être négligé par rapport à la variabilité existante, ce qui renforce le choix de ne pas le représenter pour décrire l'évolution de la raideur  $k_{66}$  dans la section 2.4.2.

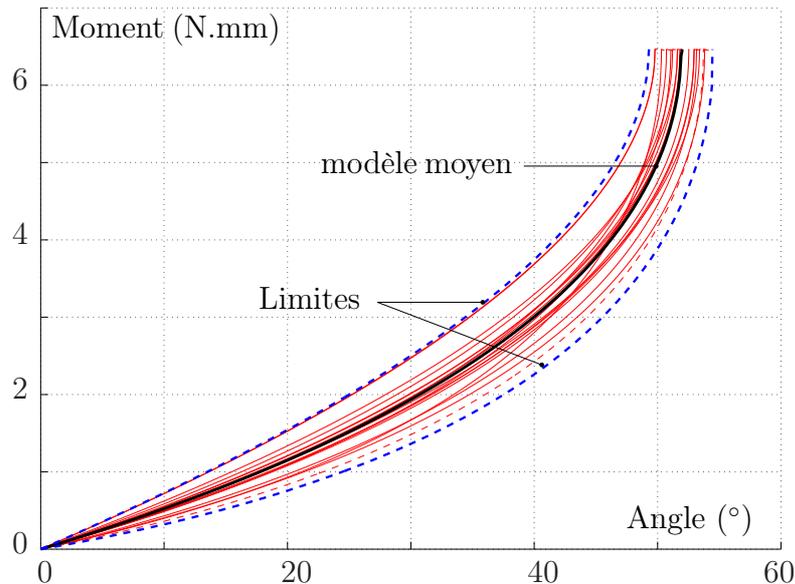


FIGURE 2.36 – Résultat des essais réalisés sur les 20 éprouvettes pour quantifier la variabilité introduite par le procédé de fabrication.

Il est nécessaire à ce stade de quantifier la variabilité  $\sigma_{exp}$  introduite durant l'expérience, contenant celle par la personne qui manipule et le moyen de mesure. La formule des variances, présentée dans l'équation (2.17) permet alors de calculer la variabilité due au procédé seul, appelée répétabilité. En réalisant plusieurs fois le même test sur la même éprouvette, et en calculant à chaque fois les composantes de  $\mathbf{X}$ , un écart-type de  $\sigma_{\mathbf{exp}} = [0.25^\circ, 0.0063 \text{ N.mm/deg}]$  est estimé. La variabilité seulement imputable au procédé de fabrication peut être alors calculée, avec une valeur de  $\sigma_{\mathbf{b}} = [1.05^\circ, 0.0083 \text{ N.mm/deg}]$ .

#### Etape 4

La comparaison des valeurs des vecteurs  $\bar{\mathbf{b}}$  et  $\mathbf{s}$  montre que l'amplitude angulaire et la raideur initiale ont tous deux une valeur moyenne inférieure à la valeur souhaitée, avec une différence respective de  $8.1^\circ$  and  $0.02 \text{ N.mm/deg}$ . La géométrie est donc mise à jour. Afin d'assurer que 95% des pièces satisfassent les comportements attendus  $\mathbf{s}$ , le vecteur  $\mathbf{s}^*$  est calculé de la façon suivante :

$$\mathbf{s}^* = \mathbf{s} + (\mathbf{s} - \bar{\mathbf{b}}) + 2.\sigma_{\mathbf{b}} \quad (2.18)$$

Nous obtenons  $\mathbf{s}^* = [70.2^\circ, 0.107 \text{ N.mm/deg}]$ . L'utilisation des modèles précédents permet alors de définir les paramètres géométriques mis à jour. Nous obtenons le vecteur  $\mathbf{X} = [70.6^\circ, 1.15\text{mm}, 22\text{mm}]$ .

Afin de valider la nouvelle géométrie, des tests expérimentaux sont réalisés. Nous cherchons ici seulement à calculer de nouveaux les composantes du vecteur  $\bar{\mathbf{b}}$ , celles du vecteur  $\sigma_{\mathbf{b}}$  étant supposées identiques car par hypothèse les facteurs de nuisance sont aléatoire, donc indépendants de la géométrie. Trois éprouvettes sont produites. Les valeurs moyennes obtenues sont  $62.2^\circ$  et  $0.087 \text{ N.mm/deg}$ , respectivement pour l'amplitude en rotation et la raideur initiale. Si l'on applique l'intervalle de confiance de 95% utilisé précédemment, et les valeurs des écarts-type, les valeurs minimales obtenues sont égales à  $60.1^\circ$  and  $0.071 \text{ N.mm/deg}$ . Cela représente des erreurs de 0.2% et 1.5% par rapport aux comportements attendus, quantifiés par les critères rassemblés dans le vecteur  $\mathbf{s}$ , ce qui est faible.

Finalement, nous avons réussi, grâce à la méthode proposée ici, à obtenir une géométrie avec le comportement attendu, ceci en incluant la variabilité due au procédé de fabrication. La méthode exploitée est une combinaison d'une méthode de conception itérative et d'une analyse par plan d'expériences. Elle s'est révélée efficace pour le dimensionnement de la liaison HSC, qui est l'objet de ce chapitre, et il serait maintenant intéressant de l'évaluer sur d'autres cas d'application afin de s'assurer de sa robustesse. Cette méthode possède aujourd'hui bien sûr des limites. Aucune aide n'est en particulier fournie pour permettre de générer une géométrie à partir du comportement souhaité. Cette démarche relève alors du concepteur seul, ce qui dans certains cas peut être problématique. De plus, un certain nombre de pièces doit être testé avant de converger vers la bonne géométrie. Même si la fabrication est facile, cela nécessite du temps, avec un coût associé.

## 2.6 Synthèse du chapitre 2

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés au développement d'une nouvelle liaison compliant multi-matériaux, la liaison HSC. Dans un premier temps, nous avons analysé le procédé de fabrication, de manière à définir ses performances et à caractériser les matériaux employés par la suite. Ensuite, la géométrie particulière de la liaison a été introduite, avec la combinaison d'une forme hélicoïdale et de l'emploi d'un élastomère en son centre. Le but de cette géométrie est d'obtenir des propriétés intéressantes, en terme de compliance, d'amplitude en rotation et de compacité, conformément aux contraintes fixées par l'application. Ces propriétés ont par la suite été vérifiées expérimentalement sur une géométrie donnée, puis numériquement, autour de la position initiale, pour un ensemble de géométries. Nous avons ensuite mis en place une méthode des plans d'expériences, de manière à étudier l'impact de la géométrie sur la compliance principale pour tout le débattement angulaire de la liaison. Cette analyse a permis de donner un modèle complet pour six géométries distinctes, et de mettre en place une démarche pour le choix de la géométrie de la liaison. Dans une dernière section, le procédé de fabrication a été intégré à cette démarche de conception, de manière à s'assurer que les performances souhaitées de la liaison sont effectivement obtenues après production.

La liaison HSC a été conçue dans le cadre de cette thèse, et donc du développement de dispositifs compliant pour la radiologie interventionnelle percutanée. Elle peut bien entendu être employée dans d'autres domaines du fait de ses propriétés. Les conclusions que nous avons déduites des analyses réalisées sur la liaison restent générales, ce qui permet leur emploi pour d'autres applications, par exemple en robotique bio-inspirée, domaine où les contraintes de conception se rapprochent de celle de notre application. De même, la méthode permettant d'intégrer le procédé de fabrication dans la démarche de conception a ici été développée pour un procédé de fabrication donné, le procédé Polyjet, et une pièce donnée, mais elle peut être exploitée avec d'autres procédé de FAMM, et pour tout type de pièce fonctionnelle.

# Chapitre 3

## Du mécanisme au dispositif : Intégration de fonctions pour une assistance robotisée en imagerie interventionnelle

*« La totalité est plus que la somme  
des parties. »*

---

Aristote, philosophe grec

### Sommaire

---

<b>3.1</b>	<b>Réalisation d'une liaison actionnée et instrumentée . . .</b>	<b>85</b>
3.1.1	Réflexion sur l'actionnement . . . . .	85
3.1.2	Equilibrage statique . . . . .	87
	Principe . . . . .	87
	Approche proposée . . . . .	90
	Synthèse . . . . .	90
	Prototype et validation expérimentale . . . . .	93
3.1.3	Freinage . . . . .	96
	Etat de l'art et choix technologique . . . . .	96
	Principe de fonctionnement . . . . .	97
	Dimensionnement et réalisation . . . . .	98
	Tests expérimentaux et validation . . . . .	100
3.1.4	Retour de position . . . . .	102
	Principe de la solution proposée . . . . .	102
	Validation expérimentale . . . . .	103
<b>3.2</b>	<b>Conception d'outils pour la tâche d'insertion . . . . .</b>	<b>105</b>
3.2.1	Principe . . . . .	106
3.2.2	Mise en place d'un modèle pour le dimensionnement . . . . .	107

	Caractéristiques géométriques de la structure auxétique . . . . .	107
	Modèle de comportement de la structure auxétique . . . . .	109
	Limites de fonctionnement . . . . .	110
	Modèle de comportement de l'actionneur auxétique . . . . .	111
3.2.3	Application . . . . .	114
	Spécification du besoin . . . . .	114
	Dimensionnement . . . . .	115
3.2.4	Implémentation et évaluation expérimentale . . . . .	116
	Etude de l'allongement effectif . . . . .	116
	Variation de l'allongement avec l'effort extérieur . . . . .	118
	Etude de la raideur en flexion . . . . .	119
	Synthèse . . . . .	121
3.2.5	Analyse du comportement dynamique de l'actionneur auxé- tique . . . . .	121
	Influence de la pression maximale du cycle . . . . .	121
	Influence de la fréquence du cycle . . . . .	122
3.2.6	Synthèse . . . . .	124
<b>3.3</b>	<b>Synthèse du chapitre 3 . . . . .</b>	<b>124</b>

---

Dans le chapitre 2, nous nous sommes concentrés sur le développement d'une liaison qui doit permettre de réaliser le mouvement de positionnement souhaité pour notre assistant robotique. La liaison pivot proposée va plus précisément être exploitée pour le contrôle de l'orientation de l'aiguille. Pour piloter cet assistant, il nous faut d'une part actionner le dispositif et d'autre part l'instrumenter. Dans la première partie de ce chapitre, nous proposons d'intégrer actionnement et perception au niveau de la liaison et développons des solutions exploitant de nouveau la FAMM.

Dans la seconde partie de ce chapitre, nous nous concentrons sur l'insertion de l'aiguille. Afin d'obtenir un système compact, nous proposons l'utilisation d'un système d'insertion pas-à-pas, composé de trois éléments, à savoir deux préhenseurs pour l'aiguille entre lesquels se place un actionneur générant un mouvement de translation. L'étude de cet actionneur est l'objet de cette partie. Nous proposons une conception originale, exploitant une structure auxétique. Nous détaillons son principe et proposons un modèle de comportement pour son dimensionnement.

## 3.1 Réalisation d'une liaison actionnée et instrumentée

Après un état de l'art sur les technologies d'actionnement possibles, nous détaillons dans cette section la mise en place d'un actionnement sûr, combinant un actionnement déporté avec un frein pneumatique.

### 3.1.1 Réflexion sur l'actionnement

Réaliser une fonction d'actionnement en environnement IRM est une tâche qui a été largement étudiée dans la littérature. Gassert et al. [Gassert 2006b] présentent un état de l'art et distinguent trois technologies d'actionnement compatibles IRM : par énergie pneumatique et hydraulique, par énergie électrique et par transmission mécanique. Les principaux avantages et inconvénients que l'on peut associer à ces technologies sont synthétisés dans le tableau 3.1, en y associant des exemples de la littérature.

Technologies d'actionnement	Exemples	Avantages pour la radiologie interventionnelle	Limites pour la radiologie interventionnelle
<b>Par énergie pneumatique et hydraulique</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Actionneur pneumatique [Muntener 2008]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Energie disponible en salle IRM</li> <li>Energie facilement transportable du fait des tubes flexibles</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Etanchéité</li> <li>Compressibilité de l'air</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Actionneur hydraulique [Gassert 2006a]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Effort générés importants</li> <li>Possibilité d'un montage hydrostatique</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Non-linéarités importantes</li> <li>Frottements importants</li> </ul>
<b>Par énergie électrique</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Actionneur piézo-électrique [Su 2011]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Pas de forces magnétiques mises en jeu</li> <li>Efforts importants</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Faible course</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Actionneur électrostatique [Yamamoto 2005]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bonne résolution, donc déplacement précis</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Tensions importantes requises</li> <li>Faible course</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Polymères électro-actifs [Plante 2009]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Bon rapport poids/puissance</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Fabrication</li> <li>Pilotage complexe sauf en actionnement binaire</li> </ul>
<b>Par énergie mécanique</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Actionneurs basé sur l'énergie potentielle [Dovat 2006]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Pas d'apport externe d'énergie</li> <li>Implémentation simple</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Faible amplitude</li> <li>Pas d'asservissement possible, ce qui limite les applications</li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>Actionneurs par transmission mécanique [Abdelaziz 2011, Bricault 2008]</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Léger</li> <li>Faible encombrement car moteur déporté</li> <li>Grande course possible</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Intégration difficile si longueur de transmission importante</li> </ul>

TABLEAU 3.1 – Comparaison des technologies d'actionnement compatible IRM

L'utilisation d'un actionnement déporté associé à une transmission mécanique a été considéré pour plusieurs dispositifs en environnement IRM [Bricault 2008, Abdelaziz 2011, Salimi 2013]. Elle permet de placer l'actionneur à l'extérieur de l'imageur, ce qui représente à la fois un gain en compacité et en légèreté pour le dispositif. Les éléments de transmission peuvent être souples, en employant des câbles ou des courroies, ce qui permet de les intégrer facilement au sein de la structure. Enfin, cette solution ne contraint pas le choix de la motorisation, qui peut être placée dans un environnement protégé (cage de Faraday par exemple). C'est donc ce principe d'actionnement que nous avons choisi d'intégrer, en utilisant des câbles comme système de transmission.

Ce choix introduit des limitations, comme indiqué dans le tableau 3.1. Le mouvement peut seulement être transmis en mettant en tension les câbles. Pour des mouvements bi-directionnels, l'emploi d'un montage avec deux câbles antagonistes est donc nécessaire. De plus, des systèmes de renvoi doivent être conçus pour adapter si besoin la direction du câble. Enfin, en pratique, l'utilisation de câbles dans la transmission ne permet pas de bloquer de façon rigide la liaison dans une position donnée : la flexibilité des câbles peut rendre possible des mouvements de l'effecteur.

Le fait d'utiliser le système en environnement médical ajoute des contraintes quand à la sûreté de l'actionnement. Premièrement, l'énergie requise doit être minimisée, afin de limiter les risques. Dans notre cas, cela implique de réduire la raideur principale de la liaison compliant à actionner. Un système de blocage doit par ailleurs être présent pour assurer le maintien en position de l'aiguille, même en cas de perte de puissance. Nous allons par la suite étudier la mise en place d'un système de freinage qui permet de bloquer la liaison en l'absence d'énergie dans la section 3.1.3.

### 3.1.2 Equilibrage statique

Afin de diminuer les puissances requises pour l'actionnement, il peut être intéressant en premier lieu d'ajouter un système en parallèle de la liaison compliant ayant pour but de réduire sa raideur interne, voire idéalement de la supprimer. Si la compensation est réalisée sur toute l'amplitude angulaire de la liaison, on parle alors d'équilibrage statique.

#### Principe

L'équilibrage statique consiste à s'assurer que le mécanisme est à l'état d'équilibre dans toutes les positions de l'espace de travail. Le but est alors généralement de compenser l'effet de la gravité. Pour cela, une solution classique consiste à ajouter un système mécanique apportant de l'énergie au mécanisme, tel qu'un ressort précontraint par exemple. Un exemple célèbre est la lampe Anglepoise conçue par le designer britannique George Carwardine, présentée dans la figure 3.1. Ici, l'agencement des différents segments et l'ajout de ressorts rend le système équilibré, quelle que soit sa position.



FIGURE 3.1 – Exemple de système équilibré statiquement : la lampe Anglepoise.

En se basant sur le même raisonnement, des recherches ont été menées afin d'équilibrer non plus la masse du système mais la raideur interne des liaisons compliantes. Plusieurs études ont été réalisées au sein de l'université de Delft pour l'équilibrage de systèmes réalisant des mouvements de translation [Tolou 2010, Dunning 2011, Rosenberg 2010], en particulier pour le développement d'une pince laparoscopique compliante [Lassooij 2012, Hoetmer 2010, de Lange 2008]. En ce qui concerne l'équilibrage statique de systèmes en rotation, deux systèmes peuvent être cités, tous deux présentés dans la figure 3.2. Dans le premier [Morsch 2010], l'équilibrage est réalisé par l'ajout d'éléments déformables de type ressort placés en parallèle de la liaison compliante. Dans le second [Jensen 2011], une structure précontrainte en torsion construite à partir d'un fil métallique est utilisée.



FIGURE 3.2 – Exemple de liaison pivot compliante équilibrée statiquement : a) système développé par Morsch et al. [Morsch 2010], b) Système développé par Jensen et al. [Jensen 2011].

Dans leurs travaux [Gallego 2010, Gallego 2013b], Gallego et al. formalisent la synthèse de mécanismes compliants statiquement équilibrés en mettant en place plusieurs critères assurant chacun la réalisation de l'équilibrage. Certains de ces critères sont basés sur l'analyse énergétique du système. Pour les introduire, considérons donc une liaison compliante, qui tire partie de la déformation du matériau pour créer un mouvement. De ce fait, une partie de l'énergie est stockée sous forme

d'énergie potentielle au sein de la liaison lors de ce mouvement, affectant ainsi le ratio entre les énergies en entrée et en sortie du système (fig. 3.3 a)). Le but de l'équilibrage est alors d'introduire en parallèle de la liaison un système apportant une énergie potentielle afin de s'assurer que l'énergie potentielle totale au sein du système, notée  $V(\theta)$ , reste constante, rétablissant ainsi le ratio entre l'entrée et la sortie (fig. 3.3 b)). De cette analyse peut être déduit un premier critère d'équilibre statique, à savoir la constance de l'énergie potentielle. Cette condition doit être assurée sur toute la plage du mouvement de rotation, c'est-à-dire pour  $\theta \in [\theta_{min}, \theta_{max}]$ ,  $\theta$  étant la variable représentant la rotation, et  $[\theta_{min}, \theta_{max}]$  son débattement angulaire. Si l'énergie potentielle est constante, alors sa dérivée ainsi que sa dérivée seconde sont nulles, d'où les seconds et troisièmes critères. Le premier est le critère de l'équilibre continu, qui est caractérisé par un nombre infini de positions d'équilibre, c'est-à-dire de positions pour lesquelles la somme des moments appliqués au système  $M(\theta)$  est nulle. Le second est le critère de raideur nulle, où le système possède une raideur totale, notée  $K_{totale}$ , nulle.

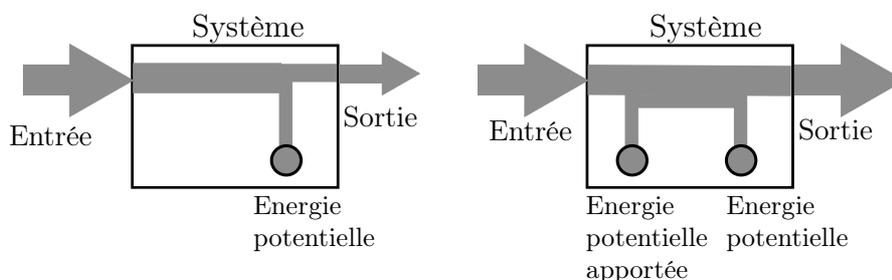


FIGURE 3.3 – Représentation schématique du comportement énergétique d'une liaison compliant : a) Sans équilibrage statique, b) Avec équilibrage statique.

Dans notre cas, nous cherchons à équilibrer une liaison pivot compliant, les trois critères peuvent alors être traduits par les équations suivantes :

- Energie potentielle constante :

$$\sum_{\theta=\theta_{min}}^{\theta_{max}} V(\theta) = cte \quad (3.1)$$

- Equilibre continu :

$$\sum_{\theta=\theta_{min}}^{\theta_{max}} |M(\theta)| = 0 \quad (3.2)$$

- Raideur nulle :

$$K_{total}(\theta) = 0, \forall \theta \in [\theta_{min}, \theta_{max}] \quad (3.3)$$

Considérons l'équation (3.3). Cette relation implique qu'équilibrer une liaison pivot compliant, de raideur positive, revient à placer en parallèle un système avec une raideur négative. Plusieurs études appliquent cette méthode [Dunning 2011,

Lassooij 2012, Hoetmer 2010] sur des mouvements de translation. A chaque fois, un mécanisme bistable est utilisé pour générer une raideur négative sur une plage de déplacement donné, comme montré dans la figure 3.4. L'effort généré par le système bistable SB permet de compenser, sur une partie de la course, l'effort généré par le système compliant SC. Cette solution semble intéressante et peut être adaptée à un mouvement de rotation.

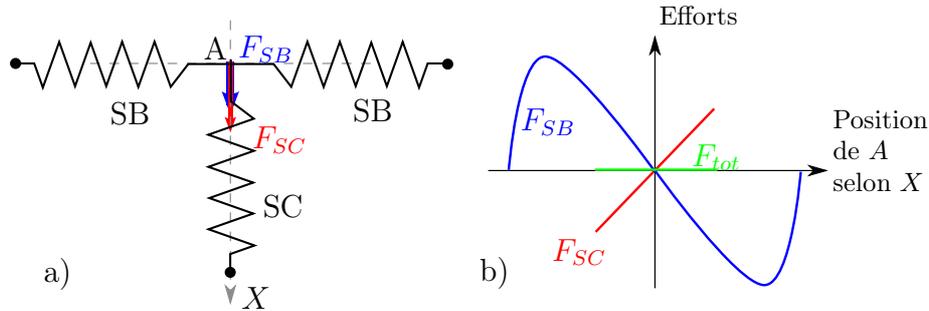


FIGURE 3.4 – Schéma d'équilibrage par système bistable pour un mouvement de translation selon l'axe  $X$  : a) Schéma du système, b) Allures des efforts en fonction de la position.

### Approche proposée

L'approche que nous proposons est basée sur l'utilisation d'un système bistable placé en parallèle de la liaison HSC. Pour cela, considérons dans un premier temps le modèle PRBM de la liaison, présenté dans la figure 3.5 a). La raideur du ressort en torsion  $K_z(\theta)$  constitue donc la raideur à équilibrer. Comme montré dans l'étude de la compliance principale réalisée en section 2.3.1, cette raideur n'est pas constante, d'où l'allure de la courbe présentée en figure 3.5 b). Le système bistable est réalisé en intégrant un ressort précontraint disposé de manière à être en extension lorsque l'angle  $\theta$  de la liaison est nul et ainsi apporter de l'énergie dans le système. Dans cette position, il est alors dans un état d'équilibre instable. La position de stabilité est atteinte lorsque la longueur du ressort  $l$  égale sa longueur à vide  $l_0$  (fig. 3.5 d)). On parle ici de mécanisme bistable car une seconde position d'équilibre existe du fait de la symétrie du mouvement par rapport à l'axe  $Y$ . Si l'on observe la courbe du moment  $M_s$  en fonction de l'angle  $\theta$  qui en résulte (fig. 3.5 d)), elle est décroissante sur une certaine plage entre  $l_{max}$  et  $l_0$ , témoignant d'une raideur négative. En agissant sur les paramètres pilotant la géométrie du système bistable, il est possible d'ajuster la valeur du moment  $M(\theta)$  induit afin de respecter le critère formulé dans l'équation (3.2).

### Synthèse

Un schéma du principe d'équilibre retenu est présenté dans la figure 3.6, qui voit la superposition du modèle PRBM (fig. 3.5 a)) et du système bistable (fig. 3.5 c)). La première étape de la synthèse consiste à définir le modèle de la raideur  $K_z$

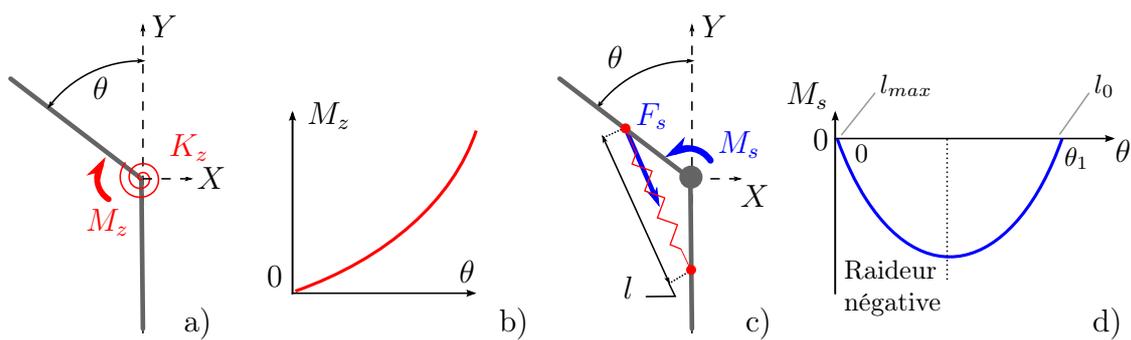


FIGURE 3.5 – Illustration de la méthode d'équilibrage : a) Modèle PRBM de la liaison HSC. b) Courbe d'évolution du moment de rappel  $M_z$  en fonction de  $\theta$ . c) Système bistable. d) Courbe d'évolution du moment  $M_s$  en fonction de  $\theta$ .

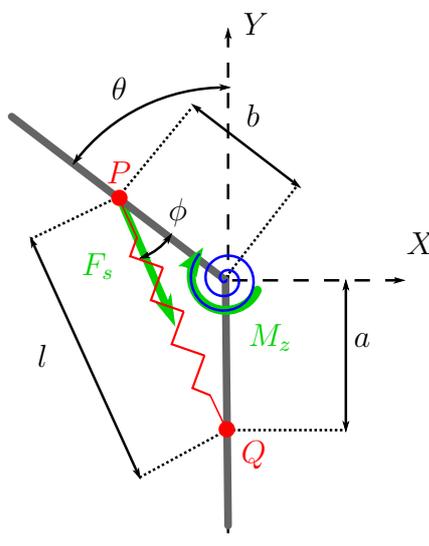


FIGURE 3.6 – Schéma du principe d'équilibrage.

associée au modèle PRBM. Pour cela, nous considérons une géométrie pour la liaison HSC dont les paramètres sont donnés dans le tableau 3.2, avec un débattement angulaire de la liaison égal à  $120^\circ$ .

La relation liant le moment  $M_z$  (en N.mm) à l'angle  $\theta$  (en degrés) est déterminée expérimentalement en utilisant la méthode présentée en section 2.3.1. Nous utilisons ensuite le modèle défini dans l'équation (2.15) afin d'exprimer ce comportement. Pour rappel, ce modèle est le suivant :

$$\begin{aligned}
 M_z &= f(\theta) \\
 &= (y_2(p, \alpha) - 2.y_3(p, \alpha).y_1(p, \alpha)) . X \\
 &\quad + (2.y_3(p, \alpha).y_1(p, \alpha) - 2.y_2(p, \alpha)) . \sqrt{X} \\
 &\quad + y_2(p, \alpha)
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

$e$	$\alpha$	$D$	$p$
3mm	60°	10mm	10mm

TABLEAU 3.2 – Valeurs des paramètres géométriques de la liaison HSC utilisée dans l'exemple d'équilibrage statique

avec  $y_1(p, \alpha) = \theta_{z,max}$ ,  $y_2(p, \alpha) = M_{z,max}$ ,  $y_3(p, \alpha) = t_0$  et  $X = 1 - \frac{\theta}{y_1(p, \alpha)}$ .

Dans ce modèle, trois coefficients sont donc à identifier :  $\theta_{z,max}$ ,  $M_{z,max}$  et  $t_0$ . Après identification, nous obtenons :

$$\theta_{z,max} = 53^\circ, M_{z,max} = 33 \text{ N.mm}, \text{ et } t_0 = 0.575 \text{ N.mm}/^\circ \quad (3.5)$$

L'étape suivante consiste à dimensionner le système bistable. L'élément ressort employé est constitué d'un parallélépipède de matériau élastomère TangoBlack Plus, donc toujours obtenu par FAMM, de côté  $s$ , de longueur et surface initiales  $l_0$  et  $S_0 = s^2$ . Il est alors possible de calculer l'effort  $F_s$  généré par la déformation uniaxiale de ce volume (Eq. 3.6), la loi de comportement du matériau TangoBlack Plus  $\sigma(\lambda)$  ayant été identifiée dans la section 2.1.3. Nous avons  $S_0.l_0 = S.l$  du fait de l'incompressibilité du matériau, avec  $S$  et  $l$  respectivement les sections et longueurs courantes du parallélépipède.

$$F_s = S.\sigma(\lambda) = \frac{S_0.l_0}{l}.\sigma(\lambda) \quad (3.6)$$

L'expression du moment  $M_s$  généré par le système bistable autour de l'axe  $Z$  peut ensuite être exprimée (Eq. 3.7), connaissant la position des points d'attache  $P$  et  $Q$  repérés par les paramètres  $a$  et  $b$ .

$$M_s = F_s.b.\cos(\pi/2 - \phi) = F_s.b.\cos\left(\frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{l^2 + b^2 - a^2}{2bl}\right)\right) \quad (3.7)$$

La dernière étape consiste à choisir les valeurs des paramètres géométriques de l'élément type ressort de manière à satisfaire la relation (3.8).

$$\sum_{\theta=0}^{60} |M(\theta)_{total}| = \sum_{\theta=0}^{60} |M_z(\theta) + M_s(\theta)| = 0 \quad (3.8)$$

Pour cela, une optimisation est réalisée, avec comme vecteur des paramètres  $\xi = (a, b, l_0, s)$  et comme fonction objectif  $f_{obj}$  telle que présentée dans l'équation (3.9).

$$f_{obj}(\xi) = \sum_{\theta=0}^{60} (M_{total}(\theta))^2 \quad (3.9)$$

La fonction  $f_{obj}$  est construite en discrétisant la plage des positions angulaires accessibles avec des incréments de  $1^\circ$ . Afin de s'assurer de la compacité de la solution,

$a$ (mm)	$b$ (mm)	$l_0$ (mm)	$s$ (mm)
30	7.72	25	4.66

TABLEAU 3.3 – Valeurs des paramètres géométriques du système d'équilibrage statique après optimisation

des contraintes sont imposées sur le vecteur de paramètres  $\xi$  :  $a \in [10, 30]$  mm,  $b \in [7, 15]$  mm,  $l_0 \in [25, 30]$  mm,  $s \in [1, 10]$  mm. L'optimisation est réalisée grâce à un algorithme utilisant une méthode quadratique séquentielle implémenté sous Matlab. Le résultat obtenu est présenté dans le tableau 3.3. La figure 3.7 présente les courbes résultantes pour les moments  $M_z(\theta)$ ,  $M_s(\theta)$  et  $M_{total}(\theta)$ . Nous pouvons constater que le système est à une position d'équilibre lorsque  $M_{total} = 0$  c'est-à-dire pour  $\theta = 0^\circ$  et  $\theta = 45.3^\circ$ .

L'observation des courbes de la figure 3.7 montre que l'équilibrage n'est pas parfait, la valeur du moment  $M_{total}(\theta)$  n'étant pas nulle pour toutes les valeurs de  $\theta$ . Afin de traduire le niveau d'équilibrage atteint, deux critères sont définis. Le premier est la réduction du moment maximum entre les systèmes non-équilibré et équilibré, appelé  $M_{red}$ . Le second est la réduction d'énergie entre ces deux configurations sur la totalité du débattement angulaire, désigné comme  $W_{red}$ . L'énergie de chacun des systèmes est alors représentée par l'aire se situant sous leurs courbes respectives. Cette aire est discrétisée de manière à pouvoir la calculer par la méthode des trapèzes. Les équations des deux critères employés sont alors :

$$M_{red} = 100 * (1 - (| \max(M_{total}) | / | \max(M_z) |)) \quad (3.10)$$

$$W_{red} = 100 * \left( 1 - \left( \frac{\sum_{i=2}^{\theta_{max}} (| M_{total}(i-1) | + | M_{total}(i) |)}{\sum_{i=2}^{\theta_{max}} (| M_z(i-1) | + | M_z(i) |)} \right) \right) \quad (3.11)$$

Le système d'équilibrage proposé permet une réduction d'énergie  $W_{red}$  égale à 85.7% et une réduction du moment maximum  $M_{red}$  de 89.7%. Il semble donc être efficace.

### Prototype et validation expérimentale

La performance de l'équilibrage est évaluée dans un deuxième temps expérimentalement. L'élément ressort calculé est construit sous forme de deux éléments identiques, placés de manière symétrique par rapport à la liaison à équilibrer, comme présenté dans la figure 3.8 a). Ces deux éléments sont fixés au moyen de liaisons pivot rigides au lieu des points P et Q. Un assemblage cylindre/tube est réalisé afin

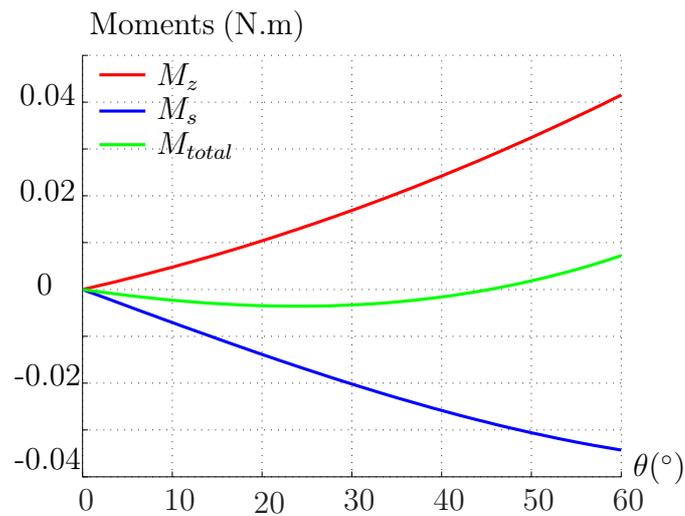


FIGURE 3.7 – Evolution par simulation des moments  $M_z$ ,  $M_s$  et  $M_{total}$  en fonction de l'angle  $\theta$ .

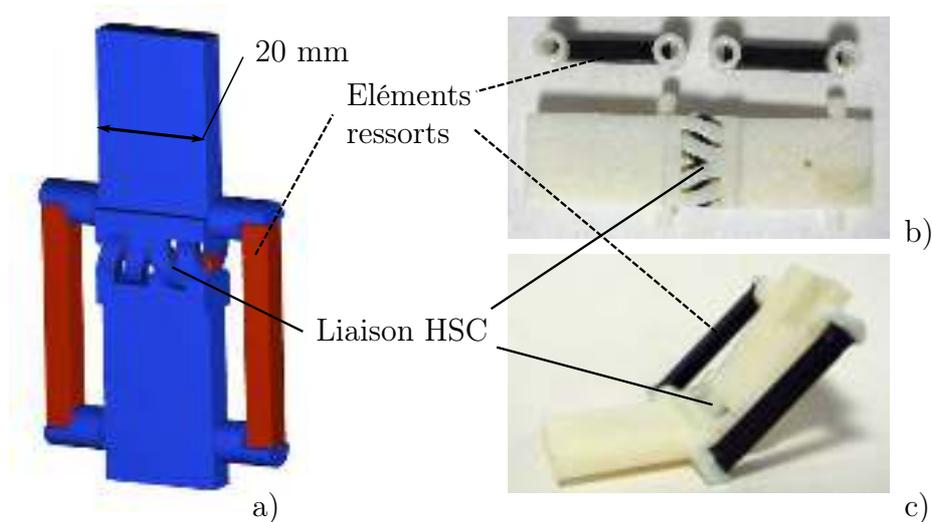


FIGURE 3.8 – a) Modèle CAO de la liaison HSC équilibrée. b) Composants non-assemblés. c) Assemblage de la liaison en position d'équilibre.

de faciliter la précontrainte des éléments, réalisée alors lors de l'assemblage manuel. Le prototype avant et après assemblage est présenté dans la figure 3.8 b,c).

Le banc de test utilisé est présenté dans la figure 3.9. Son but est de mesurer l'évolution du moment  $M_{total}$  en fonction de l'angle  $\theta$ . Le prototype est placé avec l'axe de la liaison HSC vertical, de manière à ce que la masse de la partie mobile n'intervienne pas dans l'évaluation de la raideur en rotation. En utilisant une poulie, une masse est appliquée de manière à générer un moment  $M_z$  autour de l'axe de rotation de la liaison HSC. La valeur de l'angle résultant  $\theta$  est mesurée par lecture directe. Connaissant la valeur de la masse, la position de l'éprouvette

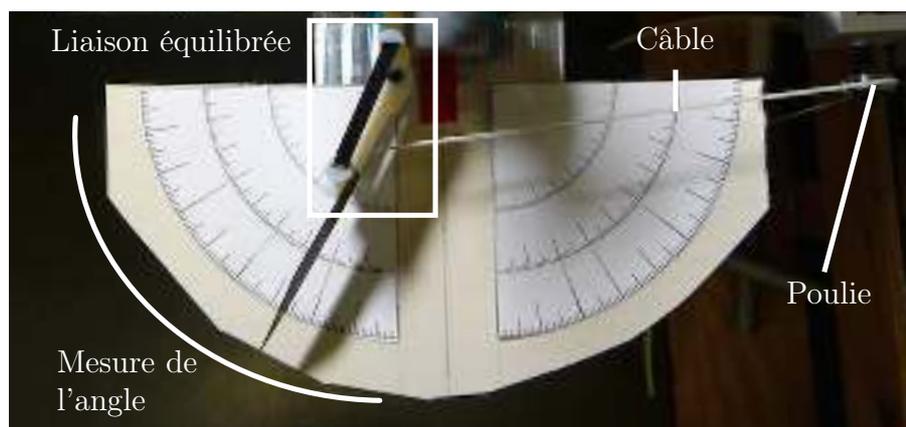
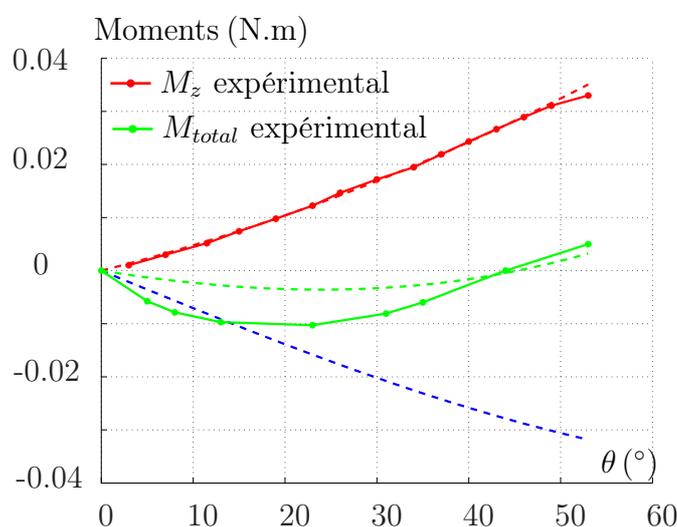


FIGURE 3.9 – Banc de test pour la mesure des performances du système d'équilibrage.


 FIGURE 3.10 – Evolution des moments  $M_z$ ,  $M_s$  et  $M_{total}$  expérimentaux en fonction de l'angle  $\theta$ . Les courbes discontinues sont issues du modèle analytique.

et la valeur de  $\theta$ , la raideur angulaire peut alors être calculée. En appliquant des masses de valeur croissante, la courbe représentant  $M_{total}$  en fonction de  $\theta_z$  peut être tracée. Les résultats sont présentés dans la figure 3.10, qui introduit aussi la courbe expérimentale du moment  $M_z$ . Les courbes théoriques, issues du modèle décrit précédemment, sont aussi représentées à titre de comparaison. Les courbes expérimentales permettent de calculer la valeur des deux critères de performance définis. Nous obtenons  $W_{red,exp} = 58\%$  et  $M_{red,exp} = 71\%$

Par rapport à ces résultats, il est important de noter que l'énergie nécessaire pour actionner la liaison est réduite de 58% sur une plage de 120° grâce au dispositif d'équilibrage statique. Cela permet de réduire la puissance d'actionnement, ce qui était l'objectif initial. La méthode proposée semble donc adéquate. La différence ob-

servée entre le modèle et la situation expérimentale n'est cependant pas négligeable. Cet écart peut être expliqué en partie par la variabilité du procédé de fabrication soulignée dans la section 2.1.2, et par le frottement dans les liaisons rigides employées pour assembler les éléments ressort et la liaison.

Il nous faut souligner ici que la géométrie de la liaison choisie pour la synthèse du système d'équilibrage ne suit pas les recommandations faites à la section 2.4.3 concernant la géométrie de la liaison HSC. La mise en place d'un équilibrage de la liaison a été réalisée à partir de la preuve de concept de la liaison, avant d'avoir finalisé l'étude de ses propriétés de compliance. Pour notre contexte applicatif, la "qualité" de mouvement doit être assurée, ce qui va conduire dans la suite à exploiter des liaisons utilisant une faible épaisseur d'élastomère qui possèdent alors des raideurs en rotation très faibles. La mise en place d'un équilibrage ne sera donc pas considérée par la suite. La solution est cependant d'intérêt si la liaison est volontairement dimensionnée pour offrir par exemple une compliance en translation non négligeable, auquel cas la raideur principale peut devenir pénalisante.

### 3.1.3 Freinage

L'utilisation d'un actionnement par câbles rend difficile un maintien de la position angulaire à distance, toute flexibilité dans les câbles impactant la raideur du maintien. De ce fait, l'implémentation d'un système de freinage paraît une nécessité. Ce système doit aussi assurer la sûreté du dispositif. En cas de panne d'alimentation en énergie du dispositif, le dispositif doit conserver sa position afin de ne pas blesser le patient et rendre possible la poursuite de la procédure manuellement. Cela implique que la fonction freinage soit réalisée par manque d'énergie.

#### Etat de l'art et choix technologique

Dans [Plooi 2015], Plooi et al. présentent un état de l'art sur les systèmes de blocage en robotique. Trois grands principes sont identifiés : par blocage mécanique, par frottement et par exploitation d'une singularité du mécanisme. Pour chacun d'eux, plusieurs solutions technologiques sont présentées. La solution par blocage mécanique consiste à faire obstruction au mouvement à l'aide d'une butée physique. C'est le cas du système roue à cliquet/rochet par exemple, présenté dans la figure 3.11 a). La seconde solution utilise les phénomènes de frottements pour empêcher le mouvement d'un solide par rapport à un autre. Un exemple est présenté dans la figure 3.11 b). La troisième solution exploite la singularité présente dans un mécanisme, comme par exemple un mécanisme quatre barres (fig. 3.11 c)). Parmi ces trois solutions, seul le freinage par frottement permet un nombre infini de positions de blocage. Nous avons donc recours à cette solution. Un actionnement est alors nécessaire pour piloter la mise en contact des solides. Le système de freinage comporte alors deux états : ouvert et fermé, sachant que l'état fermé doit être réalisé de façon passive, c'est-à-dire sans apport d'énergie. Parmi les principes d'actionnement détaillés dans le tableau 3.1, l'utilisation d'un actionnement pneumatique est ici envisageable comme seul un état binaire est requis.

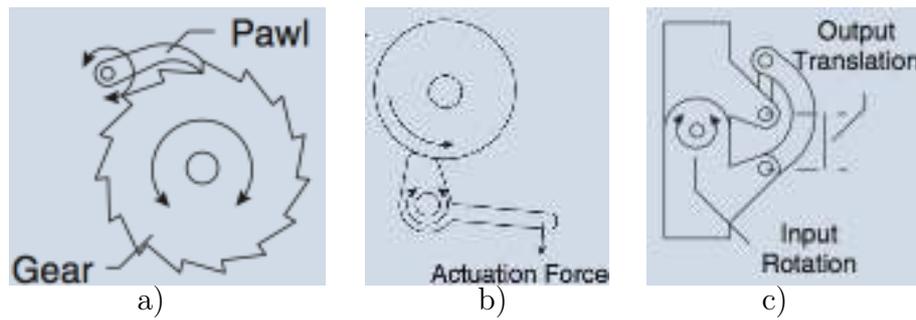


FIGURE 3.11 – Exemples de systèmes de freinage issus de [Plooi 2015] : a) par blocage mécanique, b) par frottement et c) par exploitation d’une singularité du mécanisme.

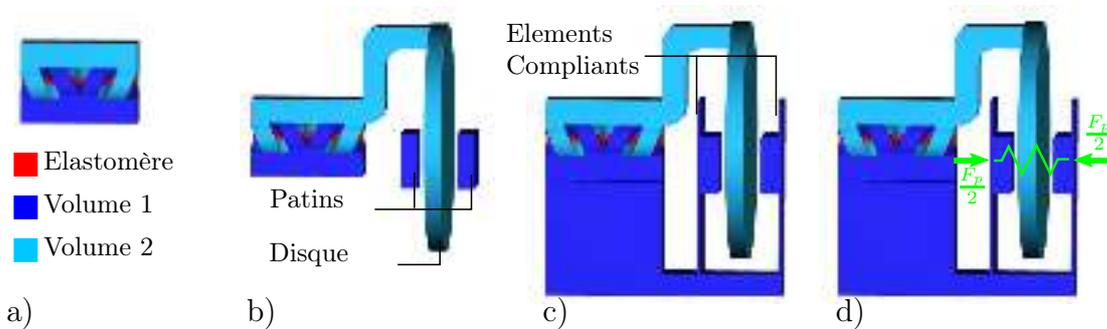


FIGURE 3.12 – Schéma de construction du système de freinage. a) Liaison compliant seule, b) Positionnement du disque et des patins, c) Ajout des deux éléments compliant, d) Ajout de la précontrainte.

Pour résumer, le système de freinage doit à l’état passif être en contact avec une surface de la partie mobile afin de la bloquer par frottement. Une fois l’actionnement pneumatique activé, le contact ne doit plus être présent. De part le procédé de fabrication utilisé, la réalisation du contact de façon passive, et qui plus est dans un système monobloc, implique l’ajout d’une précontrainte dans le système de freinage. Cette précontrainte permet, après fabrication, d’assurer le contact des deux solides en mouvement l’un par rapport à l’autre.

### Principe de fonctionnement

Une des solutions de freinage par frottement connue pour un mouvement de rotation est le frein à disque. Un disque est lié à l’élément mobile, et deux patins viennent serrer le disque de part et d’autre dans le but de créer du frottement, l’effort de serrage étant donc directement lié au couple de freinage. C’est de cette solution que nous nous sommes inspirés pour réaliser notre système. Dans notre cas, le composant cinématique à freiner est une liaison pivot compliant, qui permet la rotation du volume 1 par rapport au volume 2, comme présenté dans la figure 3.12 a).

Etant donnée la liberté de forme que permet le procédé de fabrication, un disque, centré sur l'axe de rotation, peut être intégré à la partie mobile. Il suffit ensuite de placer de part et d'autre du disque les deux patins, comme représenté sur la figure 3.12 b). Afin de pouvoir désactiver le freinage, ces patins doivent pouvoir être décollés du disque, c'est-à-dire déplacés dans une direction normale au disque. Le système devant être conçu sans assemblage, des éléments compliants sont utilisés pour réaliser ce mouvement, comme représenté dans la figure 3.12 c). Comme les patins doivent être décollés du disque lors de la fabrication, la raideur en flexion de ces éléments compliants ne peut être exploitée pour exercer l'effort de freinage.

Il reste ensuite deux éléments à intégrer : le système de précontrainte et l'actionnement pneumatique. La précontrainte peut être modélisée par un ressort générant un effort  $F_p$ . Afin de permettre aux patins d'exercer un effort sur le disque, une solution est de placer ce ressort entre les deux éléments compliants (fig. 3.12 d)). L'actionnement pneumatique doit alors créer une déflexion des deux éléments compliants. Réalisé de façon monobloc, il s'apparente à la réalisation d'un actionneur flexible fluïdique (AFF).

Entièrement monoblocs, ces derniers exploitent la déformation d'une chambre étanche mise sous pression pour la création d'un mouvement. Dans [De Greef 2009], un des principes identifiés consiste à concevoir une chambre anisotrope, permettant une fois sous pression de réaliser la déflexion désirée. En suivant ce principe, nous aboutissons à la solution numéro 1, décrite dans la figure 3.13. Les deux éléments compliants deviennent les chambres sous pression, l'anisotropie pouvant être créée en combinant les matériaux rigides et élastomère, comme présenté sur la figure. La déflexion étant plus importante à l'extrémité libre de l'élément compliant, la précontrainte est alors appliquée comme montré sur la figure 3.13, sa position exacte le long de l'élément compliant influant sur la valeur du couple de freinage.

Une seconde solution consiste à placer un AFF entre les deux éléments compliants, de manière à les écarter une fois la chambre mise sous pression. La déformation de l'AFF doit alors être dirigée dans la direction du mouvement voulu. Pour cela, nous proposons dans la solution numéro 2 de tirer partie du procédé de fabrication choisi, en réalisant une chambre multi-matériaux, comme montré dans la figure 3.14. Afin de permettre un effort de serrage important, la précontrainte est dans ce cas appliquée à l'extrémité des éléments compliants.

Les deux solutions retenues sont dimensionnées et testées expérimentalement, de manière à choisir celle offrant les meilleures performances atteignables expérimentalement..

### Dimensionnement et réalisation

Nous avons estimé qu'un couple de freinage minimum de 50 N.mm est en adéquation avec l'application considérée. Appelons  $F_b$  l'effort de serrage exercé par les deux patins sur le disque, et  $M_b$  le couple de freinage qui en résulte. Ces deux paramètres sont liés par l'équation (3.12), avec  $\mu$  le coefficient de frottement, et  $D_{disc}$  le diamètre du disque en rotation. La valeur de  $\mu$  est difficile à estimer, même expérimentalement, car elle dépend de nombreux paramètres liés au procédé de fa-

brication, notamment l'orientation de la surface de contact durant la fabrication. Nous choisissons  $\mu = 0.3$ , une valeur a priori sous-estimée de manière à s'assurer de la valeur minimum du couple de freinage. Chacun des patins doit alors appliquer sur le disque un effort d'une valeur de  $F_{patin} = F_b/2$ .

$$M_b = F_b \cdot \mu \cdot D_{disc} / 2 \quad (3.12)$$

Il reste alors à dimensionner chacun des systèmes de freinage pour qu'ils appliquent l'effort  $F_{patin}$ . Pour cela, trois conditions doivent être respectées. Premièrement, un effort d'une valeur supérieure ou égale à  $F_{patin}$  doit être appliqué par un patin sur le disque lors de l'ajout de la précontrainte dans le système de freinage. Cette précontrainte est réalisée par la mise en contact, par un système de vis de serrage, des deux surfaces initialement distantes d'une valeur  $d_p$ , tel que montré dans les figures 3.13 et 3.14. La valeur de  $F_{patin}$  est donc liée à celle de la distance  $d_p$ , devenant nulle après ajout de la précontrainte. Donc plus la distance  $d_p$  est importante, plus la valeur de  $F_{patin}$  est importante. Deuxièmement, le décollement entre les patins et le disque doit être assuré lors de la pressurisation de l'actionneur pneumatique. Pour cela, nous imposons une distance de 1 mm entre les patins et le disque. Cette valeur doit être atteinte pour une pression de 3 bars. Troisièmement, toutes ces déformations doivent se produire sans que les contraintes à l'intérieur du matériau rigide ne dépassent pas 30 MPa, valeur issue de la section 2.1.3. Afin de trouver une géométrie validant ces trois critères pour chacune des deux solutions de freinage, nous utilisons un modèle élément finis défini à l'aide du logiciel Creo Simulate PTC (®). Par un processus itératif (correspondant à l'étape 1 de la méthode de conception présentée en figure 2.35, une géométrie adéquate est trouvée pour chaque solution de freinage.

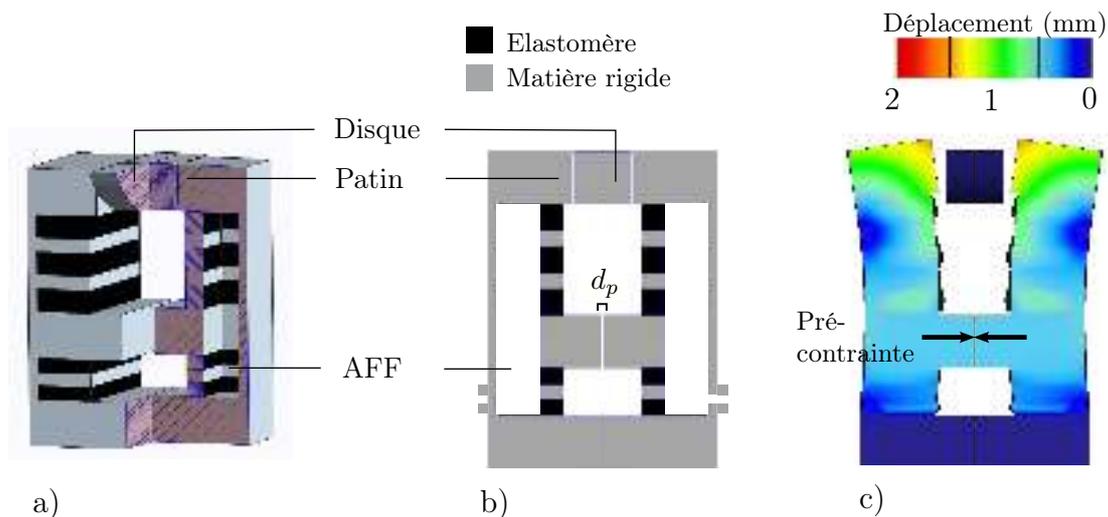


FIGURE 3.13 – Solution de freinage numero 1. a) Vue 3D. b) Vue en coupe. c) Vue déformée lors de la mise sous pression.

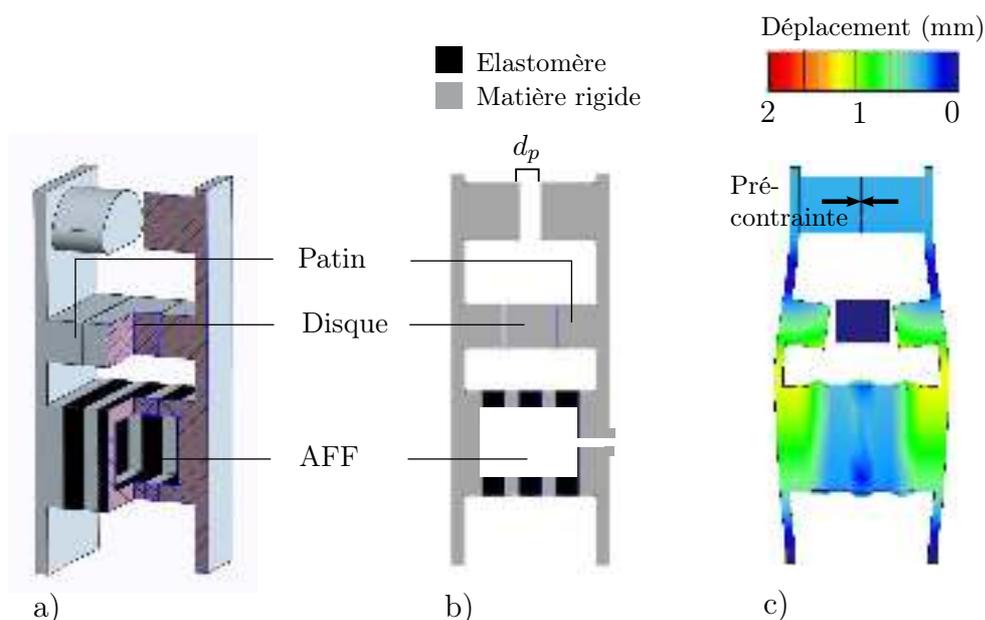


FIGURE 3.14 – Solution de freinage numero 2. a) Vue 3D. b) Vue en coupe. c) Vue déformée lors de la mise sous pression.

Sur le plan de la fabrication, la réalisation de chambres sous pression, donc étanches, impose de maîtriser la manière de retirer la matière support à l'intérieur de ces chambres. Une première solution est la mise en place de bouchons. Les chambres sont ouvertes lors de la fabrication, puis une fois la matière retirée, elles sont fermées à l'aide de bouchons collés. Une seconde solution est d'envisager le retrait de la matière support par l'orifice permettant la mise sous pression de la chambre. Le diamètre de l'orifice est alors celui du tuyau utilisé pour acheminer l'air jusqu'à la chambre. Sur un plan pratique, un diamètre minimum d'environ 8 mm semble requis pour cette solution, afin de permettre de le passage des outils employés pour le retrait de la matière support. Dans notre cas, le diamètre des tuyaux est de 4 mm. De ce fait, des bouchons ont donc été mis en place, un seul pour la solution 1 et cinq pour la solution 2 (fig. 3.15).

### Tests expérimentaux et validation

Comme annoncé, le choix de solution est réalisé à partir du prototype des deux conceptions. Plusieurs critères sont importants. Le premier est le nombre de composants des systèmes. De ce point de vue, la solution 2 est préférable car elle comporte un seul bouchon. Les AFF conçus doivent par ailleurs être effectivement fonctionnels. Ils sont testés en imposant une pression de façon graduelle à l'intérieur des chambres et en observant leurs déformations respectives. Le passage de la position freinée à non freinée, c'est-à-dire le décollement des patins, est réalisé pour une pression d'environ 2 bars pour les deux solutions. L'allure des deux systèmes en configuration frein ouvert est représentée dans les figures 3.15 c) et 3.15 d). Pour

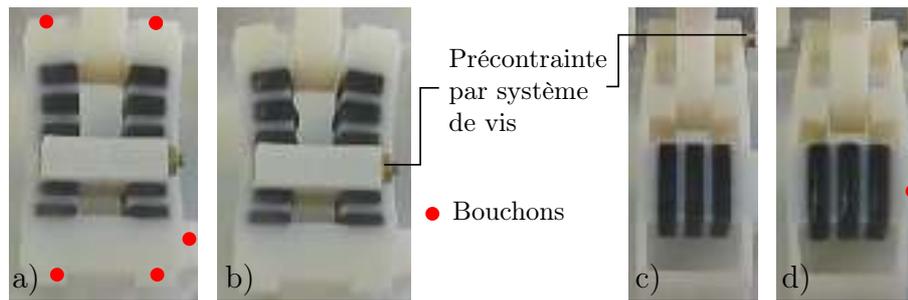


FIGURE 3.15 – Test des deux solutions de freinage sous 3 bars. a) et b) Solution 1. c) et d) Solution 2.

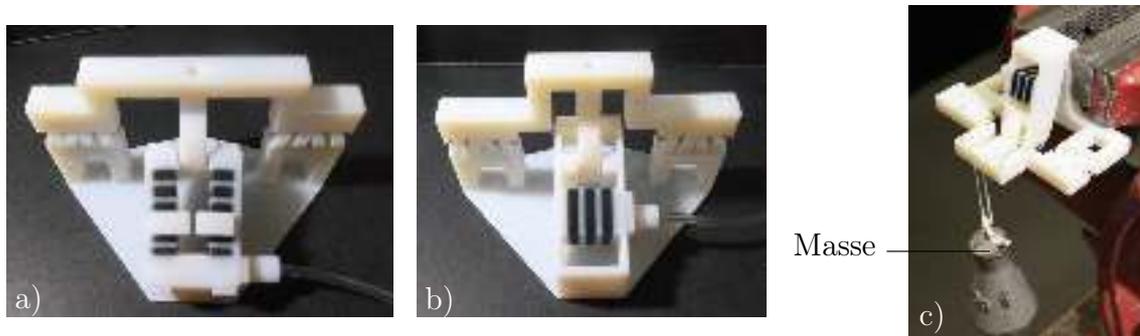


FIGURE 3.16 – Dispositif de test du couple de freinage. a) et b) Composants dédiés conçus pour les solutions de freinage 1 et 2. c) Montage pour le test de  $M_b$ .

chacune des solutions, la forme de la déformation des éléments compliants respecte celle obtenue en simulation, validant ainsi le principe de freinage avec chacun des deux AFF.

Enfin, la valeur du couple de freinage est bien entendu un critère de comparaison. Pour cela, un composant dédié a été conçu. Il comprend le système de freinage inséré entre deux liaisons HSC mises en parallèle (fig. 3.16 a) et b)), de manière à assurer la cinématique du mouvement et à conserver un système symétrique. En utilisant la gravité, un effort est appliqué au bout d'un bras de levier, de manière à générer un couple, comme présenté sur la figure 3.16 c). Cet effort est appliqué de façon croissante jusqu'à ce qu'il y ait visuellement glissement entre les patins et le disque. Le couple appliqué, juste avant glissement, donne alors la valeur du couple de freinage : 95 N.mm pour la solution 1 et 84 N.mm pour la solution 2. Ces valeurs sont des moyennes obtenues sur l'étude de trois dispositifs.

Finalement, la solution 2 est retenue. Elle présente non seulement le couple de freinage le plus important, mais elle possède aussi le moins de composants. Le niveau de performance obtenu est en adéquation avec notre besoin. De ce fait, par rapport à la méthode de conception mise en place en section 2.5.3, il n'est pas nécessaire d'aller plus loin que l'étape 1. Les périodes de temps sur lesquelles les tests ont été

conduits sont du même ordre de grandeur que celles nécessaires à la réalisation d'une procédure médicale, de l'ordre de 30 minutes. Malgré le phénomène de relaxation mis en évidence lors de l'analyse du matériau, le fonctionnement constaté est correct. Pour une utilisation sur de plus grandes durées, une étude plus approfondie pourrait être pertinente pour inclure des solutions limitant la relaxation.

### 3.1.4 Retour de position

Plusieurs éléments viennent d'être introduits pour assurer la réalisation d'un actionnement sûr. Il reste maintenant à intégrer une fonction de perception, de manière à avoir une information précise sur la position angulaire de la liaison, et donc sur l'orientation de l'aiguille.

#### Principe de la solution proposée

Plusieurs états de l'art [Gassert 2006b, Elhawary 2008] mentionnent l'utilisation de codeurs rotatifs optiques comme moyens de perception compatibles avec l'environnement IRM. En effet, la technologie optique n'est pas sensible aux champs magnétiques, et l'utilisation de fibres optiques permet de déporter la partie électronique en dehors de l'enceinte de l'IRM. Dans ce cas, un codeur optique est composé de quatre éléments principaux : une fibre émettrice, une fibre réceptrice, une roue codeuse et un boîtier permettant la quantification du rapport entre intensité de lumière émise et reçue. La roue codeuse permet, à l'aide d'un motif régulier, de générer une alternance des niveaux de lumière perçus par la partie réceptrice.

Afin de conserver le caractère monobloc du système, nous proposons d'intégrer la roue codeuse à la partie mobile de la liaison. De plus, pour réaliser le motif permettant l'alternance, nous proposons d'utiliser la différence de propriétés optiques existante entre les matériaux VeroWhite et TangoBlack Plus, respectivement de couleurs blanche et noire. Cette différence peut être exploitée de deux façons : soit les parties émettrices et réceptrices sont placées de part et d'autre du disque, exploitant alors la différence de transmission des deux matériaux ; soit elles sont placées du même côté et focalisées sur le même point, de manière à exploiter leur différence de réflexion. Si le disque est de faible épaisseur (entre 1 et 4 mm), il apparaît que le matériau VeroWhite est translucide et laisse passer une partie significative du rayon lumineux émis. Cette propriété conduit à privilégier un montage par transmission, qui a aussi pour avantage d'être moins sensible aux variations de l'état de surface de la roue codeuse. Usuellement, un second couple de fibres émettrice/réceptrice est placé en quadrature de phase sur le disque afin d'obtenir une information sur le sens de rotation. En combinant les deux signaux, cela a aussi pour avantage de doubler la résolution du codeur. Le principe final de la solution de la solution de mesure, adoptant ce principe également, est présenté dans la figure 3.17 a).

La performance majeure est ici la résolution du codeur, qui est en partie liée à la largeur du motif de la roue  $e_{motif}$ . La résolution est exprimée par l'équation (3.13) pour un codeur avec deux fibres positionnées en quadrature de phase.  $D_{codeur}$  représente le diamètre moyen de la roue codeuse, telle que représentée sur la figure 3.17 b).

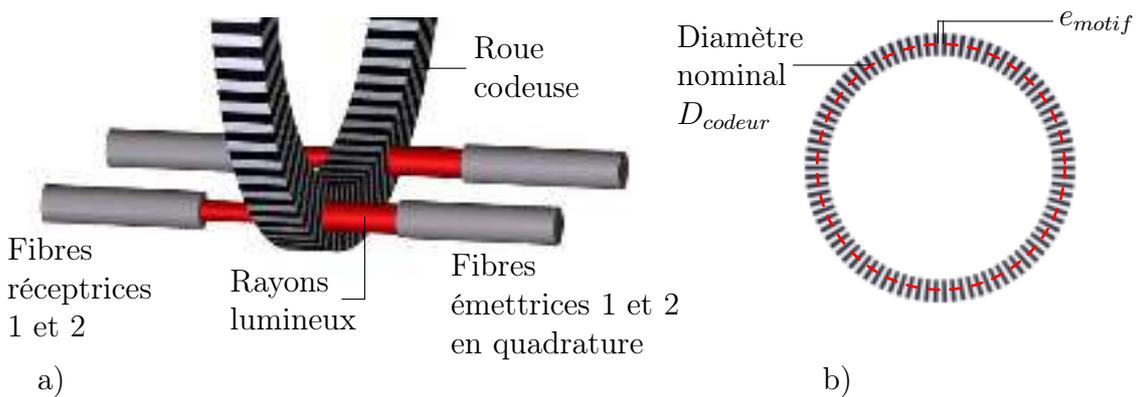


FIGURE 3.17 – a) Disposition générale des éléments de la solution de perception. b) forme de la roue codeuse et de son motif.

$$Resolution = \frac{360 \cdot e_{motif}}{2 \cdot \pi \cdot D_{codeur}} \quad (3.13)$$

### Validation expérimentale

Afin de valider le principe de mesure, nous fixons la résolution souhaitée du codeur à  $1^\circ$ , une valeur qui semble pertinente pour le contexte applicatif. Le diamètre nominal du codeur  $D_{codeur}$  est fixé à 31 mm, afin d'obtenir une hauteur de motif de 3 mm. Son épaisseur est choisie à 3 mm, valeur permettant un compromis entre rigidité et propriétés optiques. La taille d'un motif est alors  $e_{motif} = 0.54$  mm d'après l'équation (3.13). Cette valeur permet de produire effectivement le motif permettant la lecture de position. Afin de vérifier le nombre d'alternances détectées et donc la résolution du codeur, ce motif est produit sur un disque modifié, ou seul un secteur angulaire est codé, comme représenté sur la figure 3.19 a). Les deux fibres émettrices sont espacées le long du disque afin de ne pas créer de perturbations. Elles sont placées en quadrature, c'est-à-dire décalées d'un quart de période du motif (fig. 3.19). Nous utilisons pour la mesure deux amplificateurs standards (FS-V11, Keyence) qui permettent respectivement de générer une intensité lumineuse et de transformer l'intensité lumineuse reçue en un signal électrique. Ce signal est ensuite converti en signal binaire.

Afin d'intégrer l'effet de l'actionnement sur les performances de la mesure, le dispositif expérimental intègre aussi l'actionnement par câbles. Pour appliquer un couple constant autour de l'axe de rotation, le câble est placé autour d'un cylindre coaxial avec l'axe de rotation de la liaison, à la manière d'un palonnier. Ce cylindre peut alors aussi servir de support à la roue codeuse, afin d'en améliorer la rigidité, ainsi que la compacité globale du système. Pour générer le mouvement, un moteur à courant continu assorti d'un réducteur sont montés en amont du câble. Le montage final est présenté dans la figure 3.18, sur laquelle figurent le prototype utilisé, le montage des fibres, le système optique et l'actionnement par câbles.

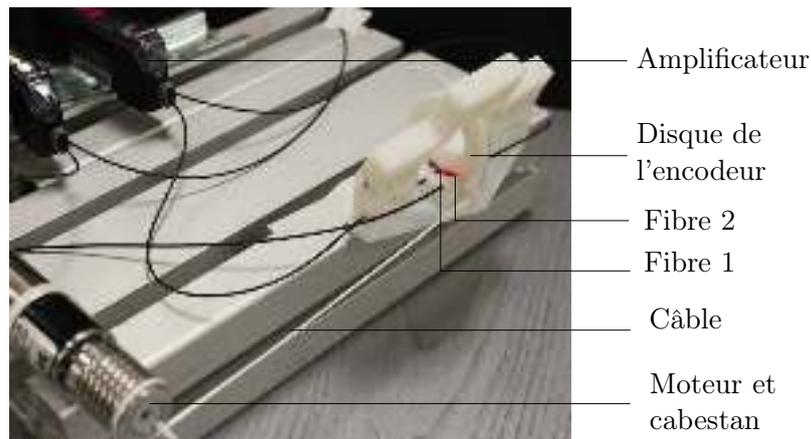


FIGURE 3.18 – Dispositif pour l'évaluation de la fonction de perception.

Une fois alimenté, le moteur génère une vitesse de rotation constante, tirant sur le câble et entraînant le codeur. Les signaux des fibres réceptrices 1 et 2 sont enregistrés au cours du mouvement. Ils sont représentés sur la figure 3.19 b) en fonction de l'angle de rotation. Deux niveaux de tensions distincts existent pour chaque signal : un premier entre 1.5V et 2V, marquant le passage au milieu de la partie noire du motif, le second aux alentours de 4V, marquant le passage au milieu de la partie blanche du motif. Ces deux niveaux peuvent être distingués pour chacun des signaux, permettant ainsi de reconstruire des signaux binaires (fig 3.19 c)). Pour chaque signal binaire, le nombre de périodes correspond au nombre de périodes du motif, et le phénomène de quadrature de phase est constaté. Le signal final peut alors être reconstruit. Il est présenté en figure 3.19.

Une résolution de 1 degré est effectivement montrée sur la plage de la roue codeuse où les signaux en quadratures sont mesurés, validant ainsi la solution de perception choisie. Plusieurs remarques complémentaires peuvent être faites sur ces résultats. Premièrement, les signaux de la figure 3.19 montrent une transition continue entre les niveaux haut et bas (signaux de forme sinusoïdale). Ce phénomène peut être causé par la diffraction de la lumière à l'intérieur du matériau translucide, mais aussi par le procédé de fabrication. En effet, la transition entre deux matériaux distincts n'est jamais franche même si définie comme telle dans le modèle CAO (voir section 2.1.2). Deuxièmement, des variations existent sur la valeur exacte des niveaux haut et bas (fig. 3.19 b)). Ces variations peuvent s'expliquer par la variabilité introduite par le procédé de fabrication sur la géométrie, comme une variation sur l'épaisseur du motif ou sa largeur. Ces variations ne gênent pas la mesure dans l'exemple considéré, mais cela pourrait être le cas pour une résolution plus faible. Par rapport à la méthode de conception mise en place dans la section 2.5.3, les performances atteintes sont cohérentes en l'état avec celles souhaitées. Une itération sur la géométrie du système n'est donc pas nécessaire.

Nous disposons maintenant de tous les outils permettant de robotiser la tâche d'orientation de l'aiguille. Des solutions ont été fournies à la fois pour l'actionnement

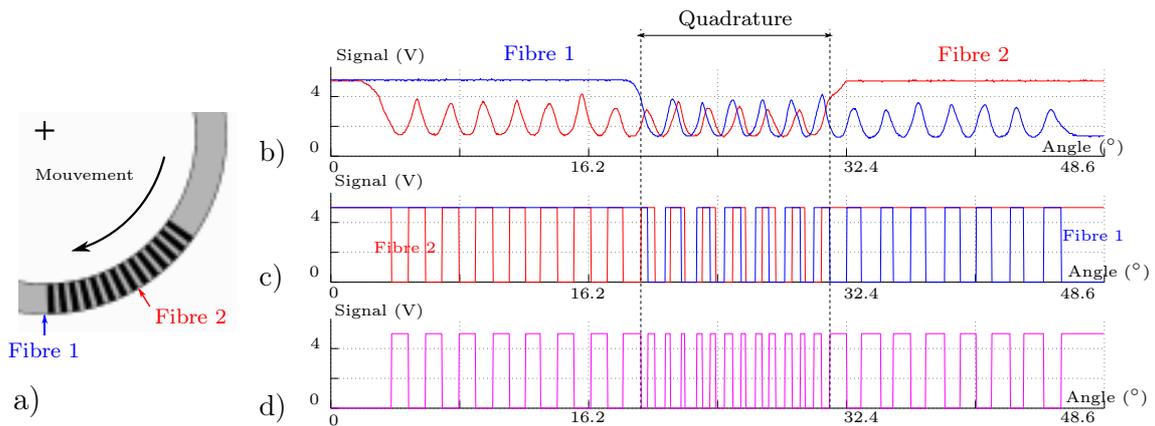


FIGURE 3.19 – Evaluation de la solution de perception. a) Schéma de la roue codeuse utilisée pour le test, b) Signaux reçus par les 2 fibres réceptrices, c) Signaux binaires correspondants, d) Signal reconstruit à partir des signaux 1 et 2.

et la perception. Dans la section suivante, nous allons nous intéresser à la tâche d'insertion, avant d'exploiter dans le dernier chapitre ces solutions pour la conception de dispositifs.

## 3.2 Conception d'outils pour la tâche d'insertion

La tâche d'insertion consiste à appliquer un mouvement de translation contrôlé à l'aiguille afin de la faire pénétrer dans les tissus. La profondeur d'insertion peut, selon les procédures, dépasser les 50 *mm*. Pour optimiser la compacité de l'assistant robotique, une approche par mouvement séquentiel est particulièrement intéressante. C'est le cas avec un actionneur dit inchworm [El Bannan 2015, Comber 2013], dont le fonctionnement est présenté dans la figure 3.20. Avec cette cinématique, il est possible de déplacer l'aiguille par prises successives sur une grande distance. Pour cela, trois actionneurs sont requis : deux pour la préhension de l'aiguille et un pour générer un mouvement de translation entre les deux préhenseurs (fig. 3.20 a)). Dans cette section, nous allons nous intéresser à la réalisation du mouvement de translation, composant fondamental pour développer un système basé sur cette cinématique.

Permettant le mouvement relatif des deux préhenseurs, l'actionneur doit en plus assurer une trajectoire rectiligne, même lorsque des efforts parasites sont appliqués à l'aiguille. S'il ne possède pas une raideur suffisante, un guidage doit lui être associé en parallèle. Afin d'assurer une compacité intéressante, nous proposons ici de réaliser guidage et actionnement effectivement avec un seul composant. Concernant la technologie d'actionnement, parmi celles présentées dans le tableau 3.1, les énergies piezoélectriques et pneumatiques ont déjà été implémentées dans des systèmes existants [El Bannan 2015, Comber 2013]. L'utilisation de l'énergie pneumatique apparaît ici intéressante car seul un contrôle binaire est nécessaire.

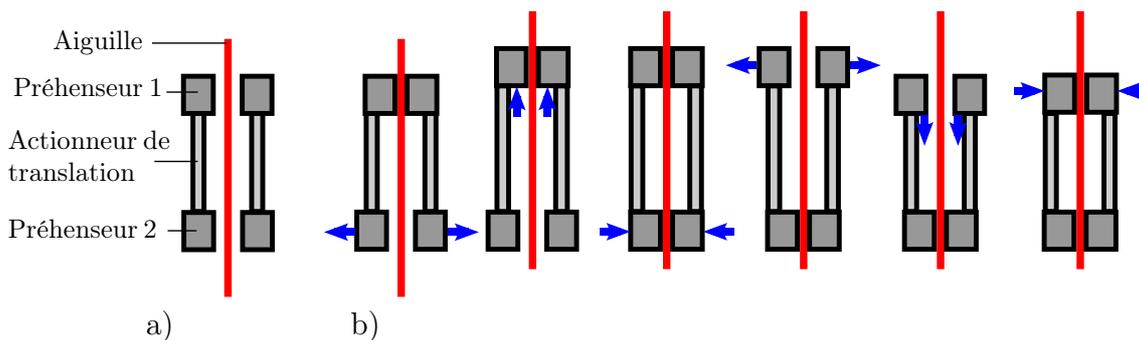


FIGURE 3.20 – Fonctionnement d’un actionneur inchworm. a) Composants du système. b) Etapes du cycle. Les flèches indiquent le mouvement réalisé à chaque étape, indiquant donc les actionneurs actifs.

### 3.2.1 Principe

Nous cherchons alors donc à concevoir un AFF pneumatique compact pour la translation avec une rigidité suffisante pour assurer une trajectoire rectiligne, c’est-à-dire que sa raideur limite tout mouvement parasite de flexion de l’aiguille. Une méthode simple pour réaliser un AFF générant un mouvement de translation est d’utiliser une chambre cylindrique, qui une fois mise sous pression, crée un mouvement de translation entre ses deux extrémités. En réalisant cette chambre en élastomère, la compacité du système peut être améliorée pour une même course. Cette solution a cependant deux inconvénients majeurs. Premièrement, la rigidité en flexion d’une telle chambre est très faible du fait de la rigidité limitée de l’élastomère. Deuxièmement, la transformation de l’énergie pneumatique en mouvement de translation à l’intérieur du cylindre n’est pas optimale. Considérons un cylindre creux de longueur finie mis sous pression, une des extrémités étant fixe, l’autre libre. Seule la pression appliquée aux extrémités libres, appelée pression axiale, génère un mouvement utile. La pression exercée sur l’enveloppe périphérique du cylindre, désignée comme la pression radiale, tend à augmenter le diamètre du cylindre, ce qui tend donc à réduire sa longueur du fait du coefficient de Poisson positif du matériau. Cet effet est indésirable car il réduit la course de l’actionneur.

Afin de palier ces deux inconvénients, nous proposons de renforcer la membrane en élastomère avec une structure particulière, dite auxétique, réalisée en matériau rigide, comme présenté dans la figure 3.21. Ce type de structure est généralement décrit comme possédant un coefficient de Poisson négatif, permettant donc ici à la pression radiale de contribuer de manière positive à l’allongement de l’actionneur. A allongement relatif égal, cela permet donc de réduire la longueur de l’actionneur. De plus, cette structure est continue, c’est-à-dire qu’elle lie les deux extrémités du cylindre directement par un volume de matière rigide. De ce fait, son ajout permet aussi de rigidifier la membrane en flexion. Cette solution paraît donc intéressante, d’autant plus que le procédé de fabrication utilisé permet de fabriquer une telle

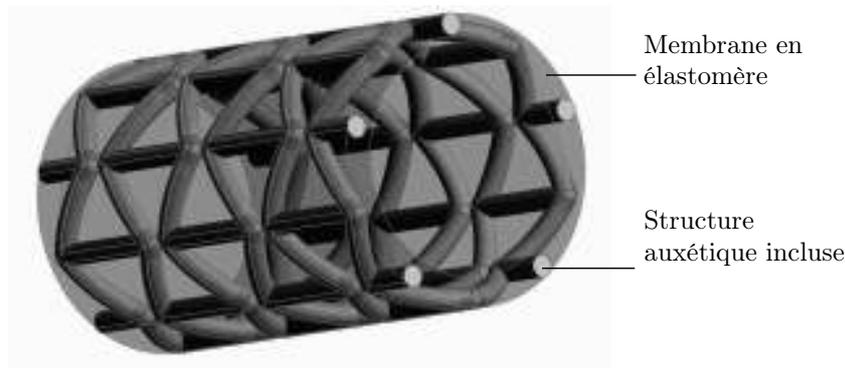


FIGURE 3.21 – Vue CAO de la membrane auxétique.

membrane.

Dans la méthode de conception présentée dans la section 2.5.3, la première étape de conception se base sur un modèle de dimensionnement. Jusqu'à maintenant, l'analyse par éléments finis servait de base pour ce modèle. Ici, nous proposons d'utiliser un modèle analytique afin de réaliser un pré-dimensionnement de l'actionneur. Ce modèle, qui n'existe pas dans la littérature, est développé pour pouvoir converger rapidement vers une géométrie adéquate en fonction du besoin.

### 3.2.2 Mise en place d'un modèle pour le dimensionnement

Dans un premier temps, nous nous intéressons à la structure auxétique seule, puis nous développons un modèle d'un actionneur en élastomère renforcé par cette structure.

#### Caractéristiques géométriques de la structure auxétique

Découvert en 1987 [Lakes 1987], le phénomène auxétique caractérise un matériau avec un coefficient de Poisson négatif. Ce phénomène a été observé à différentes échelles [Yang 2004] : moléculaire, microscopique, macroscopique. A toutes les échelles, il est dû à la répétition dans l'espace d'un motif présentant lui-même un caractère auxétique. Dans [Liu 2010], plusieurs motifs ont été mis en évidence. L'un des plus étudiés est le motif en nid d'abeille inversé, présenté en figure 3.22. Soumis à un effort selon l'axe Y, ce motif présente une expansion selon les axes X et Y, interprété comme la présence d'un coefficient de Poisson négatif lorsque la structure est observée de manière globale (fig. 3.22). Ces motifs peuvent être combinés dans le plan ou dans l'espace, de manière à former une structure dite auxétique. A une échelle macroscopique, échelle qui nous intéresse ici, ce type de structure a été employé pour le développement de stents par exemple [Karnesis 2013].

Pour la mise en place du modèle, considérons dans un premier temps une maille seule, avec les paramètres géométriques suivants :  $h$  la hauteur des segments verticaux,  $l$  la longueur des segments inclinés et  $\theta$  leur angle d'inclinaison (fig. 3.23). Pour

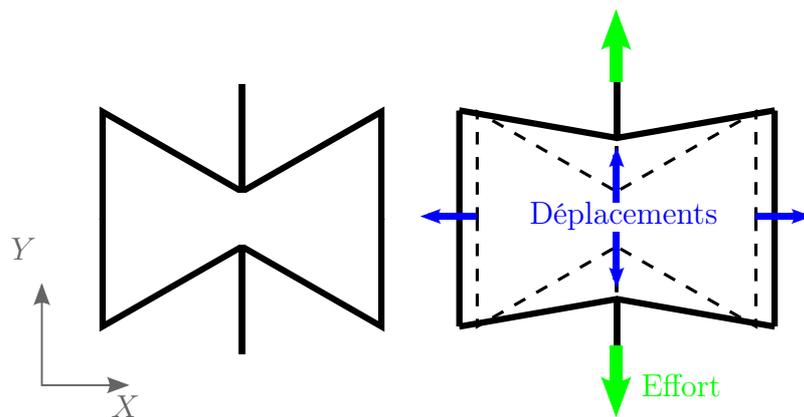
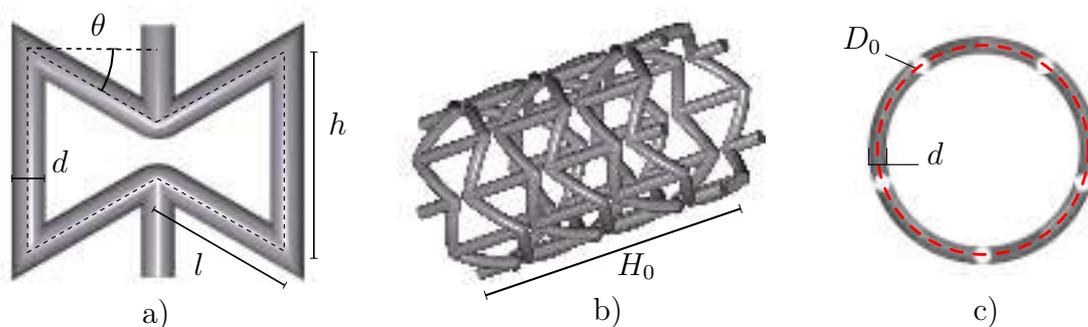


FIGURE 3.22 – Motif en nid d’abeille inversé, présentant un coefficient de Poisson négatif.


 FIGURE 3.23 – Exemple de géométrie pour la structure auxétique. Ici,  $D_0 = 27$  mm,  $H_0 = 50$  mm,  $N_c = 5$ ,  $N_v = 6$ ,  $\theta = 34^\circ$ ,  $d = 2.2$  mm,  $h = 13.7$  mm et  $l = 10.2$  mm.

la définition de la section de ces segments, deux solutions peuvent être considérées : circulaire ou carrée. Une étude simple permet de montrer qu’une section carrée de matériau rigide au sein d’un volume d’élastomère soumis à une traction uniaxiale crée de plus importantes contraintes dans ce matériau qu’une section circulaire de surface équivalente. La structure étant insérée dans une membrane en élastomère, nous avons choisi une section circulaire, de diamètre  $d$ . Une structure tubulaire peut être créée par répétition de la maille selon l’axe du tube et selon sa circonférence. On note  $N_c$  le nombre de mailles en circonférence et  $N_v$  le nombre de mailles selon l’axe du cylindre. La longueur totale du tube auxétique ainsi que son diamètre nominal sont notés respectivement  $H_0$  et  $D_0$ . Dans notre cas, ces deux paramètres sont définis par l’encombrement acceptable de l’actionneur. Les valeurs de  $h$  et  $l$  sont alors définies par les équations (3.14) et (3.15).

$$h = \frac{H_0}{N_v} + l \cdot \sin(\theta) \quad (3.14)$$

$$l = \frac{\pi \cdot D_0}{2 \cdot N_c \cdot \cos(\theta)} \quad (3.15)$$

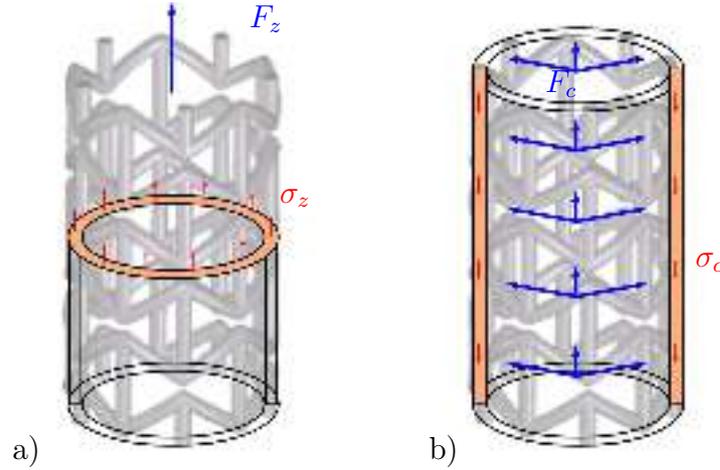


FIGURE 3.24 – Définition des contraintes a) axiales et b) circonférentielles au sein de la structure auxétique.

### Modèle de comportement de la structure auxétique

La géométrie de la structure étant définie, il s'agit maintenant d'établir son modèle de comportement. Pour ce faire, nous reprenons en partie les résultats décrits dans [Karnesis 2013], ainsi que les terminologies. Le lecteur notera que parfois des notions propres aux matériaux sont appliquées à la structure. Parler d'un coefficient de Poisson pour une structure consiste par exemple à assimiler la structure comme un matériau continu, dont on caractérise alors le comportement. Dans [Karnesis 2013], la structure auxétique tubulaire est modélisée par un tube homogène de diamètre nominal  $D_0$ , d'épaisseur  $d$  et de longueur  $H_0$ . Une fois mis sous pression, trois types de contraintes s'appliquent à ce cylindre : longitudinales, circonférentielles et radiales. Les contraintes longitudinales  $\sigma_z$  et circonférentielles  $\sigma_c$  sont respectivement définies comme les ratios entre les charges axiales  $F_z$  et circonférentielles  $F_c$  résultantes de la pression et les sections du cylindre associées, comme montré sur la figure 3.24. Comme classiquement réalisé, les contraintes radiales peuvent être négligées en faisant l'hypothèse que le tube est une couche mince, c'est-à-dire si  $d$  inférieur à  $D_0/20$ . En notant  $H$  et  $D$  respectivement la hauteur et le diamètre du cylindre mis sous pression, nous pouvons définir les déformations axiales  $\epsilon_z$  et circonférentielles  $\epsilon_c$  respectivement données par les équations (3.16) et (3.17).

$$\epsilon_z = \frac{\Delta H}{H_0} = \frac{H - H_0}{H_0} \quad (3.16)$$

$$\epsilon_c = \frac{\Delta D}{D_0} = \frac{D - D_0}{D_0} = \frac{r - r_0}{r_0} \quad (3.17)$$

Soit le coefficient de Poisson  $\nu_{zc}$ , le module de Young longitudinal  $E_z$  et le module de Young circonférentiel  $E_c$  les propriétés mécaniques définissant le matériau

composant le cylindre équivalent à la structure auxétique tubulaire. Ces propriétés sont alors définies par l'équation (3.18).

$$\nu_{zc} = -\frac{\epsilon_c}{\epsilon_z}, E_z = \frac{\sigma_z}{\epsilon_z}, E_c = \frac{\sigma_c}{\epsilon_c} \quad (3.18)$$

La formulation de chacun des coefficients est basée sur l'analyse de la déformation des segments inclinés du motif auxétique. Dans [Gibson 1997], Gibson et al. considèrent que ces segments sont sollicités seulement en flexion. Dans Masters et al. [Masters 1996], trois types de sollicitation sont étudiés : flexion, traction et rotation au niveau de l'intersection avec le segment vertical. En analysant la quantité de déplacement imputable à chaque sollicitation, la flexion apparaît être le phénomène largement mis en jeu si  $d \ll l$ , validant ainsi l'hypothèse émise dans [Gibson 1997]. Employées dans [Karnesis 2013], les expressions analytiques de  $\nu_{zc}$ ,  $E_z$  et  $E_c$  sont décrites respectivement dans les équations (3.19), (3.20) et (3.21), avec  $E_m$  le module de Young du matériau utilisé. Sous l'hypothèse que le matériau équivalent soit élastique et orthotrope, il est intéressant de noter que  $E_c = \nu_{cz}^2 \cdot E_z$ .

$$\nu_{zc} = \frac{1}{\nu_{cz}} = -\frac{\left(\frac{h}{l} - \sin \theta\right) \cdot \tan \theta}{\cos \theta} \quad (3.19)$$

$$E_z = \frac{3 \cdot E_m \cdot \left(\frac{h}{l} - \sin \theta\right)}{2 \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{d \cdot N_c}{D_0}\right)^3 \quad (3.20)$$

$$E_c = \frac{3 \cdot E_m \cdot \cos^2 \theta}{2 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{h}{l} - \sin \theta\right) \cdot \tan^2 \theta} \cdot \left(\frac{d \cdot N_c}{D_0}\right)^3 \quad (3.21)$$

Ces trois équations permettent de décrire le comportement du matériau équivalent à la structure auxétique tubulaire connaissant ses paramètres géométriques. Elles sont par la suite employées dans le modèle de comportement de l'actionneur auxétique.

### Limites de fonctionnement

L'exploitation de la structure auxétique n'est possible que si deux conditions relatives à sa géométrie et aux contraintes internes sont respectées. Premièrement, il faut vérifier que la valeur de l'angle  $\theta$  n'est pas trop importante en créant finalement une interpénétration entre les sommets internes du motif. La valeur maximale  $\theta_{max}$  en degrés est définie par l'équation (3.22) :

$$\theta_{max} = \frac{180}{\pi} \cdot \arcsin \left( \frac{h - d}{2 \cdot l} \right) \quad (3.22)$$

Deuxièmement, la contrainte interne maximale  $\sigma_{inc}$ , rencontrée dans l'élément incliné du motif auxétique lors de sa déformation, ne doit pas dépasser la limite élastique du matériau. Cette contrainte est calculée grâce à l'équation (3.23), issue des formules classiques de poutre en flexion.

$$\sigma_{inc} = \frac{3.E_m.H.d}{N_v.l^2} \quad (3.23)$$

Le modèle de comportement de la structure et les conditions de fonctionnement vont maintenant être exploités afin d'établir un modèle de l'actionneur auxétique et en faire la synthèse

### Modèle de comportement de l'actionneur auxétique

Renforcer une membrane cylindrique en élastomère par une structure faite d'un matériau plus rigide n'est pas une nouveauté dans la conception d'un AFF. Un exemple connu est le muscle de Mc Kibben [Schulte 1961], où la chambre en élastomère est couverte par un tressage de fils inclinés et fixés aux deux extrémités. L'application d'une pression à l'intérieur du cylindre entraîne une contraction de la membrane, d'où l'appellation de "muscle artificiel". Dans notre cas la structure de renforcement est intégrée à l'intérieur de la membrane, comme présenté sur la figure 3.21. Il est ici important de souligner que l'épaisseur de la membrane  $d_{memb}$  en élastomère est volontairement supérieure à celle de la structure  $d$ . Placée à l'intérieur du cylindre, cette surépaisseur a pour but de répartir de façon homogène la pression interne sur la structure, et aussi de limiter les phénomènes de fatigue au niveau des interfaces. Pour mettre en place un modèle de cette membrane renforcée, nous avons choisi de modéliser l'actionneur comme trois couches placées en parallèles (fig. 3.25). La première est la structure auxétique, de diamètre nominal  $D_0$  et d'épaisseur  $d$ . La seconde est une membrane en élastomère, de diamètre nominal  $D_0$  et d'épaisseur  $d$ , représentant les volumes d'élastomères placés entre les mailles auxétiques. Bien que non continue, elle est modélisée par un tube, pour préserver une formulation analytique de son comportement. La troisième est une membrane en élastomère, de diamètre nominal  $D - 2.d - d_{memb}$  et d'épaisseur  $d_{memb}$ .

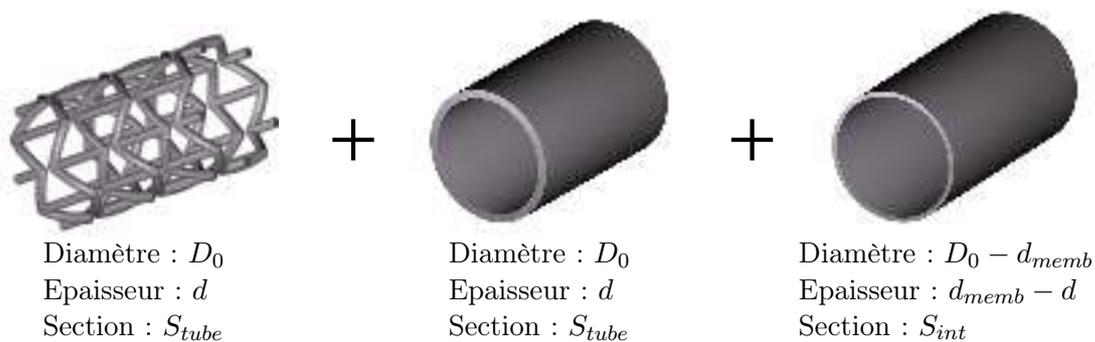


FIGURE 3.25 – Décomposition de l'actionneur auxétique telle que réalisée dans sa modélisation.

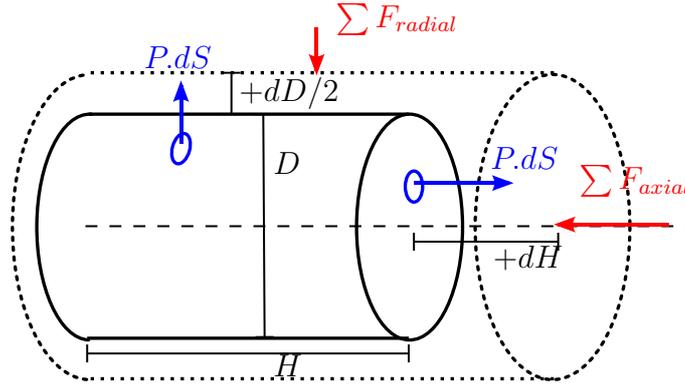


FIGURE 3.26 – Définition du modèle de l'actionneur pour l'application du théorème des puissances virtuelles.

Pour une pression interne donnée  $P$ , l'allongement de l'actionneur  $H$  est dépendant de l'effort appliqué à l'extrémité libre de l'actionneur. Pour notre application, cet effort résistant est l'effort d'insertion de l'aiguille, noté  $F_i$ . Le but du modèle est alors de donner la valeur de  $H$  en fonction de  $P$  et  $F_i$ . Ayant une structure proche, nous considérons donc pour cela les travaux de modélisation réalisés sur le muscle de Mc Kibben. Plusieurs travaux se basent sur l'application du théorème des travaux virtuels [Tondou 2000, Kerscher 2006, Chou 1996]. Si le volume d'air est isolé, il stipule qu'il existe un équilibre entre les travaux virtuels réalisés par la pression à l'intérieur du cylindre  $dW_{in}$  et les travaux réalisés par les efforts exercés à l'extérieur du cylindre  $dW_{out}$  (fig. 3.26). Dans notre cas, ces travaux sont  $dW_{in} = P.dV$  et  $dW_{out} = -\sum F_{axial}.dH - \sum F_{radial}.dD$ . Comme expliqué dans [Tondou 2000, Kerscher 2006],  $dW_{in}$  peut être divisé en une composante radiale et une composante axiale, de manière à obtenir l'équation (3.24).

$$dW_{in} = dW_{in,radial} + dW_{in,axial} = (P.2.\pi.H.r).dr + (P.\pi.r^2).dH \quad (3.24)$$

avec  $r = D/2$ . En appliquant le théorème des puissances virtuelles :  $dW_{in} + dW_{out} = 0$ , l'équation suivante est obtenue :

$$(2.\pi.P.H.r).\frac{dr}{dH} + (\pi.r^2.P) - \sum F_{axial} - 2.\sum F_{radial}.\frac{dr}{dH} = 0 \quad (3.25)$$

Nous pouvons expliciter de façon indépendante chacun des termes de cette équation. Les expressions de  $r$  et  $\frac{dr}{dH}$  sont issues des équations (3.19), (3.16) et (3.17), soit :

$$r = r_0.\left(1 - \frac{\epsilon_z}{\nu_{cz}}\right) \quad (3.26)$$

$$\frac{dr}{dH} = \frac{-r_0}{\nu_{cz}.H_0}$$

avec  $r_0 = D_0/2$ . En utilisant l'équation (3.26), nous obtenons pour le premier terme de l'équation 3.25 :

$$(P \cdot 2 \cdot \pi \cdot H \cdot r) \cdot \frac{dr}{dH} + (P \cdot \pi \cdot r^2) = \left( \frac{\pi \cdot P \cdot r_0^2}{\nu_{cz}^2} \right) \cdot (3 \cdot \epsilon_z^2 + (2 - 4 \cdot \nu_{cz}) \cdot \epsilon_z + \nu_{cz}^2 - 2 \cdot \nu_{cz}) \quad (3.27)$$

$\sum F_{axial}$  représente la somme des efforts appliqués au système isolé selon l'axe du cylindre. Dans notre cas, c'est la somme de la contribution de la raideur axiale de l'actionneur  $K_{tot}$  et des efforts d'insertion  $F_i$ , soit  $\sum F_{axial} = K_{tot} \cdot (H - H_0) + F_i$ . En considérant le modèle présenté dans la figure 3.25, l'expression de  $K_{tot}$  est la suivante :

$$K_{tot} = \frac{S_{tube} \cdot E_z}{H_0} + \frac{S_{tube} \cdot E_{m2}}{H_0} + \frac{S_{int} \cdot E_{m2}}{H_0} \quad (3.28)$$

avec  $E_{m2}$  le module de Young de l'élastomère.  $\sum F_{radial}$  représente la somme des efforts appliqués de manière radiale par l'actionneur sur le système isolé. Seule la raideur radiale de la structure auxétique  $K_{radiale}$  intervient ici, celle des deux membranes en élastomère étant négligeable du fait de leurs épaisseurs respectives. En considérant cette raideur constante, c'est-à-dire indépendante de la variation de longueur, nous obtenons :

$$\sum F_{radial} = K_{radial} \cdot (D - D_0) = 2 \cdot K_{radial} \cdot (r - r_0) = \left( \frac{2 \cdot E_c \cdot d \cdot H_0}{r_0} \right) \cdot \left( \frac{-r_0 \cdot \epsilon_z}{\nu_{cz}} \right) \quad (3.29)$$

Dans l'équation (3.25), on calcule ensuite le terme lié à  $\sum F_{radial}$  :

$$2 \cdot \sum F_{radial} \cdot \frac{dr}{dH} = \left( \frac{4 \cdot E_c \cdot d \cdot r_0}{\nu_{cz}^2} \right) \cdot \epsilon_z \quad (3.30)$$

Finalement, en utilisant les équations (3.27), (3.28) et (3.30), nous obtenons l'équation d'équilibre liant la pression  $P$ , la déformation  $\epsilon_z$  et l'effort  $F_i$  :

$$A \cdot \epsilon_z^2 + B \cdot \epsilon_z + C = 0$$

avec

$$\begin{aligned} A &= \left( \frac{3 \cdot \pi \cdot P \cdot r_0^2}{\nu_{cz}^2} \right) \\ B &= \left( \left( \frac{2 \cdot \pi \cdot P \cdot r_0^2}{\nu_{cz}^2} \right) - \left( \frac{4 \cdot \pi \cdot P \cdot r_0^2}{\nu_{cz}} \right) - \left( \frac{4 \cdot E_c \cdot d \cdot r_0}{\nu_{cz}^2} \right) - (S_{tube} \cdot (E_z + E_{m2}) + S_{int} \cdot E_{m2}) \right) \\ C &= \frac{\pi \cdot P \cdot r_0^2 (\nu_{cz} - 2)}{\nu_{cz}} - F_i \end{aligned} \quad (3.31)$$

Pour trouver l'allongement de l'actionneur connaissant sa géométrie, la valeur de la pression  $P$  et celle de l'effort d'insertion  $F_i$ , il suffit alors de résoudre cette équation du second degré en  $\epsilon_z$ . La solution du système, c'est à dire la variation de longueur de l'actionneur auxétique est alors donnée par l'équation (3.32) :

$$\begin{aligned} H - H_0 &= \epsilon_z \cdot H_0 = \frac{-B - \sqrt{\Delta}}{2 \cdot A} \cdot H_0 \\ \text{avec } \Delta &= B^2 - 4 \cdot A \cdot C \end{aligned} \quad (3.32)$$

$D_0$	$H_0$	$d_{memb}$
27 mm	50 mm	1 mm

TABLEAU 3.4 – Valeurs des paramètres géométriques fixés lors du dimensionnement de l'actionneur auxétique

Finalement, nous disposons maintenant d'un modèle permettant de lier la géométrie de l'actionneur à son allongement, connaissant la pression imposée  $P$  et l'effort résistant  $F_i$ . Dans la prochaine section, il est employé afin d'aider au choix de la géométrie d'un actionneur. Bien entendu, ce choix dépend de l'application envisagée, qui va générer des contraintes de conception.

### 3.2.3 Application

#### Spécification du besoin

Dans notre cas, l'application envisagée impose des contraintes dimensionnelles et mécaniques. Nous avons ici fixé les paramètres  $D_0$ ,  $H_0$ , et  $d_{memb}$  en tenant compte de l'encombrement global souhaité du dispositif, les valeurs étant présentées dans le tableau 3.4. Nous fixons la valeur de la surépaisseur d'élastomère interne au cylindre à 1 mm, du fait du procédé de fabrication employé. Dans le cas qui nous intéresse d'une insertion d'aiguille, la valeur de l'effort résistant  $F_i$  est égale à la force nécessaire pour implanter l'aiguille dans les tissus. Elle est fixée à 10 N, d'après les travaux de Barbe et al. [Barbé 2007]. L'actionneur employé dans l'élément inchworm doit par ailleurs limiter les mouvements autres que la translation entre les deux préhenseurs, de manière à conserver l'orientation définie par le dispositif. De ce fait, comme montré dans la figure 3.27, un effort appliqué sur l'aiguille dans une direction différente que celle de l'insertion doit engendrer la flexion de l'aiguille et pas celle de l'actionneur. Le ratio entre la raideur en flexion de l'aiguille  $K_{aig}$  et de l'actionneur  $K_{flex}$  est donc critique. La raideur  $K_{flex}$  est définie comme le ratio entre un effort parasite  $F_p$  appliqué à l'extrémité de l'actionneur perpendiculairement à l'axe de l'aiguille, et la flèche résultante  $f_p$ . Cette raideur est liée à la raideur axiale de l'actionneur auxétique, pouvant être réduit au module de Young  $E_z$  de la structure auxétique en négligeant l'influence des tubes en élastomère.  $K_{flex}$  est donc donné par l'équation (3.33).

$$K_{flex} \frac{F_p}{f_p} = \frac{3 \cdot E_z \cdot I}{H_0^3}, \text{ avec } I = \frac{\pi}{64} \cdot ((D_0 + d)^4 - (D_0 - d)^4) \quad (3.33)$$

Les fondamentaux de la résistance des matériaux permettent d'obtenir la raideur de l'aiguille sur une longueur  $L_{aig}$ . Une aiguille de 19G<sup>1</sup> (de diamètre  $D_{aig} =$

---

1. Le gauge (G) est une unité de mesure spécifique pour caractériser le diamètre des aiguilles dans le domaine médical.

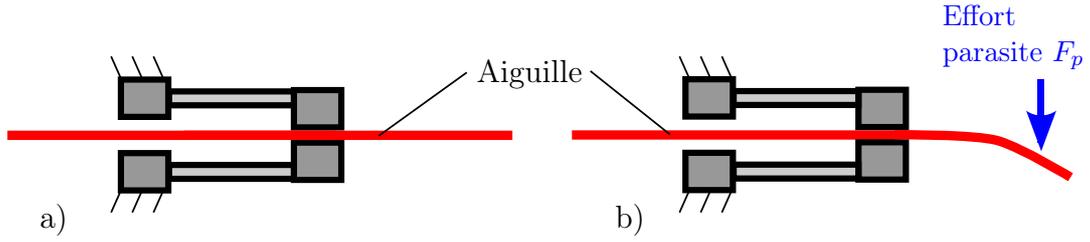


FIGURE 3.27 – a) Forme de l'aiguille sans sollicitation extérieure. b) Déformation sous charge souhaitée.

1.067 mm) est considérée, composée d'acier inoxydable non ferromagnétique dont le module de Young est de  $E_{inox} = 200$  GPa. La raideur en flexion  $K_{aig}$  est donnée par l'équation (3.34).

$$K_{aig} = \frac{3 \cdot E_{inox} \cdot I}{L_{aig}^3}, \text{ avec } I = \frac{\pi \cdot D_{aig}^4}{64} \quad (3.34)$$

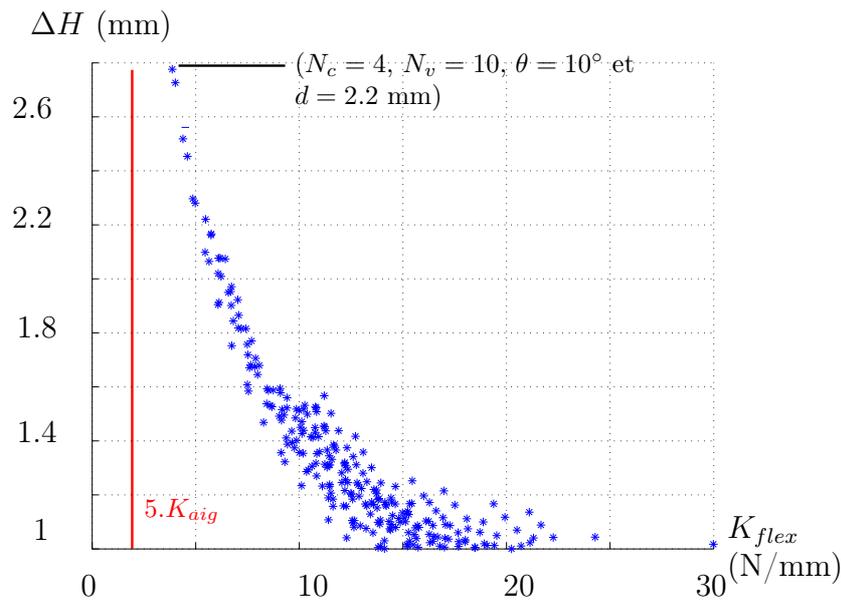
L'application numérique donne une valeur de  $K_{aig} = 0.31$  N/mm.

### Dimensionnement

Quatre paramètres géométriques doivent être définis :  $N_c$ ,  $N_v$ ,  $\theta$  et  $d$ . Les performances de toutes les structures obtenues en combinant les valeurs possibles des quatre paramètres peuvent être calculées de façon analytique. Pour cela, les paramètres ont d'abord été discrétisés de la façon suivante :  $N_c \in [4, 8]$ , incrément : 1 ;  $N_v \in [4, 10]$ , incrément : 2 ;  $\theta \in [1, 45]$ , incrément :  $1^\circ$  ;  $d \in [1, 3]$ , incrément : 0.1 mm. La pression interne imposée est  $P = 2.5$  bars. Les équations (3.31) et (3.32) permettent de calculer l'allongement pour chaque géométrie, et chaque combinaison est vérifiée en considérant les contraintes suivantes :

- $\theta < \theta_{max}$ , comme défini dans l'équation (3.22)
- $\sigma_{inc} < 30$  MPa, comme défini dans l'équation (3.23)
- $K_{flex} > s \cdot K_{aig}$ , comme défini dans l'équation (3.33).  $s$  est un coefficient de sécurité, choisi ici égal à 5.

L'ensemble des combinaisons respectant ces critères est représenté dans la figure 3.28. Dans cette figure, l'axe des abscisses représente  $K_{flex}$  et celui des ordonnées l'allongement  $\Delta H = H - H_0$ . Seules les combinaisons permettant un allongement de plus de 1 mm sont représentées ici. Une droite représentant la raideur minimale possible, donnée par la valeur de  $5 \cdot K_{aig}$ , est positionnée, montrant que l'ensemble des combinaisons possède une raideur en flexion suffisante. De ce fait, toutes les combinaisons représentées sur la figure 3.28 sont des géométries potentiellement utilisables. Leurs positions sur le graphique forment un front de Pareto. Le choix de l'une d'entre elles est alors à relier au ratio souhaité entre raideur en flexion et allongement. Dans notre cas, nous choisissons la géométrie présentant l'allongement le


 FIGURE 3.28 – Présentation des géométries valables avec  $\Delta H > 1$ .

plus important. Les paramètres géométriques de cette géométrie sont les suivants : ( $N_c = 4$ ,  $N_v = 10$ ,  $\theta = 10^\circ$  et  $d = 2.2$  mm), et les performances obtenues sont alors  $K_{flex} = 3.87$  N/mm et  $\Delta D = 2.78$  mm. Si un application requerrait une raideur plus importante, un compromis différent entre raideur et allongement devrait alors être adopté.

### 3.2.4 Implémentation et évaluation expérimentale

Le modèle CAO de la solution retenue est présenté dans la figure 3.29 a). Une des extrémités de l'actionneur est débouchante pour faciliter le post-traitement (fig. 3.29 b)). Un bouchon est par la suite collé de manière à rendre la chambre déformable hermétique. Le prototype après fabrication, nettoyage et collage est présenté dans la figure 3.29 c).

L'actionneur ainsi crée est évalué expérimentalement, de manière à s'assurer de ses performances réelles. Pour cela, le premier test réalisé est l'observation de l'allongement suite à la mise sous pression de la chambre.

#### Etude de l'allongement effectif

Nous avons pour cela utilisé le banc de test présenté dans la figure 3.30. Une pompe, combinée à une valve proportionnelle et à une valve à commutation rapide permet d'imposer la pression à l'intérieur de la chambre. Un télémètre laser, positionné au-dessus de l'actionneur, permet de récupérer la valeur de l'allongement avec une précision de 0.05 mm.

Dans un premier temps, nous appliquons une valeur de pression donnée en entrée du système et observons l'évolution de l'allongement obtenu lorsqu'aucune charge

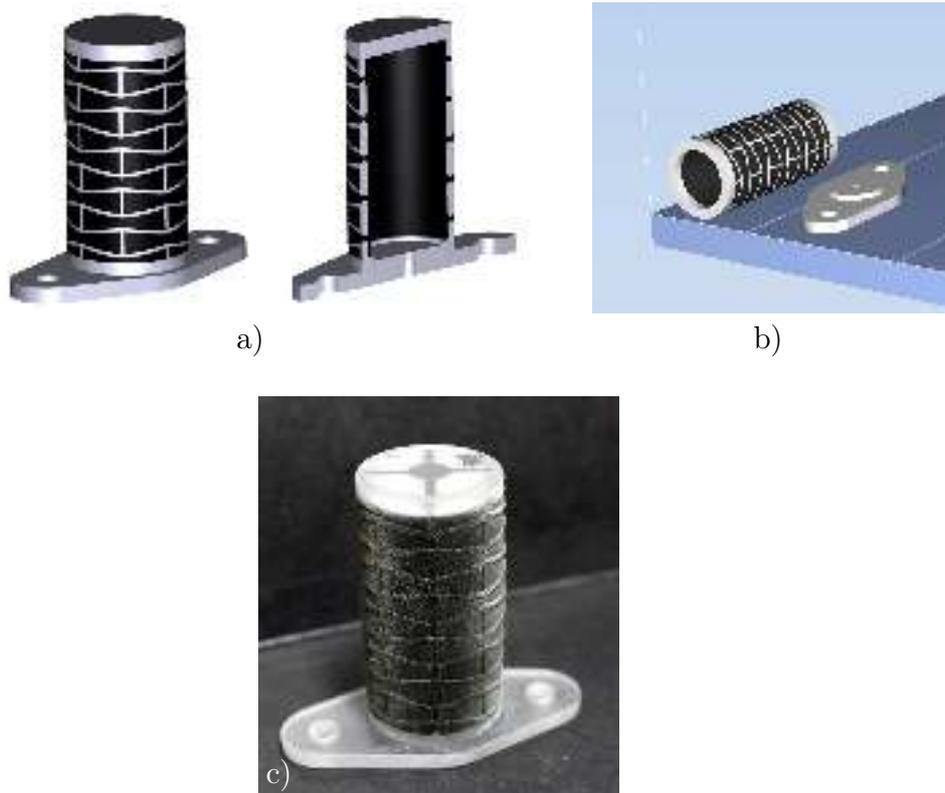


FIGURE 3.29 – a) Modèle CAO de l'actionneur, entier et en coupe. b) Pré-traitement lors de la fabrication. c) Prototype.

extérieure n'est imposée. La pression est appliquée sous forme d'échelon, en nommant  $P_{max}$  la valeur de pression de l'échelon. Plusieurs tests sont réalisés en appliquant une pression de valeur graduelle, de manière à ne pas dépasser la pression critique, pression pour laquelle les contraintes dans la structure auxétique sont trop importantes par rapport à la limite élastique. Dans notre cas, cela correspond à un allongement de 3.0 mm. Expérimentalement, nous obtenons une pression maximale correspondante de 1.02 bar. Les courbes de la pression appliquée en entrée et de l'allongement correspondant, obtenues pour des pressions de 0.42 bar et 1.02 bar, sont présentées dans la figure 3.31.

La première observation réalisée est celle de l'existence éventuelle d'un retard entre l'entrée et la sortie, phénomène souvent observé dans les système pneumatiques. Les courbes montrent que le retard est négligeable dans notre cas. Pour une pression de 1.02 bar, l'allongement atteint une valeur de 3.0 mm. Par comparaison avec le modèle développé dans la section précédente, un même allongement sans charge extérieure est obtenu pour une pression de 2.5 bars, soit environ 60% d'erreur. Nous observons ici une importante différence entre le modèle et l'expérience. Cela signifie que la raideur axiale de l'actionneur auxétique est en réalité plus faible. Compte tenu de la surface de l'interface entre les matériaux VeroWhite et Tango-Black Plus dont est composée la pièce, ceci n'est pas contradictoire avec les résultats

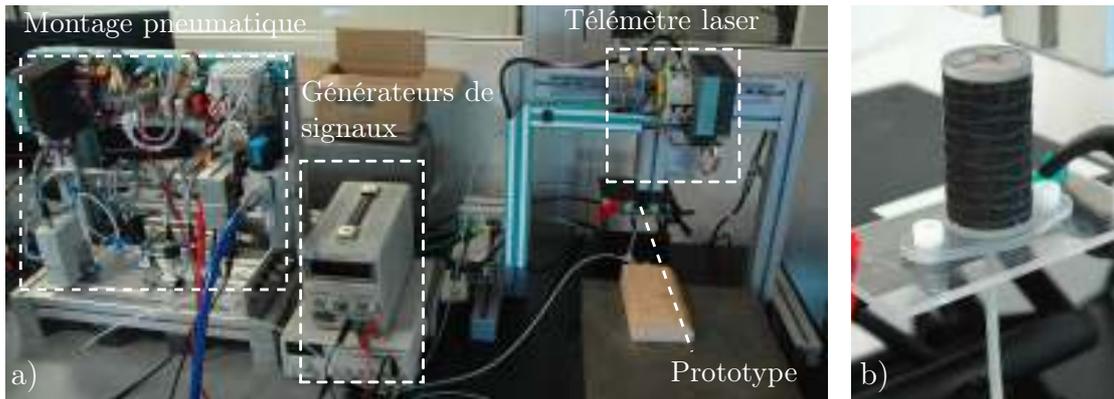


FIGURE 3.30 – Banc d'essai pour l'actionneur auxétique. a) Vue générale. b) Vue sur l'actionneur avec mesure de l'allongement par laser.

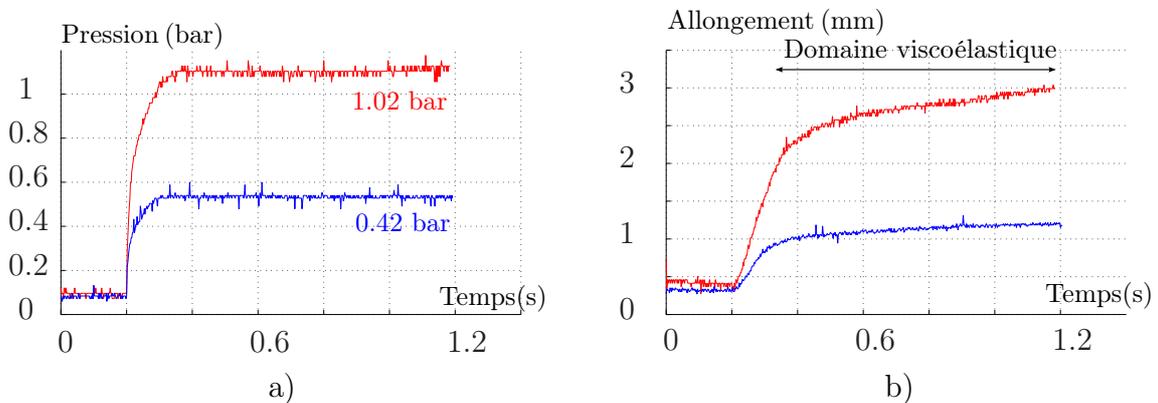


FIGURE 3.31 – a) Evolution de la pression appliquée en entrée de l'actionneur auxétique pour des valeurs de pression maximale de 0.42 bar et 1.02 bar. b) Allongement résultant.

obtenus dans la section 2.1.2 lors de l'étude du procédé. En effet, d'après cette étude, il semblerait que la section de matériau rigide soit plus faible en réalité que sur le modèle, ce qui tend à justifier une plus faible raideur axiale. Le modèle développé ne peut servir alors que pour le pré-dimensionnement de l'actionneur, une phase d'expérimentation étant ensuite nécessaire. On constate par ailleurs qu'après application de la pression l'allongement continue d'augmenter. Ce phénomène révèle une viscoélasticité attribuable aux matériaux composants l'actionneur auxétique, notamment l'élastomère.

### Variation de l'allongement avec l'effort extérieur

Réalisons maintenant le même test que dans la section précédente, mais en appliquant cette fois-ci une charge extérieure sur l'extrémité mobile de l'actionneur. Des masses sont successivement appliquées, pour générer des efforts égaux respectivement à 5 N et 10 N, donc dans le deuxième cas l'effort maximal considéré pour

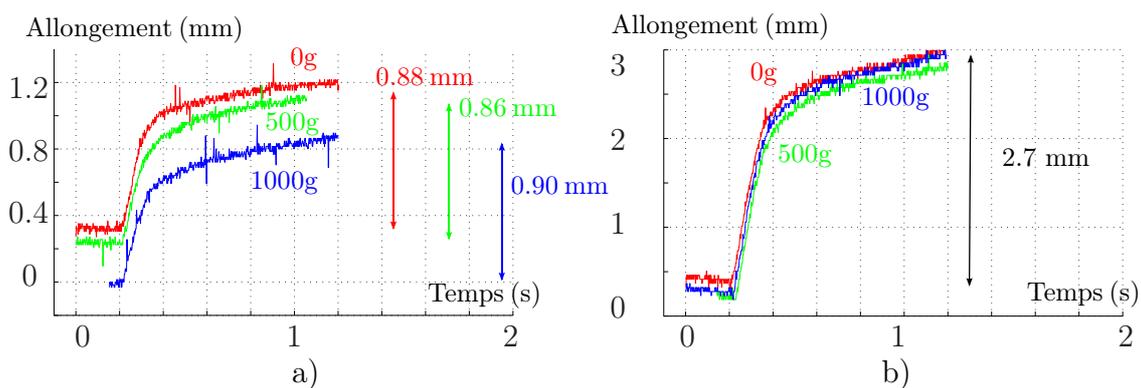


FIGURE 3.32 – Influence de la valeur de l’effort d’insertion  $F_i$  : a) pour  $P_{max} = 0.42$  bar, b) pour  $P_{max} = 1.02$  bar.

l’application. Ces deux tests sont réalisés pour des pressions  $P_{max}$  de 0.42 bar et 1.02 bar. Les courbes représentant les allongements correspondants sont présentées dans la figure 3.32.

Une première analyse conduit à observer que pour une pression de 0.42 bar, les valeurs des allongements maximal et minimal diminuent alors que la charge appliquée augmente. De telles conclusions sont difficilement réalisables pour une pression de 1.02 bar du fait du bruit de mesure observé. De plus, ces deux graphiques montrent que l’application de l’effort d’insertion, quelle que soit sa valeur, n’a pas une influence notable sur la variation d’allongement, nommée  $\Delta all$ , c’est-à-dire la différence entre l’allongement initial et l’allongement après application de la pression, comme indiqué sur la figure 3.32. Ceci est valable pour les deux valeurs de pression, c’est-à-dire les graphiques a) et b). Pour le modèle, l’application ou non de l’effort  $F_i = 10$  N entraîne une variation de 6% de l’allongement. Il s’agit d’une variation très faible, et qui se situe alors effectivement normalement dans le bruit de mesure.

Pour conclure, l’application de la charge extérieure représentant l’effort d’insertion  $F_i$  n’a que peu d’influence sur la variation d’allongement  $\Delta all$  suite à l’application de la pression. Afin de faciliter la suite des essais, nous étudierons donc l’actionneur auxétique sans appliquer cet effort.

### Etude de la raideur en flexion

La raideur en flexion de l’actionneur est une propriété à quantifier vis-à-vis de notre application. Sa valeur doit être supérieure à celle de l’aiguille de manière à s’assurer que l’actionneur est bien plus rigide que l’aiguille et assure la précision du positionnement même en présence d’efforts latéraux parasites sur l’aiguille (fig. 3.27). Pour ce faire, nous avons encastré une extrémité de l’actionneur et appliqué un effort à la seconde extrémité. L’actionneur est placé en position horizontale, une masse servant à appliquer l’effort. Des marqueurs sont mis en place sur l’actionneur de manière à mesurer la flèche obtenue à l’aide d’un système de vision, comme détaillé dans la figure 3.33. Le système de vision permet une mesure de déplacement avec

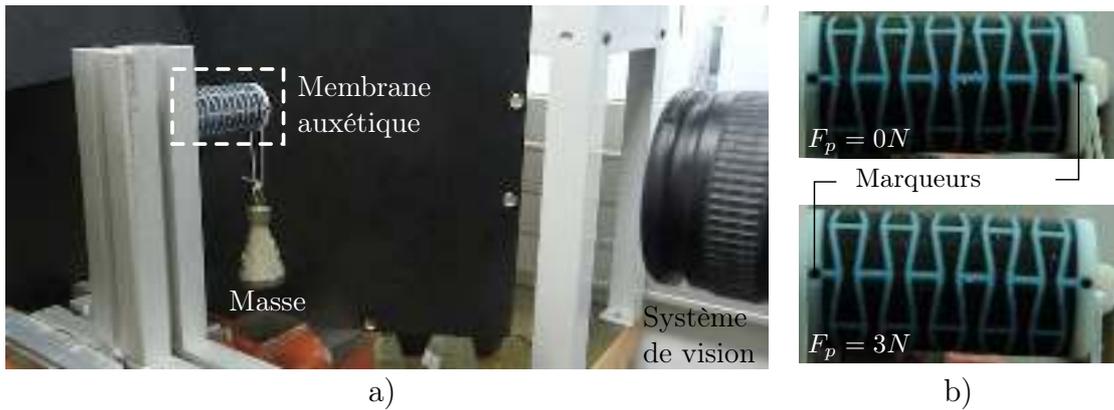


FIGURE 3.33 – a) Banc de mesure expérimentale de la raideur en flexion de l'actionneur auxétique  $K_{flex,exp}$ . b) Exemples d'images obtenues par le système de vision.

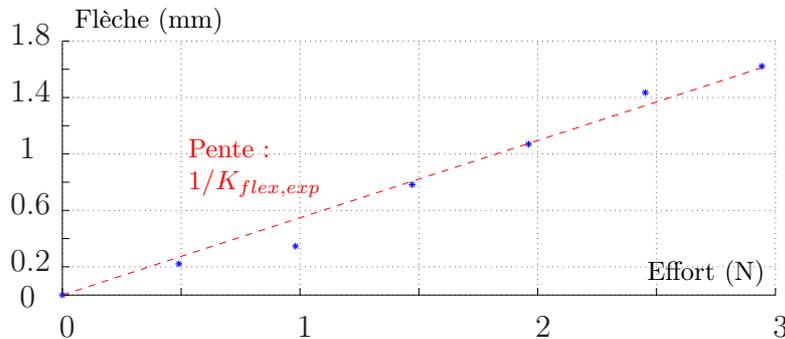


FIGURE 3.34 – Evolution de la flèche en fonction de l'effort appliqué. Les points bleus sont obtenus expérimentalement et la droite rouge représente la raideur une fois linéarisée.

une résolution de 0.050 mm. Des masses de valeurs croissantes sont appliquées. La courbe présentant l'évolution de la flèche de l'extrémité de l'actionneur en fonction de l'effort appliqué est présentée dans la figure 3.34. Cette évolution peut être considérée linéaire en première approximation. Elle est alors représentée par une droite sur la figure 3.34. Le calcul du coefficient directeur de cette droite nous donne alors l'inverse de la raideur en flexion de l'actionneur. Nous obtenons  $K_{flex,exp} = 1.83$  N/mm.

La raideur en flexion mesurée expérimentalement est inférieure à celle obtenue avec le modèle, qui est de 3.87 N/mm, témoignant d'une valeur de raideur axiale de l'actionneur, donc de module de Young  $E_z$  du cylindre équivalent inférieure (voir équation (3.33)). Cette tendance est cohérente avec celle observée sur la mesure expérimentale de l'allongement. Pour notre application, le critère important est le ratio entre la raideur en flexion de l'actionneur  $K_{flex}$  et la raideur en flexion de l'aiguille  $K_{aig}$ . Ce ratio correspond alors au coefficient de sécurité  $s$ . Expérimentalement, nous obtenons  $s = 6$ , ce qui nous semble satisfaisant et valide alors le choix de la géométrie de l'actionneur sur ce plan.

## Synthèse

Finalement, un allongement de 3 mm est obtenu pour une pression de 1.02 bar, avec ou sans la présence d'une charge extérieure de 10 N représentant l'effort d'insertion. La raideur en flexion mesurée présente un coefficient de sécurité de 6 par rapport à celle de l'aiguille. Même si ces valeurs sont différentes de celles du modèle, les essais expérimentaux réalisés dans cette section permettent donc de valider la géométrie de l'actionneur auxétique choisie suite à l'étude du modèle.

Cet actionneur est employé dans un système d'insertion séquentiel. La pression appliquée en entrée étant de ce fait séquentielle, l'actionneur va donc être sollicité de façon dynamique. C'est ce que nous proposons d'étudier dans la suite de cette section.

### 3.2.5 Analyse du comportement dynamique de l'actionneur auxétique

Lors de l'utilisation de l'actionneur auxétique au sein de l'actionneur inchworm, l'évolution de la pression en entrée est de forme créneau, son minimum étant zéro, son maximum  $P_{max}$  et sa fréquence  $f_c$ . Nous proposons d'évaluer l'influence de ces deux paramètres sur l'allongement, en commençant par l'influence de la pression maximale  $P_{max}$ .

#### Influence de la pression maximale du cycle

Pour ce faire, nous utilisons le banc d'essai présenté dans la figure 3.30, la valve à commutation rapide servant à imposer la fréquence du cycle, et la valve proportionnelle la valeur de la pression  $P_{max}$ . Un nouvel actionneur auxétique est employé ici par rapport au test précédent, fabriqué dans les mêmes conditions. La fréquence  $f_c$  est fixée à 1 Hz, et la valeur de  $P_{max}$  prend des valeurs allant de 0.42 bar à 1.02 bar, valeur maximale identifiée dans les précédents tests. Les courbes obtenues sont présentées dans la figure 3.35.

La première observation est que plus la pression est importante, plus la variation d'allongement  $\Delta all$  l'est aussi. La courbe présentant l'évolution de la variation d'allongement en fonction de la valeur de la pression maximale  $P_{max}$  peut alors être mise en place, figurant dans la figure 3.36, montrant une proportionnalité entre la variation d'allongement  $\Delta all$  et la pression  $P_{max}$ .

De plus, nous observons qu'un allongement maximal d'environ 3.9 mm est atteint pour une pression de 1.02 bar. Pour un tel allongement, la valeur de la contrainte telle que calculée à l'aide du modèle est alors égale à 40.3 MPa, ce qui est supérieur à la limite élastique définie pour le matériau VeroWhite. Cependant, l'équation (3.23) employée pour calculer la contrainte interne montre que celle-ci est proportionnelle au diamètre  $d$  des poutres inclinées de la structure auxétique. Les observations réalisées sur l'interface entre le VeroWhite et le TangoBlack Plus dans le chapitre 1, section 2.1.2 ont montré que la taille réelle d'une inclusion de VeroWhite dans un volume de TangoBlack est inférieure à celle donnée dans le modèle CAO. Cette

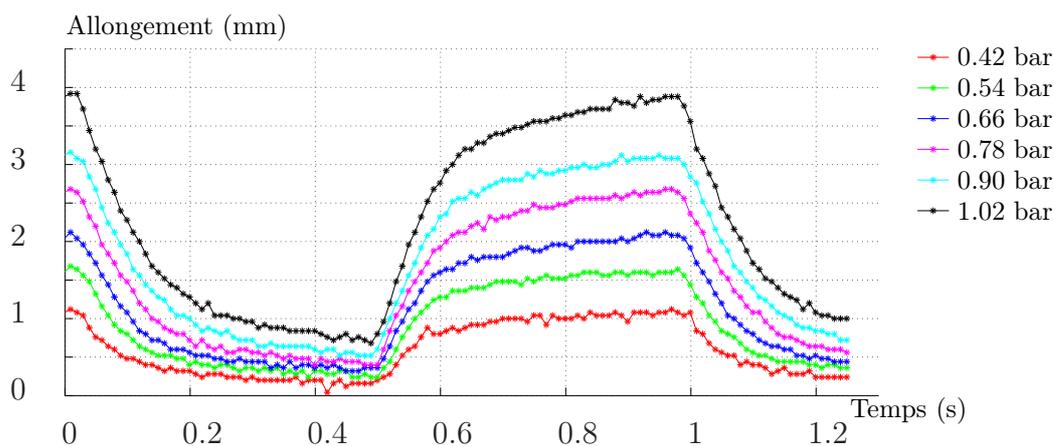


FIGURE 3.35 – Evolution de l'allongement pour différentes valeurs de  $P_{max}$  et pour  $f_c = 1$  Hz.

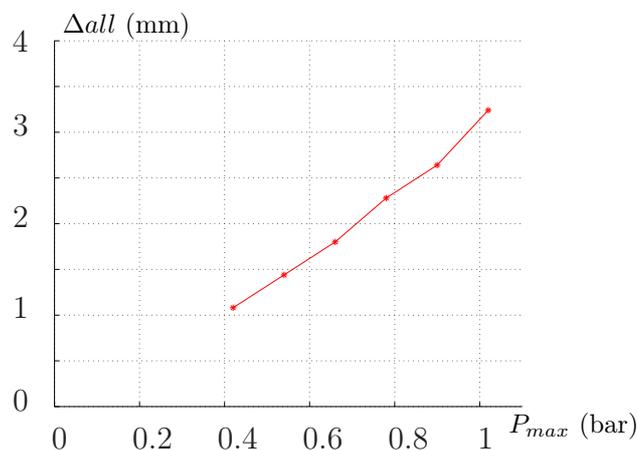


FIGURE 3.36 – Variation d'allongement  $\Delta all$  en fonction de la pression  $P_{max}$ .

configuration d'inclusion se retrouve dans le cas de l'actionneur auxétique. La valeur réelle de  $d$  est donc possiblement inférieure à celle définie dans le modèle CAO. En plus d'un impact sur la raideur axiale de l'actionneur, cette différence se répercute aussi sur la valeur de la contrainte. De ce fait, un allongement plus important peut être atteint sans défaillance de l'actionneur.

### Influence de la fréquence du cycle

Intéressons nous maintenant à l'influence de la fréquence  $f_c$ . Pour cela, le même montage est utilisé. Nous observons ici à la fois l'évolution de la pression d'entrée et de l'allongement. Les courbes obtenues pour une pression  $P_{max} = 1.02$  bar et pour des fréquences allant de 1 à 6 Hz sont présentées dans la figure 3.37. La première remarque concerne l'influence de l'ordre dans lequel les essais ont été réalisés. Pour

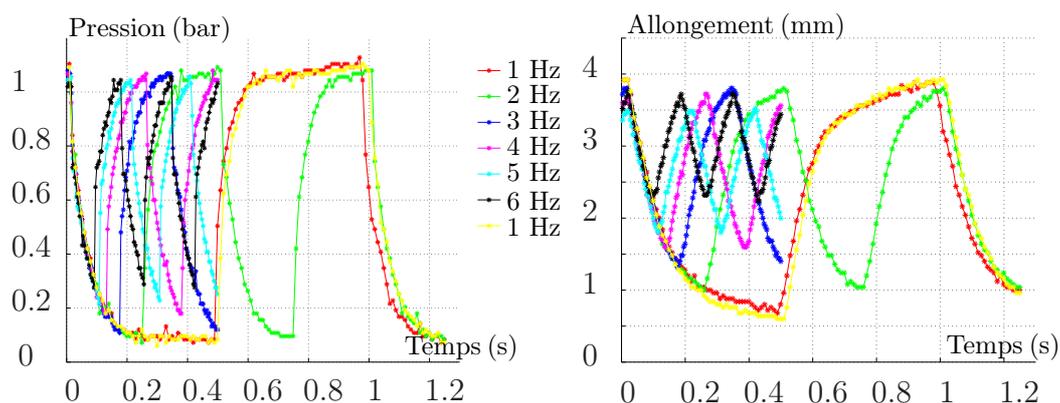


FIGURE 3.37 – Evolution a) de la pression d'entrée et b) de l'allongement pour différentes valeurs de  $f_c$  et pour  $P_{max} = 1.02$  bar.

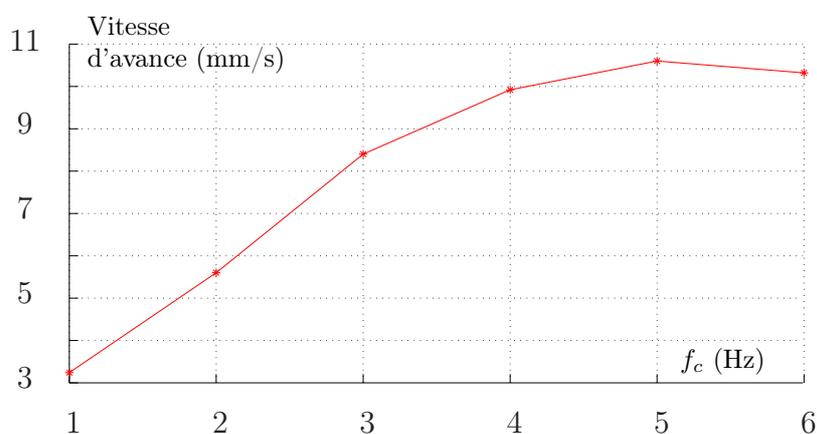


FIGURE 3.38 – Evolution de la vitesse d'avance en fonction de  $f_c$ .

un même actionneur, nous avons réalisé 8 tests, passant de 1 à 6 Hz avec un pas de 1 Hz. Le dernier test a été de nouveau réalisé à une fréquence de 1 Hz. Les courbes du premier et dernier essais sont semblables, alors que entre ces deux essais, environ 500 cycles ont été réalisés. Aucun phénomène de fatigue n'apparaît donc au bout de 500 cycles, témoignant d'une durée de vie compatible avec notre besoin.

Nous pouvons par ailleurs remarquer que les phases de montée en début de cycle sont superposées, signe que la fréquence n'influe pas sur le comportement de l'actionneur auxétique lors de son gonflement. En revanche, il est intéressant d'observer que pour des fréquences supérieures à 2 Hz, la pression maximale atteinte reste la même, mais la pression minimale varie. Le comportement lors de la chute de pression reste du même type, mais la courbe est "tronquée" plus tôt pour des fréquences plus élevées. Le même comportement est logiquement observé pour l'allongement. Sa valeur maximale reste la même, environ 3.7 mm, mais la valeur minimale augmente avec la fréquence. La variation d'allongement entre les deux niveaux  $\Delta_{all}$ , c'est-à-dire la longueur d'un pas pour l'insertion d'aiguille est donc fonction de la

fréquence. Il est alors légitime de se demander quelle fréquence fournit la meilleure vitesse d'avance. Pour ce faire, nous considérons l'évolution du produit  $\Delta all \times f_c$ , qui représente donc une vitesse d'avance moyenne, en fonction de la fréquence  $f_c$ . La courbe obtenue est présentée dans la figure 3.38. De ce graphique, nous pouvons conclure que la fréquence du cycle  $f_c$  doit être située à 5 Hz pour que la vitesse d'avance soit optimale.

### 3.2.6 Synthèse

Dans cette section, nous avons développé un actionneur pneumatique de translation dans l'optique de contrôler l'insertion d'une aiguille. L'actionneur est composé d'une membrane en élastomère renforcée par une structure auxétique tubulaire, le but étant de tirer profit du coefficient de Poisson négatif de la structure auxétique afin de maximiser la compacité de l'actionneur. Le procédé de FAMM employé permet alors de fabriquer l'actionneur. Dans un premier temps, nous avons développé un modèle de comportement de l'actionneur auxétique, ce qui nous a permis d'identifier la géométrie correspondant le mieux à nos besoins. Basé sur cette géométrie, l'actionneur pneumatique a ensuite été étudié expérimentalement, de manière à observer ses performances en terme d'allongement et de raideur en flexion, ainsi que l'influence du cycle de pression appliqué en entrée. Les résultats de ces essais nous permettent de valider son emploi dans un système d'insertion basé sur un mouvement inchworm.

## 3.3 Synthèse du chapitre 3

Dans ce chapitre, nous avons développé des solutions permettant de passer d'un mécanisme, c'est-à-dire une architecture cinématique, à un robot, c'est-à-dire un système composé d'une architecture cinématique et assurant des fonctions d'actionnement et de perception. Toujours avec l'objectif de concevoir un dispositif monobloc, les solutions que nous avons développées sont toutes réalisables par FAMM, de manière à pouvoir être intégrées au mécanisme compliant. Dans un premier temps, nous nous sommes intéressés à l'actionnement. Après avoir analysé les solutions existantes, nous avons choisi un actionnement déporté employant des câbles. Afin de compléter cet actionnement et de le rendre plus sûr, nous avons développé deux solutions indépendantes, intégrées au niveau de la liaison HSC. La première est l'ajout d'un système permettant d'équilibrer statiquement la liaison. Les puissances d'actionnement sont alors réduites, améliorant ainsi la sûreté du dispositif. Une réduction de puissance de plus de 50% a été montrée expérimentalement. La seconde solution développée est un système de freinage, qui permet avec une énergie pneumatique de bloquer la liaison dans une position donnée. Ce blocage est réalisé par manque d'énergie, rendant ainsi le système sûr en cas de perte d'alimentation. La solution étudiée a été dimensionnée et testée expérimentalement, montrant un couple de freinage maximal d'environ 100 N.mm. Dans un second temps, nous avons proposé une solution de perception via le développement d'un codeur optique adapté au procédé

de FAMM. Basée sur une mesure en quadrature, cette solution permet de détecter le sens de rotation ainsi que la position angulaire de la liaison. Une résolution de  $1^\circ$  a été obtenue, validée de façon expérimentale. Enfin, nous nous sommes intéressés à la tâche d'insertion, en proposant l'utilisation d'un actionneur de type inchworm pour réaliser l'avance de l'aiguille. Le composant essentiel de ce système est l'actionneur réalisant la translation. Nous proposons l'emploi d'un actionneur pneumatique basé sur une structure auxétique, dans le but d'améliorer la compacité de l'actionneur. Nous avons développé un modèle de cet actionneur afin de sélectionner la géométrie répondant à nos besoins. Cet actionneur a ensuite été testé expérimentalement, montrant une course de 3 mm sous une pression de 1.02 bar avec ou sans charge extérieure, et une raideur en flexion de 1.83 N/mm, performances compatibles avec notre application. Du fait de son emploi séquentiel au sein de l'actionneur inchworm, ses caractéristiques dynamiques ont aussi été étudiées. Un point de fonctionnement à 1.02 bar et 5 Hz a été identifié.

Au final, nous disposons de solutions d'actionnement et de perception compatibles avec notre application et réalisées par FFAM. De part leur principe, toutes ces solutions ne sont pas pas monoblocs au sens strict du terme, mais cela n'impacte pas leur compacité. Ces solutions peuvent donc être intégrées à la structure compliant, de manière à tendre vers le développement et la réalisation de dispositifs robotiques monoblocs pour la radiologie interventionnelle percutanée, ce qui est le propos du prochain chapitre.



# Chapitre 4

## Vers une nouvelle génération d'assistants robotisés pour la radiologie interventionnelle

*« La science moderne a pour but  
aussi peu de douleur que possible. »*

---

Friedrich Nietzsche, philosophe  
allemand

### Sommaire

---

<b>4.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>129</b>
<b>4.2</b>	<b>Réflexion sur l'architecture et analyse des dispositifs</b>	<b>129</b>
4.2.1	Analyse détaillée du besoin	130
4.2.2	Réflexion sur le mécanisme réalisant l'orientation	131
	Choix de l'architecture	132
	Analyse de la compliance du mécanisme	134
<b>4.3</b>	<b>Un assistant compact pour l'orientation</b>	<b>136</b>
4.3.1	Principe et utilisation	136
4.3.2	Synthèse du dispositif	137
	Architecture	137
	Evaluation des propriétés du mécanisme	139
	Modèle CAO	141
4.3.3	Fabrication	142
4.3.4	Validation	143
4.3.5	Synthèse	145
<b>4.4</b>	<b>Un assistant pour guider l'insertion</b>	<b>145</b>
4.4.1	Principe et utilisation	145
4.4.2	Synthèse du dispositif	146
	Développement d'une liaison multi-fonctions	146

Architecture . . . . .	147
Passage au mécanisme compliant . . . . .	149
Modèle CAO . . . . .	151
4.4.3 Fabrication . . . . .	151
4.4.4 Validation . . . . .	152
4.4.5 Synthèse . . . . .	153
<b>4.5 Un assistant pour l'orientation et l'insertion . . . . .</b>	<b>153</b>
4.5.1 Principe et utilisation . . . . .	153
4.5.2 Actionnement des câbles et interface avec l'utilisateur . . . . .	154
Actionnement des câbles . . . . .	154
Transmission du mouvement . . . . .	154
Contrôle et interface avec l'utilisateur . . . . .	155
4.5.3 Développement d'un composant pour l'insertion de l'aiguille	156
Présentation de l'actionneur inchworm . . . . .	156
Validation expérimentale . . . . .	158
4.5.4 Synthèse du dispositif final . . . . .	161
4.5.5 Synthèse . . . . .	161
<b>4.6 Synthèse du chapitre 4 . . . . .</b>	<b>162</b>

---

## 4.1 Introduction

A la suite des chapitres 1, 2 et 3, nous disposons de plusieurs éléments permettant la conception de dispositifs pour la radiologie interventionnelle percutanée. Pour la phase d'orientation de l'aiguille, nous avons étudié des solutions permettant de maîtriser la cinématique du mécanisme ainsi que de réaliser les fonctions d'actionnement et de perception. Pour la phase d'insertion, nous avons développé un actionneur pneumatique particulier pour une utilisation dans un actionneur inchworm. Toutes les solutions proposées sont fabriquées avec le même procédé de FAMM, ce qui permet de les combiner tout en envisageant une architecture compacte et en assurant la compatibilité avec les imageurs.

Dans ce chapitre, nous présentons le développement de trois dispositifs. Ils sont conçus avec des fonctionnalités différentes, en fonction du type d'assistance fourni. Nous les introduisons dans un ordre de complexité croissant, ce qui correspond également à l'ordre chronologique dans lequel ils ont été réalisés. Le premier dispositif propose un niveau d'assistance réduit, permettant d'orienter l'aiguille de façon déportée avant l'insertion. Il peut être employé lorsque le point d'insertion est difficile d'accès. Il doit donc être le plus compact possible. Les fonctionnalités nécessaires se réduisent alors à assurer la cinématique et l'actionnement du mécanisme en rotation. Le second dispositif que nous proposons fournit, en plus d'un contrôle de l'orientation de l'aiguille, un guidage lors de son insertion. Il permet de maintenir ou de corriger l'orientation de l'aiguille lors de l'insertion. Pour cela, il ajoute à la fonction de guidage de l'orientation celles d'actionnement, de freinage et de perception. Le troisième dispositif développé est le plus abouti et répond au besoin global tel qu'analysé au chapitre 1. Il permet un contrôle à distance des tâches d'orientation et d'insertion. Le contrôle de l'aiguille étant déporté, il permet alors de limiter l'exposition du radiologue aux radiations d'un scanner X, et de faciliter la réalisation de la procédure dans le cas où l'accès à la zone d'insertion est difficile. Il ajoute donc aux fonctionnalités précédentes la capacité à insérer de manière contrôlée l'aiguille.

Dans la suite de ce chapitre, nous détaillons le développement de chacun de ces dispositifs, et présentons pour chacun d'eux un prototype. Ces dispositifs répondent aux mêmes besoins en terme de mobilité en rotation et de compatibilité. Nous introduisons donc dans un premier temps, de manière transversale, une réflexion sur l'architecture des dispositifs à partir de ces exigences fonctionnelles. La question de l'évaluation du comportement de ces dispositifs, basés sur des mécanismes compliants, étant aussi générale, elle est traitée dans le même temps.

## 4.2 Réflexion sur l'architecture et analyse des dispositifs

Pour chacun des dispositifs développés, la synthèse d'un mécanisme compliant est nécessaire. Nous avons choisi d'appliquer la méthode RBR comme méthode de synthèse. La première étape de cette méthode consiste à sélectionner un mécanisme

à corps rigides dont l'architecture est conforme à notre besoin.

### 4.2.1 Analyse détaillée du besoin

Pour préciser ce besoin, revenons sur quelques éléments du chapitre 1. Après analyse des procédures réalisées par les radiologues (voir section 1.1.2), nous avons choisi de positionner le système sur le patient, ce qui est possible seulement si le système est suffisamment compact et léger. En terme de taille, la hauteur du dispositif ne doit pas excéder 150 mm, de manière à pouvoir être placé dans le tunnel du scanner avec le patient sans occasionner de gêne pour le radiologue. Pour sa masse, nous estimons que si elle est inférieure à 1 kilogramme, elle ne représente aucun désagrément pour le patient [Bricault 2008]. Le premier chapitre nous a conduit aussi à identifier les tâches les plus complexes à réaliser comme étant l'orientation de l'aiguille et son insertion, le positionnement étant simplifié lorsque le dispositif est posé sur le patient.

En ce qui concerne l'insertion, les éléments mis en place dans le chapitre 3 (section 3.2) permettent de proposer un système de manière assez directe, ce que nous montrons dans la section 4.5.3 de ce chapitre.

Pour le contrôle de l'orientation de l'aiguille autour de son point d'insertion, il s'agit de synthétiser un mécanisme avec deux degrés de liberté. L'analyse de la tâche nous a montré que l'espace de travail est un cône de  $90^\circ$  autour du point d'insertion. Une zone autour de ce point d'insertion doit par ailleurs être laissée libre, de manière à pouvoir nettoyer les tissus, à ne pas les contaminer et à s'assurer que le radiologue ait toujours un accès visuel au point d'insertion. Le diamètre de cette zone est estimé à 50 mm. Pour les mêmes raisons sanitaires, la stérilité du dispositif doit aussi être assurée, soit directement en le stérilisant, soit en le positionnant à l'intérieur d'un élément stérile. La possibilité de réaliser l'une ou l'autre approche sera discutée en fin de chapitre, après l'introduction des dispositifs. De plus, la précision requise est de l'ordre du millimètre au niveau de la cible à atteindre, comme défini dans le chapitre 1. Cette précision dépend grandement de la tâche d'insertion et de la position de la cible à atteindre. Au niveau du point d'insertion, la précision du mouvement doit aussi être bonne afin de ne pas endommager les tissus autour du point d'insertion lors d'une rotation de l'aiguille. Une valeur maximale d'un millimètre est considérée, la précision étant ici définie comme la variation de position du point d'insertion au cours du mouvement. Une représentation de ces contraintes est fournie en figure 4.1.

Avant d'aller plus loin dans la synthèse des dispositifs, intéressons nous un instant à leur contrôle. Plusieurs stratégies de pilotage pour de tels dispositifs existent. L'état de l'art des dispositifs d'assistance existants réalisé en section 1.2.1 nous a permis d'en observer la majorité. Une première possibilité est un emploi en boucle ouverte, c'est-à-dire que le dispositif est piloté par le radiologue lui-même, sans intégrer de données issues des images dans la boucle de contrôle. En se basant sur les images issues du scanner, le radiologue contrôle alors directement le dispositif, donc l'aiguille, de façon déportée. Une seconde possibilité est de réaliser un recalage du

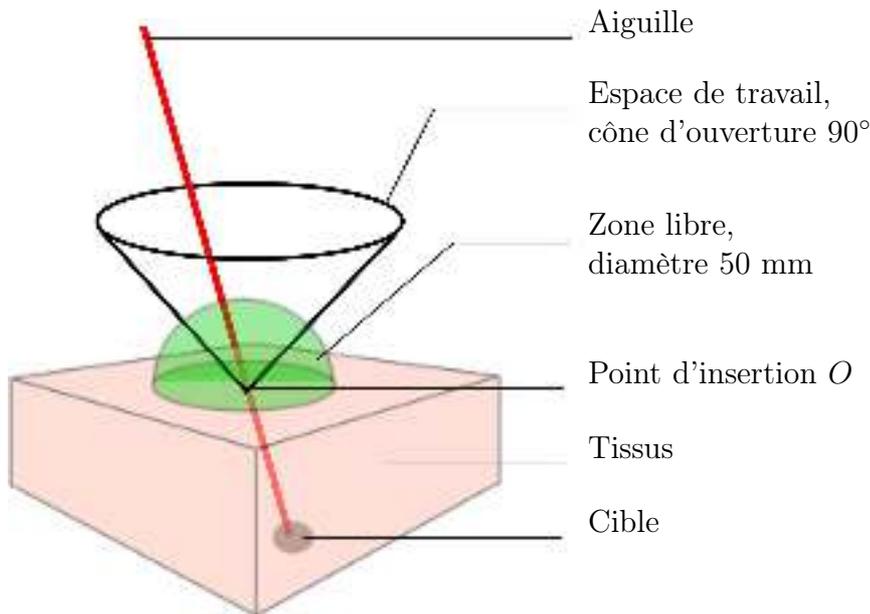


FIGURE 4.1 – Présentation de l'espace de travail requis par la tâche d'orientation, et de la zone à laisser libre.

dispositif par rapport à l'imageur, de manière à connaître sa position par rapport au patient. La mise en place de marqueurs sur le dispositif est alors nécessaire, ce qui peut être réalisé simplement. Dès lors, plusieurs scénarios sont envisageables. Les informations de position du dispositif par rapport au patient peuvent être employées à titre indicatif, la réalisation de la procédure étant toujours assurée par le radiologue. Ces informations peuvent aussi être employées afin de réaliser une partie de la procédure de façon automatique, pour les tâches les plus délicates par exemple. Enfin, la mise en place d'un recalage, combiné avec les images issues de l'imageur, peuvent permettre d'automatiser entièrement la procédure, le radiologue ayant alors un rôle de surveillance. Dans un premier temps, les dispositifs présentés dans ces travaux sont développés en considérant un pilotage en boucle ouverte, contrôle le plus simple à mettre en place. Leur conception n'est néanmoins pas fortement dépendante de ce choix.

#### 4.2.2 Réflexion sur le mécanisme réalisant l'orientation

Nous avons choisi au début de ce manuscrit d'exploiter la méthode RBR pour contrôler la tâche d'orientation. Comme détaillé en section 1.3.3, elle permet de synthétiser un mécanisme compliant en se basant sur l'étude d'un mécanisme à corps rigides, puis en remplaçant les liaisons par des liaisons compliantes. Dans le chapitre 2, nous avons conçu une liaison avec des propriétés intéressantes en terme de compatibilité, compacité, amplitude angulaire et compliance. De part le procédé de fabrication utilisé, cette liaison peut être intégrée à la structure d'un mécanisme compliant. Afin de synthétiser ce mécanisme via la démarche RBR, il s'agit donc ici

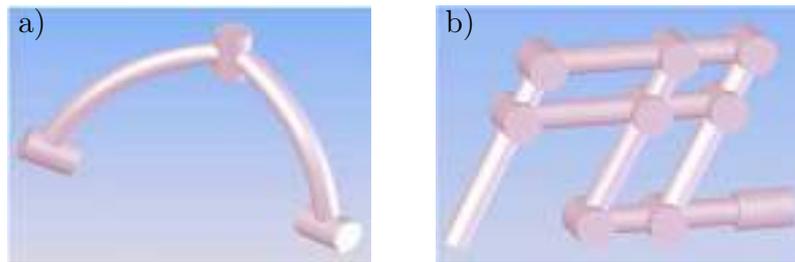


FIGURE 4.2 – Modèles de mécanisme à centre de rotation déporté [Kim 2008b] : a) architecture sphérique, b) architecture basée sur des parallélogrammes.

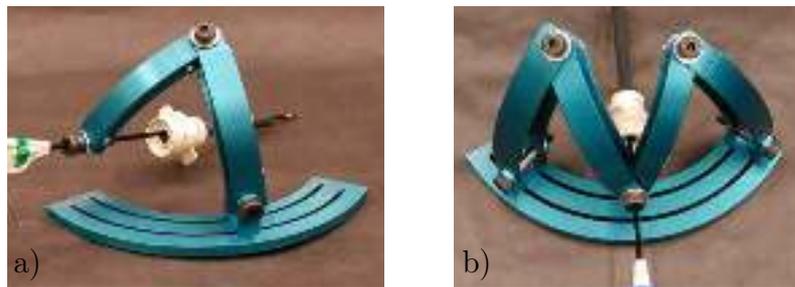


FIGURE 4.3 – Exemples de mécanisme sphérique, a) en configuration série, b) en configuration parallèle.

de se focaliser sur le choix de l'architecture du mécanisme à corps rigides.

### Choix de l'architecture

La présence d'une zone libre autour du point d'insertion est une problématique commune à tous les systèmes de contrôle en orientation d'aiguilles ou d'instruments chirurgicaux. Le développement d'architecture particulières a donc fait l'objet de nombreuses études. De part leur construction, ces architectures ont un centre de rotation déporté (RCM en anglais, pour Remote Center of Motion), ce qui signifie qu'elles permettent une rotation autour d'un point sans qu'un élément physique ne soit présent à ce point. Deux types d'architectures n'utilisant que des liaisons pivot existent dans la littérature : l'architecture sphérique, ou l'architecture basée sur des parallélogrammes [Kim 2008b]. Dans le premier cas, le centre de rotation déporté est obtenu par l'utilisation d'un ensemble de liaisons pivot dont tous les axes de rotations sont concourants. Dans le second, l'existence d'un RCM est assurée par l'emploi de parallélogrammes articulés. Une représentation de chaque catégorie est présentée dans la figure 4.2.

De part sa simplicité de réalisation, l'architecture sphérique est employée dans de nombreux systèmes nécessitant un centre de rotation déporté [Hannaford 2013, Li 2002, Lum 2004b, Kim 2008b]. Ces mécanismes peuvent alors être soit dans une configuration série, soit parallèle avec deux bras sphériques connectés. Un exemple

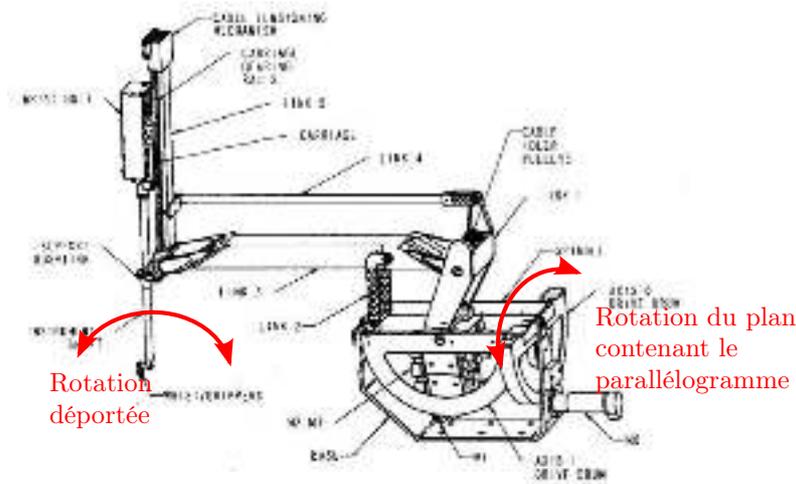


FIGURE 4.4 – Exemple de mécanisme basé parallélogramme : le Black Falcon [Madhani 1998].

de chaque catégorie est présenté dans la figure 4.3, issue de [Lum 2004a]. Une étude comparative des configurations série et parallèle est présentée dans [Lum 2004a], mettant en avant des limites avec la configuration parallèle du fait de possibles collisions entre les deux bras. Une configuration série est donc à privilégier pour maximiser l'espace de travail.

L'architecture basée sur des parallélogrammes a aussi été employée, en configuration série ou parallèle [Baumann 1997, Madhani 1998, Rosen 2002], la seconde consistant en la mise en parallèle de deux bras série. Un exemple de bras série est présenté dans la figure 4.4. Nous pouvons remarquer que le bras est composé de deux sous-systèmes, chacune réalisant un degré de liberté en rotation. Le premier comprend le parallélogramme, assurant la présence d'un centre de rotation déporté. Le seconde comprend une liaison pivot, qui lie le parallélogramme à la base, et qui permet donc d'orienter le plan dans lequel est contenu le parallélogramme. Dans [Zong 2008], une étude du mécanisme parallélogramme seul est proposée. La configuration de base permettant un centre de rotation déporté est présentée en figure 4.5 a). Cette configuration présente des redondances, ce qui fait que de nombreuses configurations sont envisageables, certaines étant présentées dans la figure 4.5 b,c). Le nombre de liaisons est plus important que dans le cas d'un mécanisme sphérique, et leur compacité relative est à discuter.

Quatre architectures semblent finalement envisageables : sphérique série, sphérique parallèle, à parallélogramme en configuration série, à parallélogramme en configuration parallèle. Une comparaison en est faite, reportée dans le tableau 4.1. Elle ne permet pas de conclure quant à la supériorité d'une architecture sur les autres de manière générale, chacune présentant des avantages. Le choix de l'architecture de chacun des trois dispositifs va donc être réalisé de manière spécifique. L'analyse présentée dans le tableau 4.1 étant réalisée sur les mécanismes à corps rigides, il est

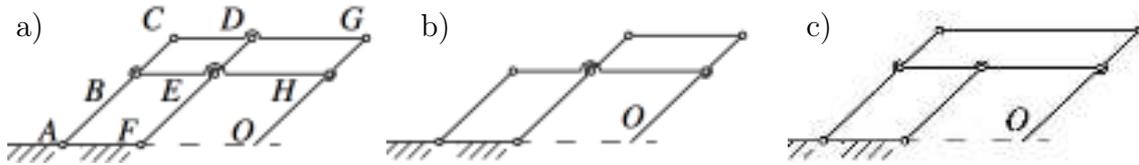


FIGURE 4.5 – a) Configuration de base d'un mécanisme parallélogramme. b) et c) Configurations dérivées.

Architecture	Avantages	Limites
Sphérique série	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Architecture simple, peu de liaisons</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Actionnement par câble délicat à intégrer</li> </ul>
Sphérique parallèle	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rigidité accrue par rapport à la configuration série</li> <li>• Actionnement simplifié</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Collisions possibles</li> <li>• Espace de travail réduit par rapport à la configuration série</li> </ul>
A parallélogramme en configuration série	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Contrôle simple du fait de l'existence des deux parties</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Actionnement par câbles délicat à intégrer</li> </ul>
A parallélogramme en configuration parallèle	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rigidité accrue</li> <li>• Facilité d'actionnement</li> <li>• Réduction de la hauteur par rapport à une configuration basée parallélogramme série</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Intégration plus complexe en conservant la compacité</li> <li>• Liaisons nombreuses</li> </ul>

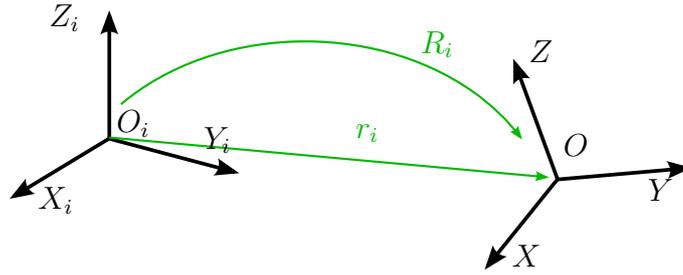
TABLEAU 4.1 – Comparaison des technologies d'actionnement compatible IRM

de plus légitime de s'interroger sur la validité de cette analyse lors de la transposition en mécanismes compliant. Ce point sera abordé lors du développement de chaque dispositif.

### Analyse de la compliance du mécanisme

La pertinence de l'emploi d'un des mécanismes précédents comme mécanisme compliant peut être évaluée par l'analyse du comportement cinématique du mécanisme. Cela revient, comme pour la liaison HSC, à analyser une matrice de compliance, ici du mécanisme.

Pour évaluer la matrice de compliance d'un mécanisme à partir de la connaissance du comportement de ses liaisons compliantes, nous employons la méthode détaillée dans [Xu 2006]. Nous allons ici en résumer le principe. Nous disposons de la matrice de compliance d'une liaison  $i$  du mécanisme. Dans son repère local


 FIGURE 4.6 – Transformation entre le repère local  $(O_i, X_i, Y_i, Z_i)$  et global  $(O, X, Y, Z)$ .

$(O_i, X_i, Y_i, Z_i)$ , elle est notée  ${}^{O_i}C_i$ . Cette matrice peut être exprimée dans le repère global du mécanisme  $(O, X, Y, Z)$ . Pour cela, la matrice de transformation  $J_i$  est construite (fig. 4.6) :

$$J_i = \begin{bmatrix} R_i & -R_i S(r_i) \\ 0 & R_i \end{bmatrix}$$

$$\text{avec } S(r_i) = \begin{bmatrix} 0 & -r_{iz} & r_{iy} \\ r_{iz} & 0 & -r_{ix} \\ -r_{iy} & r_{ix} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$\text{et } r_i = \overrightarrow{O_i O} = [r_{ix}, r_{iy}, r_{iz}]$$

La matrice de compliance de la liaison dans le repère  $(O, X, Y, Z)$ , notée  $\overline{{}^O C_i}$ , est alors donnée par l'équation (4.2) :

$$\overline{{}^O C_i} = J_i {}^{O_i}C_i J_i^T \quad (4.2)$$

Soit un mécanisme composé de  $n$  liaisons compliantes placées en série, avec  $\overline{{}^O C_i}$ ,  $i \in [1, n]$  leurs matrices de compliance respectives exprimées dans le repère global. La compliance totale du mécanisme  $\overline{{}^O C}$  est alors donnée par l'équation (4.3) :

$$\overline{{}^O C} = \sum_{i=1}^n \overline{{}^O C_i} \quad (4.3)$$

Soit un mécanisme composé de  $m$  liaisons compliantes positionnées de façon parallèle, avec  $\overline{{}^O C_i}$ ,  $i \in [1, m]$  leurs matrices de compliance respectives exprimées dans le repère global. La compliance totale du mécanisme  $\overline{{}^O C}$  est donnée par l'équation (4.4) :

$$\overline{{}^O C} = \overline{{}^O K}^{-1}, \text{ avec } \overline{{}^O K} = \sum_{i=1}^m \overline{{}^O K_i} \text{ et } \overline{{}^O K_i} = \overline{{}^O C_i}^{-1} \quad (4.4)$$

Dans leurs études, Xu et al. [Xu 2006] et Koseki et al. [Koseki 2002] présentent des exemples d'application de cette méthode. Dans notre cas, elle est appliquée par la suite à chaque dispositif développé, afin d'étudier les mouvements privilégiés

par le mécanisme compliant, c'est-à-dire ses compliances principales, et donc de manière indirecte le comportement cinématique du dispositif. Pour ce faire, il est nécessaire de comparer les coefficients de la matrice  ${}^O C$  entre eux. Nous utilisons pour cela la même méthode que celle employée pour la liaison HSC, introduite dans la section 2.2.3, qui permet d'obtenir la matrice de compliance normalisée  ${}^O \tilde{C}$ . Elle nécessite l'utilisation d'une longueur de référence, dont le choix est explicité lors de l'analyse de chaque dispositif.

Nous avons maintenant à notre disposition plusieurs architectures de mécanismes possibles, ainsi qu'une méthode pour analyser le comportement du dispositif. Disposant de tous les éléments pour appliquer la méthode RBR, nous pouvons aborder la synthèse du premier dispositif.

### 4.3 Un assistant compact pour l'orientation

#### 4.3.1 Principe et utilisation

Le premier dispositif que nous développons a pour but d'apporter une assistance dans le contrôle de l'orientation de l'aiguille. Le dispositif doit permettre de modifier l'orientation de l'aiguille de manière interactive par un actionnement déporté, afin de s'assurer de la trajectoire avant l'insertion. Nous employons un actionnement déporté par câbles, comme explicité dans la section 3.1.1. De la même manière que les dispositifs passifs introduits dans la section 1.2.1, il permet de matérialiser l'axe de l'aiguille sur l'image, apportant ainsi au radiologue une validation visuelle de l'orientation choisie. L'utilité du dispositif se situe alors en amont de la phase d'insertion à proprement parler. Il permet de sélectionner la trajectoire optimale sans insérer l'aiguille, ce qui permet d'accélérer la procédure et d'en améliorer la précision. En reprenant la grille de synthèse telle que mise en place pour l'analyse de l'existant, nous pouvons représenter ce dispositif par le tableau 4.2.

En terme de conception, il doit donc seulement assurer un mouvement de rotation satisfaisant, avec actionnement déporté. De plus, destiné à permettre le contrôle de l'orientation dans des espaces difficiles d'accès pour le radiologue, il doit être le plus compact possible.

Systeme	P	O	I	Compat.	Pos. / imageur
Dispositif 1					

TABLEAU 4.2 – Situation du premier dispositif par rapport aux dispositifs existants présentés dans le tableau 1.1

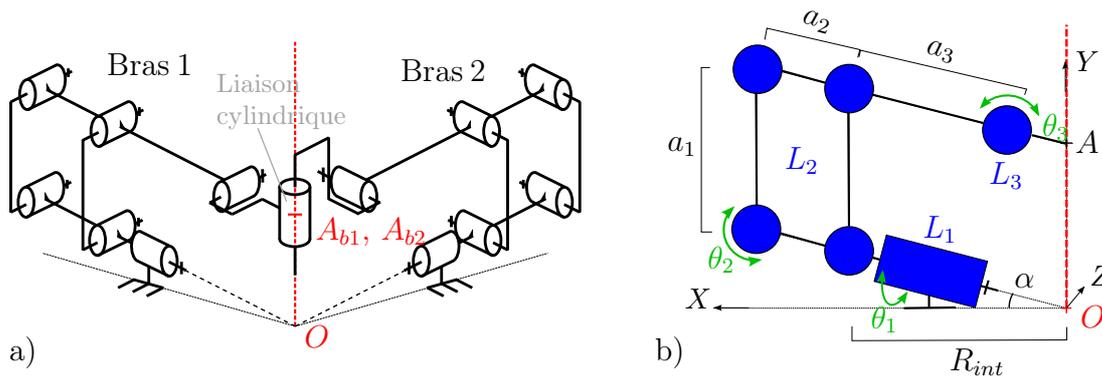


FIGURE 4.7 – a) Schéma cinématique de l'architecture du dispositif. b) Schéma cinématique d'un seul bras.

### 4.3.2 Synthèse du dispositif

#### Architecture

Mettons ici en place la méthode RBR. La première étape consiste à choisir une architecture de mécanisme. Parmi les quatre solutions présentées dans la section 4.2.2, nous avons ici choisi d'employer une architecture parallèle basée sur des parallélogrammes. Trois raisons gouvernent ce choix. Premièrement, l'orientation de l'aiguille peut être contrôlée en pilotant chacune des deux liaisons contrôlant l'orientation du plan contenant le motif parallélogramme. Deuxièmement, les liaisons actives sont celles liées à la base, ce qui facilite la mise en place d'un actionnement déporté. Troisièmement, une structure parallèle offre généralement une rigidité accrue au mécanisme, ce qui pourrait limiter l'impact des compliances secondaires de chaque liaison. Dans notre cas, la présence de nombreuses liaisons au sein du mécanisme ne limite pas nécessairement la compacité du dispositif, car le mécanisme est compliant et fabriqué par FAMM.

Le schéma cinématique de l'architecture du dispositif est présenté dans la figure 4.7 a). Le mécanisme est composée de deux bras identiques. Le schéma cinématique d'un seul bras est présenté dans la figure 4.7 b). Il comporte une première liaison pivot active  $L_1$ , un mécanisme parallélogramme  $L_2$  et enfin une troisième liaison pivot  $L_3$ . Une liaison pivot glissant dont l'axe est celui de l'aiguille permet de connecter les deux bras entre eux, afin de former le mécanisme parallèle. L'angle choisi entre ces deux bras est de  $90^\circ$ . De cette manière, la compliance secondaire la plus importante de la liaison  $L_1$  ( $c_{33}$ , selon l'axe de la liaison) du premier bras devrait être compensée par une compliance plus faible ( $c_{11}$ , selon la perpendiculaire à l'axe de la liaison) du second bras, et inversement. La liaison  $L_1$  est placée en dehors du plan horizontal de manière à pouvoir placer le dispositif sur le patient sans qu'il n'entre en collision avec ce dernier.

Nous pouvons maintenant aborder le dimensionnement du mécanisme. Pour cela, le modèle géométrique direct est calculé, en commençant par celui d'un seul bras (fig. 4.7 b)). Nous associons l'angle  $\theta_1$  à la liaison  $L_1$ ,  $\theta_2$  à une des liaisons compo-

sant le parallélogramme  $L_2$  et  $\theta_3$  à la liaison  $L_3$ . La géométrie du bras est définie par l'angle entre l'axe  $X$  et l'axe de rotation de  $L_1$ , nommé  $\alpha$ , et les longueurs des segments nommés  $a_1, a_2, a_3, R_{int}$  (fig. 4.7 b)). Pour faciliter la compréhension du modèle géométrique direct, nous exprimons ici la position du point  $A$  situé sur l'aiguille et non les deux angles d'inclinaison de l'aiguille. Ce point représente l'organe terminal du dispositif. Sa position est exprimée par le vecteur donné dans l'équation (4.5) :

$$A = R_{01} \cdot \begin{bmatrix} \left(\frac{R_{int}}{\cos(\alpha)}\right) + a_1 \cdot \sin(\alpha + \theta_2) - a_3 - d \cdot \cos(\theta_3) \\ a_1 \cdot \cos(\alpha + \theta_2) - d \cdot \sin(\theta_3) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

avec

$$R_{01} = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \cdot \cos(\theta_1) & -\sin(\alpha) \cdot \sin(\theta_1) \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \cdot \cos(\theta_1) & \cos(\alpha) \cdot \sin(\theta_1) \\ 0 & -\sin(\theta_1) & \cos(\theta_1) \end{bmatrix}, \text{ et } d = \frac{R_{int}}{\cos(\alpha)} - a_3 \quad (4.6)$$

Soient  $(\theta_{1,b1}, \theta_{1,b2})$  les angles de chacune des liaisons actives, et  $(A_{b1}, A_{b2})$  les points situés sur l'axe de l'aiguille, appartenant respectivement au premier et au second bras du mécanisme (fig. 4.7). Numériquement, le modèle géométrique direct du mécanisme parallèle est obtenu en s'assurant que les points  $O, A_{b1}$  et  $A_{b2}$  sont alignés, et que les coordonnées selon l'axe  $Y$  des points  $A_{b1}$  et  $A_{b2}$  sont positives, comme défini dans l'équation (4.7).

$$\overrightarrow{A_{b1}O} \wedge \overrightarrow{A_{b2}O} = 0 \quad (4.7)$$

Les valeurs de  $\theta_{1,b1}$  et  $\theta_{1,b2}$  commandent l'angle d'inclinaison de l'aiguille respectivement autour des axes  $X$  et  $Z$ , c'est-à-dire la position du point  $A$ . En effet, comme la valeur de l'angle  $\theta_1$  commande l'orientation du plan contenant l'architecture parallélogramme, l'axe de l'aiguille se trouve à l'intersection des plans définis par  $\theta_{1,b1}$  et  $\theta_{1,b2}$ . De ce fait, comme l'espace de travail est un cône d'ouverture  $90^\circ$ , nous avons fixé les intervalles d'évolution de ces deux angles à  $\pm 45^\circ$ .

Souhaitant réaliser le dispositif le plus compact possible, l'un des éléments déterminant la longueur des segments est l'encombrement de chacune des liaisons HSC utilisées, c'est-à-dire leurs longueurs et diamètres extérieurs respectifs. Il nous faut donc introduire dans la démarche les contraintes liées à ces dimensions. Nous utilisons pour cela les résultats présentés dans le chapitre 2. En accord avec les règles de conception définies dans la section 2.4.3, nous fixons la valeur du diamètre extérieur de chacune des liaisons à 8 mm. Un modèle CAO est employé à ce stade, de manière à s'assurer qu'aucune collision n'est possible dans tout l'espace de travail. Cela nous permet alors de définir la longueur de chacune des liaisons. L'encombrement obtenu pour chacune des liaisons HSC employées est présenté en figure 4.8. Deux géométries de liaison existent, celle remplaçant  $L_3$  étant plus courte afin d'éviter les collisions entre les bras. Comme expliqué dans la section 2.4.3, la valeur du paramètre  $\alpha$  doit être choisie 15% supérieure à la valeur d'amplitude angulaire souhaitée. Afin de réaliser une amplitude réelle maximale de  $\pm 45^\circ$ , nous avons fixé la valeur du paramètre  $\alpha$  pour chacune des liaisons à  $52^\circ$ . Toujours conformément à la section 2.4.3, la valeur  $e$

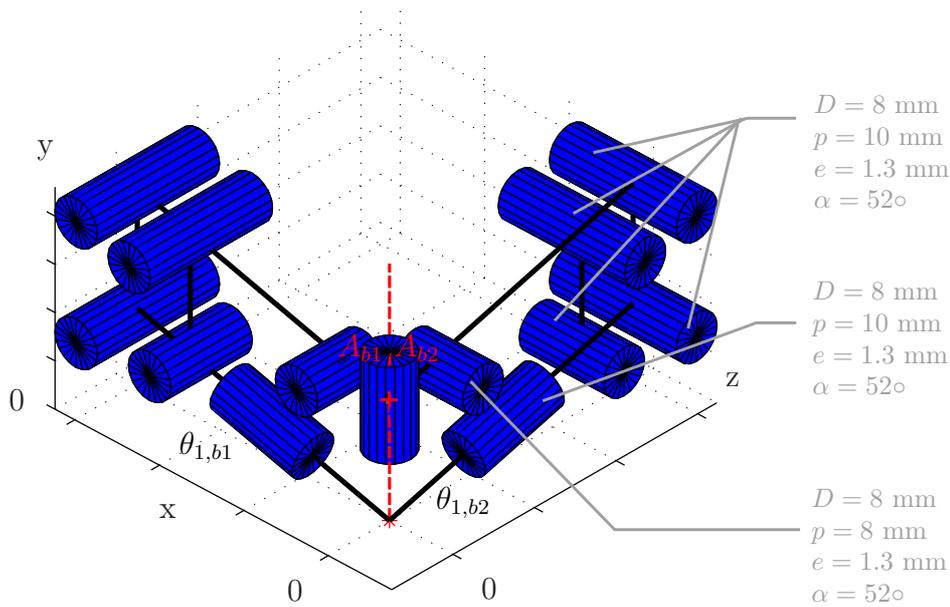


FIGURE 4.8 – Schema cinématique du mécanisme après dimensionnement.

pour ces mêmes liaisons est fixée à son minimum, soit 1.3 mm pour respecter la relation (2.14). Finalement, grâce au modèle CAO, nous pouvons déterminer les valeurs de  $(a_1, a_2, a_3, R_{int}, \alpha)$  pour obtenir le dispositif le plus compact possible. Les valeurs suivantes sont obtenues :  $a_1=25$  mm,  $a_2=13$  mm,  $a_3=38$  mm,  $R_{int} = 47.2$  mm et  $\alpha=15^\circ$ . L'ensemble des positions du point médian de  $A_{b1}$  et  $A_{b2}$ , qui est donc l'image de l'espace de travail synthétisé, est présenté dans la figure 4.9. Avec l'architecture choisie, les singularités sont rencontrées lorsque les mécanismes parallélogrammes de chaque bras se situent dans le même plan, ou bien lorsque les centres des liaisons de l'un des parallélogramme sont alignés. La situation des bras à  $90^\circ$  l'un de l'autre et l'existence des butées physiques rendent impossible ces configurations, ce qui valide son comportement cinématique.

### Evaluation des propriétés du mécanisme

La matrice de compliance du mécanisme est estimée en utilisant la méthode présentée dans la section 4.2.2. Dans un premier temps, la matrice de compliance de chacune des liaisons HSC employées est déterminée à partir des résultats de la section 2.4.1. Par interpolation, à partir des diagrammes de conception de la figure 2.28, nous obtenons les matrices de compliances suivantes, exprimées au centre de chacune des liaisons (équations (4.8) et (4.9)) :

$$C_a = \text{diag}(0.019, 0.019, 0.063, 1.17e^{-4}, 1.18e^{-4}, 0.094) \quad (4.8)$$

pour les liaisons avec  $(L = 20, \alpha = 52, e = 1.3)$

$$C_b = \text{diag}(0.021, 0.022, 0.076, 2.38e^{-4}, 2.30e^{-4}, 0.114) \quad (4.9)$$

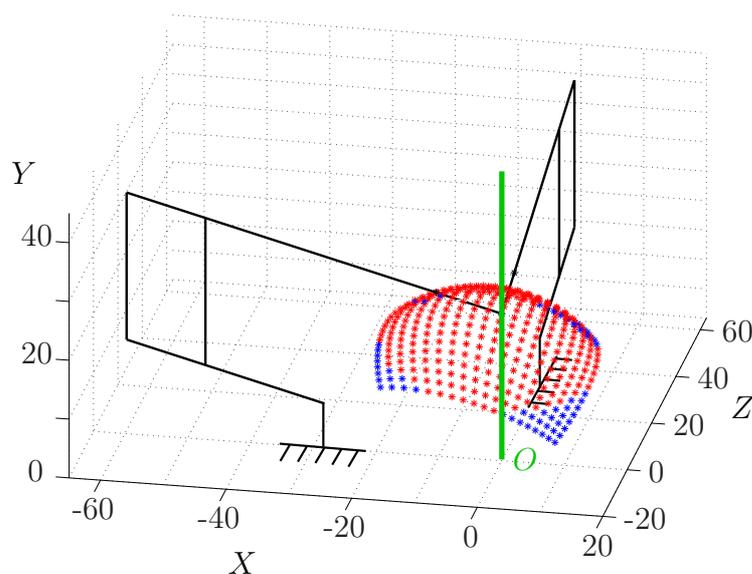


FIGURE 4.9 – Ensemble des positions atteignables par l’organe terminal du mécanisme. Les traits noirs représentent la position du mécanisme à l’état initial, les points bleus l’ensemble des positions atteignables par l’organe terminal, et les points rouges ceux contenus dans l’espace de travail souhaité.

pour les liaisons avec ( $L = 16, \alpha = 52, e = 1.3$ )

Les compliances relatives à des efforts sont ici en  $\text{mm.N}^{-1}$  et celles relatives à des moments en  $\text{rad.N}^{-1}.\text{mm}^{-1}$ , ce qui est le cas pour toutes les matrices présentées par la suite. La matrice de compliance d’un bras du mécanisme, exprimée au point d’insertion  $O$  peut alors être calculée, en plaçant les éléments  $L_1, L_2$  et  $L_3$  en série. Nous obtenons la matrice suivante :

$$\text{diag}({}^O C_{bras}) = (103, 14, 0.9, 8.8e^{-2}, 6.7e^{-3}, 1.1e^{-1}) \quad (4.10)$$

Enfin, la matrice de compliance globale du mécanisme  ${}^O C_{tot,para}$  est obtenue, en plaçant en parallèle la matrice de l’équation (4.10) avec cette même matrice transformée par une rotation de  $90^\circ$  autour du point  $O$ . Le résultat est présenté dans l’équation (4.11). Afin de la normaliser, nous utilisons l’équation (2.12). Nous choisissons la longueur de référence  $L_R$  comme étant la distance entre les points  $A$  et  $O$ , soit  $L_R = 25$  mm. La compliance  $c_{66}$  est choisie comme la compliance de référence, étant donné que  $c_{44}$  et  $c_{66}$  sont les compliances principales et que  $c_{44} = c_{66}$  en position initiale. La diagonale de la matrice normalisée  ${}^O \tilde{C}_{tot,para}$  ainsi obtenue est présentée dans l’équation (4.11).

$$\begin{aligned} \text{diag}({}^O C_{tot,para}) &= (0.85, 0.81, 0.85, 5.37e^{-3}, 3.9e^{-4}, 5.37e^{-3}) \\ \text{diag}({}^O \tilde{C}_{tot,para}) &= (0.25, 0.24, 0.25, 1, 0.07, 1) \end{aligned} \quad (4.11)$$

L’observation des matrices exprimées en (4.10) et (4.11) permet de mettre en

avant l'utilité de placer deux bras en parallèle à  $90^\circ$ , avec une diminution des compliances secondaires. De plus, la matrice normalisée montre bien les deux rotations privilégiées du mécanisme, et donc les deux degrés de liberté attendus. Un ratio minimum de 4 est obtenu entre les compliances principales et secondaires. Il est à prendre en considération que ce ratio augmente avec la valeur de  $L_R$ , laquelle représente la distance entre le point d'insertion  $O$  et le point d'application de l'effort parasite sur l'axe de l'aiguille. La distance choisie ici étant une distance minimum, il en est de même pour la valeur de ce ratio.

### Modèle CAO

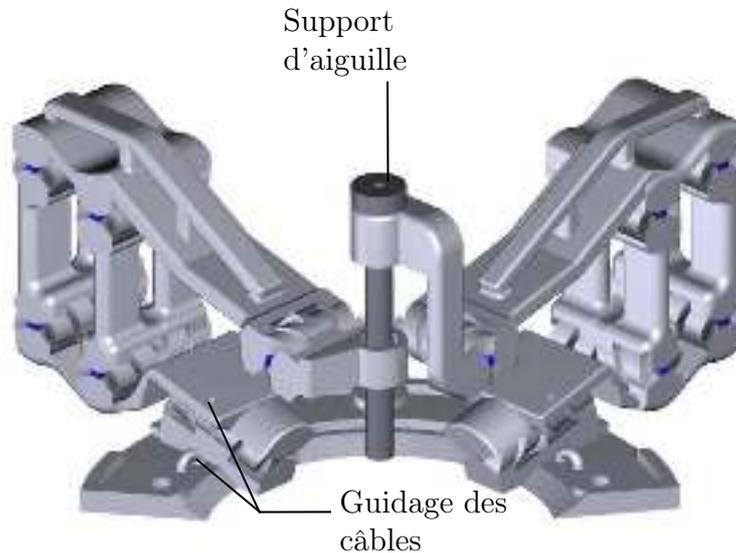


FIGURE 4.10 – Modèle CAO du premier dispositif.

Une fois le comportement cinématique du mécanisme compliant validé, un logiciel de CAO permet de placer dans la configuration choisie chacune des liaisons HSC. Des volumes de matière rigide sont ajoutés pour former les segments du mécanisme. Le choix de la géométrie de ces volumes est fait de manière à éviter les collisions lors du mouvement, et à limiter leurs déformations afin de pouvoir les considérer rigides par rapport à la compliance des liaisons.

La liaison pivot glissante est réalisée de façon démontable, de manière à pouvoir retirer le mécanisme sans bouger l'aiguille après le début de l'insertion. Des éléments de guidage des câbles d'actionnement ont par ailleurs été intégrés (fig. 4.10). Ils consistent simplement en deux anneaux de part et d'autre de la liaison, intégrés au mécanisme compliant, permettant de modifier la direction du câble. Le modèle CAO final du mécanisme est présenté dans la figure 4.10.

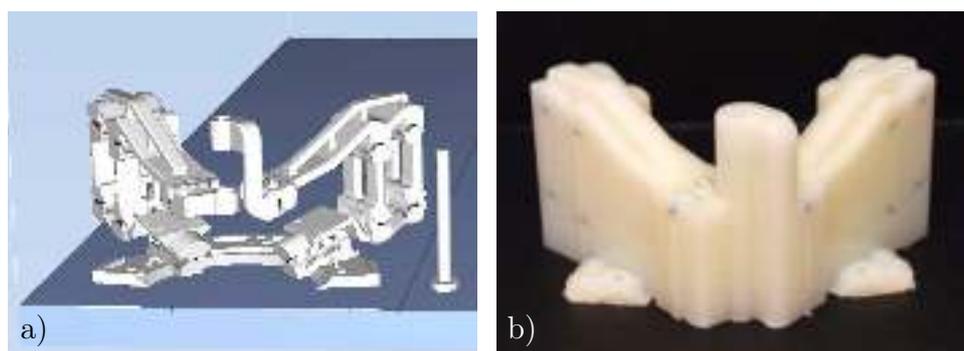


FIGURE 4.11 – a) Positionnement du dispositif sur le plateau lors du pré-traitement. b) Dispositif après fabrication et avant post-traitement.

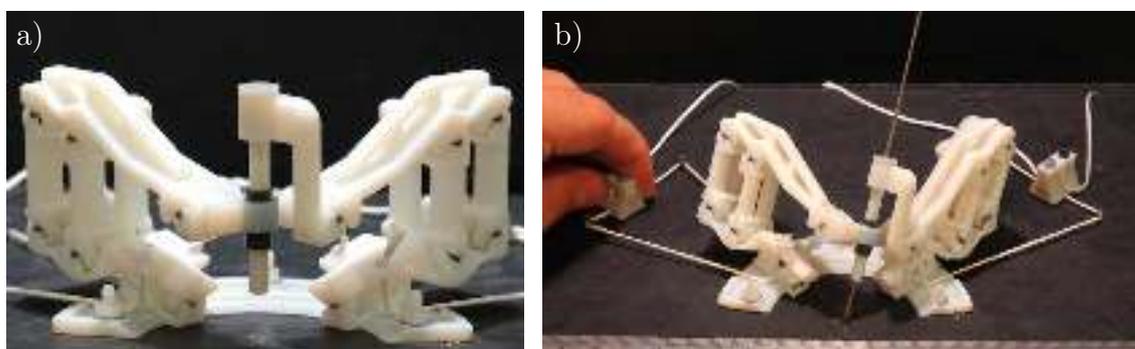


FIGURE 4.12 – Premier dispositif seul : a) après post-traitement et intégration des câbles, b) avec actionnement manuel des câbles.

### 4.3.3 Fabrication

L'ensemble du dispositif peut être produit en une seule pièce, à l'exception du guide pour l'aiguille. Nous choisissons de réaliser la pièce en finition mate. Comme expliqué dans la section 2.1.1, tous les volumes sont alors entièrement recouverts de matière support, ce qui permet d'obtenir une pièce d'aspect uniforme. Le plateau de fabrication, tel que visualisé avec le logiciel de planification de la fabrication, est présenté en figure 4.11, ainsi que la pièce obtenue après fabrication. Une fois le post-traitement réalisé, les câbles et les éléments permettant la réalisation de la liaison pivot glissante sont intégrés. Des câbles en fibres de polyéthylène Dyneema® SK7 sont employés, de diamètre 0.75 mm. Ils ont l'avantage d'être souples, légers et de présenter une bonne rigidité à la traction, avec un module de Young de 107 GPa. De plus, ils sont entièrement compatibles avec les scanners X et IRM. Finalement, le dispositif obtenu est présenté dans la figure 4.12, en position initiale et lors de sa manipulation. Sa masse est de 150 grammes, ce dispositif peut donc être installé sur le patient sans occasionner de gêne.

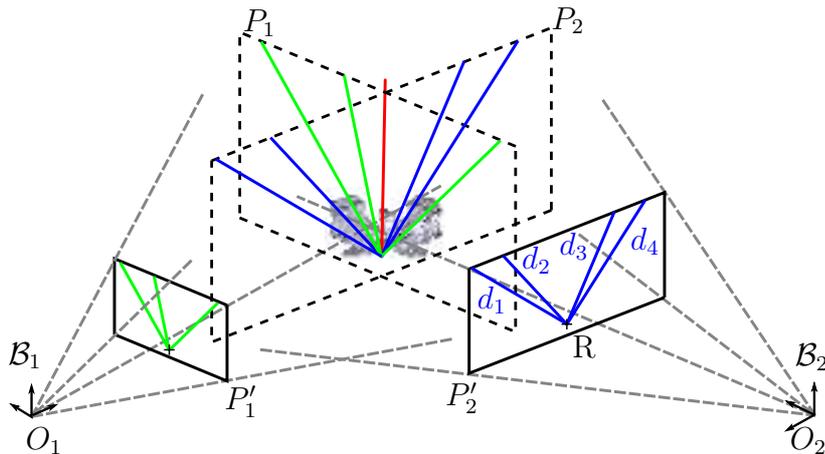


FIGURE 4.13 – Mesure de la précision et de l’amplitude des déplacements de l’effecteur du mécanisme.

#### 4.3.4 Validation

La première validation est empirique. En appliquant manuellement une tension sur l’un ou l’autre des câbles antagonistes, nous pouvons observer le mouvement de l’aiguille<sup>1</sup>. Une rotation autour du point  $O$  est effectuée, validant de façon empirique la cinématique du dispositif. La possibilité d’un actionnement manuel témoigne ici de la faible énergie nécessaire pour l’actionnement, du fait de l’importante compliance principale des liaisons.

Dans un deuxième temps, une estimation quantitative de l’espace de travail et de la précision de la position du centre de rotation déporté est mise en place. Un essai est mis au point, de manière à pouvoir quantifier ces deux grandeurs. Le dispositif est actionné dans différentes configurations, l’inclinaison de l’aiguille étant mesurée pour chaque position via un système de vision, comme présenté dans la figure 4.13. Ce système de vision est basé sur un appareil photo de la marque Canon®<sup>®</sup>, dont la résolution mesurée est ici de 0.041 mm. Dans un premier temps, ce système est placé à la position  $(O_1, \mathcal{B}_1)$ , l’axe optique de la caméra étant orienté de façon perpendiculaire au plan  $P_1$ , plan contenant le premier bras du mécanisme dans sa configuration initiale. La liaison active correspondante est actionnée pendant que la seconde est bloquée, permettant de déplacer l’aiguille dans le plan  $P_1$  parallèle au plan image  $P'_1$  de la caméra. Il est ici important de s’assurer que les positions extrêmes de l’aiguille sont atteintes. Les différentes positions sont acquises par la caméra. Dans un second temps, des clichés sont acquis pour le second bras, en plaçant le système de vision au point  $(O_2, \mathcal{B}_2)$ . Les directions successives de l’axe de l’aiguille dans chacun des deux plans images sont mesurées par traitement d’images, permettant de récupérer l’orientation de l’aiguille  $d_i$  pour une configuration donnée. Les positions successives projetées dans le plan image  $P'_1$  et  $P'_2$  après traitement des

1. Une vidéo du dispositif en mouvement est disponible à l’adresse suivante : [http://icube-avr.unistra.fr/en/index.php/Additive\\_Manufacturing\\_for\\_New\\_Robotic\\_Devices](http://icube-avr.unistra.fr/en/index.php/Additive_Manufacturing_for_New_Robotic_Devices) (lien)

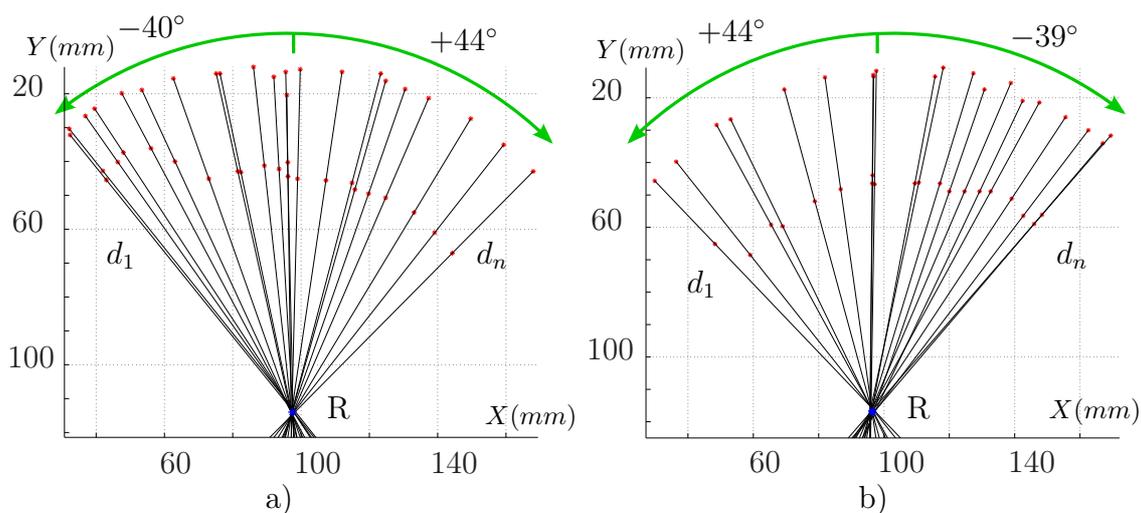


FIGURE 4.14 – Positions successives de l'aiguille enregistrées, a) dans le plan image  $P'_1$ , b) dans le plan image  $P'_2$ .

images sont présentées dans la figure 4.14.

Comme nous nous sommes assurés que les positions extrêmes ont été atteintes, la mesure des inclinaisons maximales par rapport à la position initiale permet de quantifier l'amplitude en rotation obtenue. Dans notre cas, les plages explorées vont de  $-40^\circ$  à  $+44^\circ$  pour le plan  $P_1$  et de  $-39^\circ$  à  $+44^\circ$  pour le plan  $P_2$ , soit des amplitudes respectives de  $84^\circ$  et  $83^\circ$ . Pour évaluer la précision des mouvements de l'effecteur, l'ensemble des positions atteintes par l'aiguille est exploité, afin d'identifier la position de centre de rotation  $R$  et les dispersions autour de ce point. La position de  $R$  est calculée en minimisant la somme  $d$  des carrés de chacune des distances entre le point  $R$  et les droites  $d_i$  représentant l'ensemble des  $n$  positions de l'axe de l'aiguille :

$$d = \sum_{i=1}^n dist(d_i, R)^2 \quad (4.12)$$

La précision du centre de rotation est calculée dans chacun des deux plans images, en réalisant la moyenne des distances entre  $R$  et les droites  $d_i$ . Nous obtenons  $0.37$  mm pour le plan  $P_1$  et  $0.28$  mm pour le plan  $P_2$ . Par comparaison avec la résolution du système de vision, nous pouvons conclure que la précision du centre de rotation est bonne. Ces valeurs sont aussi à mettre en relation avec la précision souhaitée, qui est de l'ordre du millimètre. La précision montrée par le dispositif est alors largement satisfaisante vis-à-vis de ce critère. De plus, l'amplitude en rotation obtenue dans les deux plans est similaire, témoignant du caractère symétrique du dispositif. Elle présente une erreur relative de  $6\%$  par rapport à la valeur visée de  $90^\circ$ . Une des causes de cet écart peut être le phénomène d'arc-boutement rencontré aux positions extrêmes de la liaison pivot-glissante.

### 4.3.5 Synthèse

Le dispositif proposé occupe une demi-sphère de rayon inférieur à 100 mm. Sa masse est de 150 grammes et son débattement angulaire moyen de  $83.5^\circ$  répondent au besoin initialement exposé. Le degré de compacité obtenu est du même ordre que celui des dispositifs passifs mis en avant dans la section 1.2.1, et plus important que celui des dispositifs actifs existants aujourd'hui dans la littérature, validant ainsi l'approche proposée dans ces travaux. La réalisation de ce dispositif tend également à valider la démarche de conception choisie pour la synthèse de mécanismes compliant, et l'emploi de la FAMM pour sa réalisation.

L'utilisation d'un actionnement déporté rend cependant la raideur du dispositif dépendante de la raideur des transmissions par câbles. Ce dispositif peut donc difficilement être exploité pour guider l'aiguille durant l'insertion en présence d'interactions aiguille-dispositif et radiologue-dispositif. C'est l'objectif du second dispositif, dont la conception est maintenant abordée.

## 4.4 Un assistant pour guider l'insertion

### 4.4.1 Principe et utilisation

Nous souhaitons développer un dispositif qui permette un contrôle déporté de l'orientation ainsi que le guidage de l'aiguille durant la phase d'insertion. Le tableau 4.3 positionne un tel dispositif par rapport à la grille d'analyse introduite au chapitre 1 (voir tableau 1.1). Afin d'éviter que la rigidité, mais aussi la précision du positionnement du dispositif ne soient dépendantes des performances de l'actionnement déporté, nous souhaitons intégrer perception et freinage au niveau dans le dispositif. Nous avons développé dans le chapitre 3 des systèmes pour assurer le freinage et la mesure. Le freinage étant assuré par défaut d'énergie, ce système permet en plus de rendre le dispositif sûr. La fonction de perception permet d'envisager un positionnement fin avec la correction de l'orientation de l'aiguille au cours de l'insertion. Nous considérons donc l'exploitation du système de freinage et de mesure dans la suite. Pour l'espace de travail, la masse et la taille du dispositif, les spécifications énoncées dans la section 4.2.2 sont reprises.

Systeme	P	O	I	Compat.	Pos. / imageur
Dispositif 2		 		 	

TABLEAU 4.3 – Situation du second dispositif par rapport aux dispositifs existants présentés dans le tableau 1.1

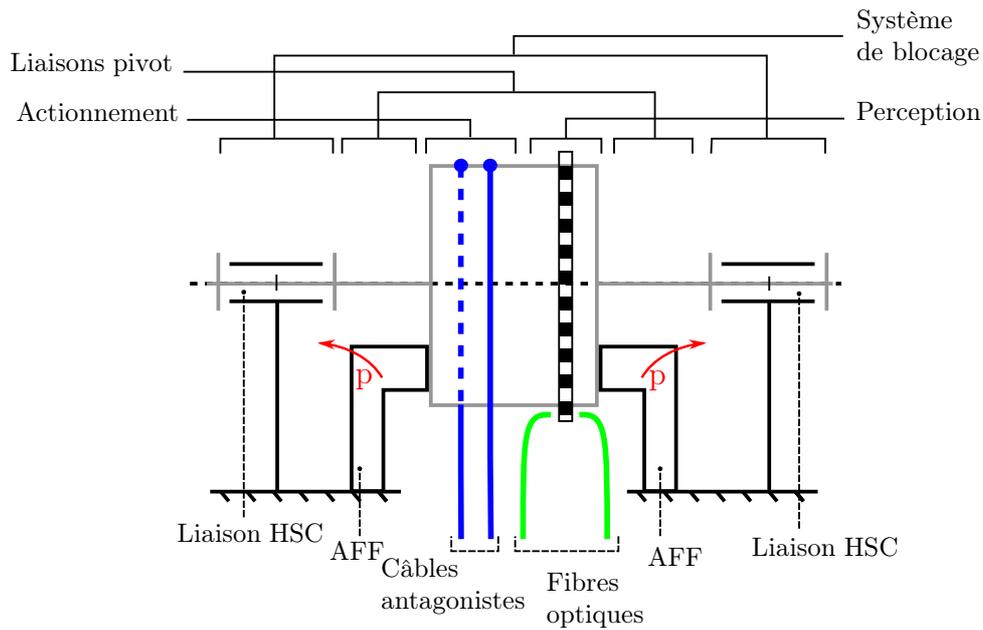


FIGURE 4.15 – Schéma de principe de la liaison multi-fonctions.

## 4.4.2 Synthèse du dispositif

### Développement d'une liaison multi-fonctions

Afin d'assurer le bon fonctionnement du dispositif, chaque liaison active du dispositif est assortie des fonctions de blocage et de perception, en plus de l'actionnement. Il s'agit finalement de développer une liaison que l'on peut qualifier de multi-fonctions. Cette liaison peut être exploitée avec la méthode RBR, en remplaçant la liaison à corps rigides par cette liaison compliant multi-fonctions. Les solutions de perception et de freinage telles que présentées dans le chapitre 3 présentent toutes les deux un élément cylindrique dont l'axe est celui de la liaison. Afin d'améliorer la compacité, un seul élément est employé pour la liaison multi-fonctions, servant à la fois de partie mobile pour le freinage et d'élément de mesure pour le codeur. Il peut de plus servir de palonnier sur lequel sont fixés deux câbles d'actionnement antagonistes, comme montré dans la figure 4.15.

Afin que la liaison multi-fonctions ait un comportement symétrique, deux liaisons HSC identiques sont placées de part et d'autre du disque en rotation, une distance  $L$  séparant le centre de chacune des liaisons. Cette configuration a pour avantage d'améliorer les performances cinématiques de l'ensemble. En effet, en appliquant la méthode présentée dans la section 4.2.2, la matrice de compliance de la liaison multi-fonctions ainsi formée est donnée par l'équation (4.13).

$$C_r = \text{diag}\left(\frac{c_{11}}{2}, \frac{c_{22}}{2}, \frac{c_{33}}{2}, \frac{c_{44}}{2}, \frac{c_{22}}{c_{22} + c_{44} \cdot L^2}, \frac{c_{55}}{2}, \frac{c_{11}}{c_{11} + c_{55} \cdot L^2}, \frac{c_{66}}{2}\right) \quad (4.13)$$

Nous pouvons observer à l'aide de cette matrice que tous les coefficients sont

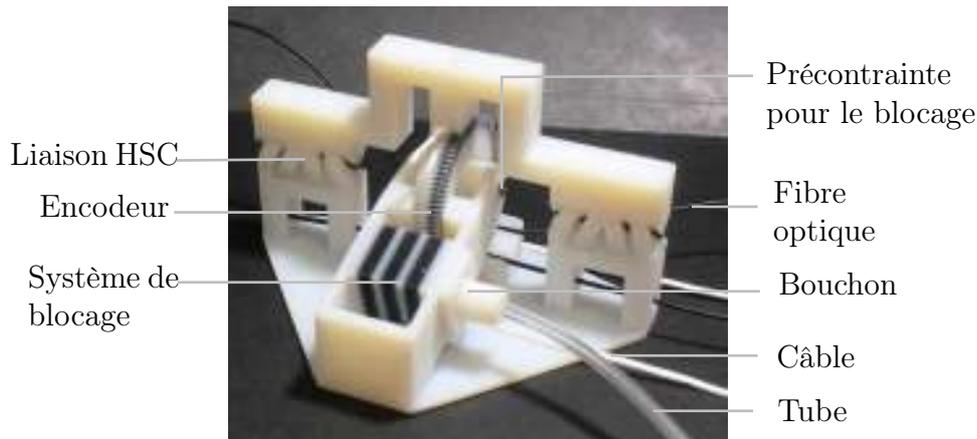


FIGURE 4.16 – Prototype de la liaison multi-fonctions.

divisés par deux, résultat de la mise en parallèle de deux liaisons identiques. Le ratio est encore plus important pour les coefficients  $c_{44}$  et  $c_{55}$ , d'où l'intérêt de la configuration introduite ici.

Nous obtenons une liaison compliant multi-fonctions assurant à la fois la fonction de guidage du mouvement de rotation, sa perception via l'intégration d'un codeur optique, et une possibilité de blocage dans une position donnée par l'ajout d'un système de freinage pneumatique par manque d'énergie. Tous ces éléments sont fabriqués en une seule pièce, à l'exception d'un bouchon pour le système de freinage. Un prototype de cette liaison est présenté dans la figure 4.16. Les caractéristiques de la liaison multi-fonctions peuvent être adaptées en fonction du besoin : la raideur ainsi que l'amplitude du mouvement peuvent être modifiées via la géométrie des liaisons HSC, et la valeur du couple de freinage ainsi que la résolution du codeur peuvent être modulées respectivement par le diamètre de l'élément freiné et celui de la roue codeuse. Réunissant les composants essentiels à la réalisation d'un système robotique, cette liaison représente donc un composant modulaire intéressant pour la synthèse de notre dispositif, et au delà pour la conception de systèmes robotiques intégrés.

### Architecture

Comme pour le premier dispositif, nous mettons ici en place la démarche RBR, en commençant par le choix d'une architecture parmi les quatre présentées dans la section 4.2.2. L'ajout des fonctions de perception et de blocage conduit à l'augmentation de la longueur de la liaison, si bien qu'une architecture basée sur des parallélogrammes est difficilement compatible avec la conception d'un système compact possédant un large espace de travail. A l'inverse, l'architecture sphérique se prête bien à cette configuration, car la longueur des liaisons n'a pas d'impact sur l'espace de travail, mais seulement sur la compacité du dispositif. Nous avons donc choisi pour ce cas d'application une configuration sphérique série, pour obtenir le système

le plus compact possible, et pour éviter les problèmes de collision en configuration parallèle mentionnés dans la section 4.2.2.

Le schéma cinématique du dispositif est présenté dans la figure 4.17. Deux liaisons pivot sont employées, notées  $L_1$  et  $L_2$ , toutes deux concourantes vers le point d'insertion de l'aiguille  $O$ . Huit paramètres géométriques définissent l'architecture : la longueur de chacun des segments définie par les angles  $a_{01}$ ,  $a_{12}$  et  $a_{23}$ , la position angulaire initiale de chacune des liaisons actives  $\theta_{1,0}$ ,  $\theta_{2,0}$ , l'amplitude angulaire maximale de ces liaisons  $\theta_{1,m}$ ,  $\theta_{2,m}$  et le rayon du mécanisme  $r_m$ . Afin de choisir la valeur de chacun de ces paramètres en fonction de l'espace de travail souhaité, le modèle géométrique direct est utilisé. Au lieu de l'exprimer par rapport aux angles de rotation de l'aiguille, nous avons ici choisi de l'exprimer au travers des coordonnées du point  $A$  défini sur la figure 4.17. Nous obtenons donc les coordonnées du point  $A$  en fonction des valeurs de  $\theta_1$  et  $\theta_2$ , comme défini dans l'équation (4.14). L'axe de l'aiguille est alors modélisé par le vecteur  $\overrightarrow{OA}$ .

$$\begin{aligned} \overrightarrow{OA} &= \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \end{bmatrix} = R_0^1 \cdot R_1^2 \cdot R_2^3 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ R_0^1 &= \begin{bmatrix} c\theta_1 & -s\theta_1 & 0 \\ s\theta_1 \cdot c\alpha_{01} & c\theta_1 \cdot c\alpha_{01} & s\alpha_{01} \\ -s\theta_1 \cdot s\alpha_{01} & -c\theta_1 \cdot s\alpha_{01} & c\alpha_{01} \end{bmatrix} \\ R_1^2 &= \begin{bmatrix} c\theta_2 & -s\theta_2 & 0 \\ s\theta_2 \cdot c\alpha_{12} & c\theta_2 \cdot c\alpha_{12} & s\alpha_{12} \\ -s\theta_2 \cdot s\alpha_{12} & -c\theta_2 \cdot s\alpha_{12} & c\alpha_{12} \end{bmatrix} \\ R_2^3 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c\alpha_{12} & s\alpha_{12} \\ 0 & -s\alpha_{12} & c\alpha_{12} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{4.14}$$

avec  $c\theta_i = \cos(\theta_i)$ , et  $s\theta_i = \sin(\theta_i)$ ,  $i \in [1, 2]$ .

Par un processus itératif, incluant la vérification des collisions sur une maquette numérique de l'ensemble, l'utilisation du modèle géométrique direct nous permet de converger vers un jeu de paramètres. Ce jeu permet d'obtenir l'espace de travail souhaité, ici un cône d'ouverture  $90^\circ$ , tout en assurant l'absence de collision avec le patient, c'est dire  $A_y > 0$  dans le repère  $(O, X_0, Y_0, Z_0)$ . Nous obtenons les valeurs suivantes :  $a_{01} = 15^\circ$ ,  $a_{12} = 75^\circ$ ,  $a_{23} = 58^\circ$ ,  $\theta_{1,0} = -27^\circ$ ,  $\theta_{2,0} = -85^\circ$ ,  $\theta_{1,m} = 52^\circ$ ,  $\theta_{2,m} = 63^\circ$ . La valeur de  $r_m$  ne peut être calculée qu'une fois les liaisons intégrées. L'espace de travail alors obtenu, représenté au travers de l'ensemble des positions atteignables par la point  $A$ , est présenté dans la figure 4.18. Du fait de l'architecture choisie, sa forme n'est pas conique, mais comme le montre cette même figure, il contient l'espace de travail souhaité. La présence de butées physiques sur chacune des liaisons permet de s'assurer par ailleurs qu'aucune position singulière n'est atteinte, validant ainsi les propriétés cinématiques du mécanisme.

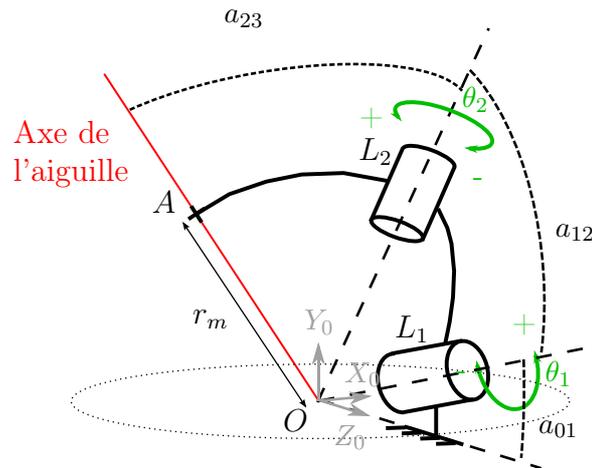


FIGURE 4.17 – Schéma cinématique du second dispositif.

### Passage au mécanisme compliant

Dans cette étape, nous allons intégrer les liaisons multi-fonctions au sein du mécanisme. Pour cela, chacun des paramètres la définissant doit être sélectionné. Les liaisons  $L_1$  et  $L_2$  doivent avoir des amplitudes angulaires respectives de  $52^\circ$  et  $63^\circ$ . En suivant les règles de conception définies dans la section 2.4.3, les paramètres  $\alpha$  des liaisons HSC correspondantes sont donc respectivement fixés à  $60^\circ$  et  $72^\circ$ . Pour des raisons d'encombrement, le diamètre  $D$  de chaque liaison est fixé à 8 mm, le pas  $p$  à 10 mm et la valeur de l'épaisseur  $e$  à 1 mm pour toutes les liaisons HSC employées. Ces valeurs restent en accord avec les règles de conception définies dans le chapitre 2. La résolution du codeur est fixée à  $1^\circ$ , ce qui explique la valeur choisie dans la section 3.1.4 du chapitre 3. Les valeurs des paramètres géométriques du système de freinage et du codeur sont donc celles testées dans le chapitre 3.

Les paramètres géométriques  $L$  et  $r_m$  sont à définir en fonction de l'encombrement maximal du dispositif d'une part, et de la taille de la zone libre autour du point d'insertion d'autre part (définie dans la figure 4.1), sachant que  $r_m$  doit rester supérieur à  $L/2$ . La longueur  $L$  est choisie de manière à avoir un dispositif le plus compact possible tout en permettant l'intégration des différentes fonctions, ce qui conduit à  $L = 60$  mm. La longueur totale de la liaison multi-fonctions est alors égale à 80 mm. Nous obtenons finalement  $r_m = 65$  mm, soit un dispositif d'une hauteur de 105 mm, valeur qui semble tout à fait acceptable par rapport à la compacité recherchée.

Il reste à calculer la matrice de compliance du système via la méthode présentée dans la section 4.2.2. L'étude des diagrammes de conception (fig. 2.28) nous permet d'obtenir les matrices de compliances  $C_1$  et  $C_2$  de chacune des liaisons HSC composant les liaisons multi-fonctions dans leur repère local, soit :

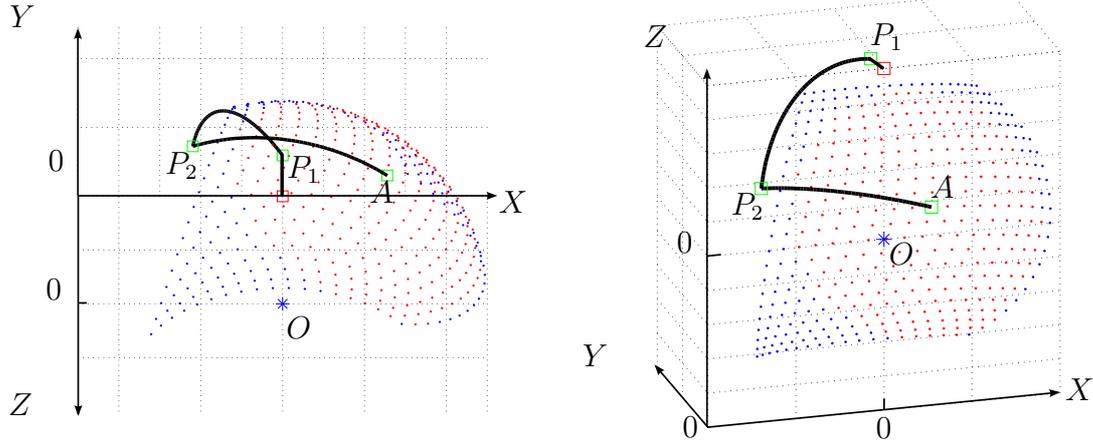


FIGURE 4.18 – Ensemble des positions atteignables par le point  $A$  après dimensionnement. Les traits noirs représentent la position du mécanisme à l'état initial, les points bleus l'ensemble des positions atteignables, et les points rouges ceux contenus dans l'espace de travail souhaité.

$$\begin{aligned} C_1 &= \text{diag}(0.042, 0.042, 0.14, 0.0014, 0.0013, 0.29) \\ C_2 &= \text{diag}(0.071, 0.071, 0.215, 0.0025, 0.0024, 0.28) \end{aligned} \quad (4.15)$$

Comme précédemment, les compliances relatives à des efforts sont ici en  $\text{mm.N}^{-1}$  et celles relatives à des moments en  $\text{rad.N}^{-1}.\text{mm}^{-1}$ , ce qui est le cas pour toutes les matrices présentées par la suite. En appliquant l'équation (4.13), nous obtenons les matrices de compliance  $C_{1,r}$  et  $C_{2,r}$  au centre des liaisons multi-fonctions  $L_1$  et  $L_2$  :

$$\begin{aligned} C_{1,r} &= \text{diag}(0.021, 0.022, 0.07, 2.31e^{-5}, 2.25e^{-5}, 0.14) \\ C_{2,r} &= \text{diag}(0.036, 0.036, 0.11, 3.8e^{-5}, 3.8e^{-5}, 0.14) \end{aligned} \quad (4.16)$$

Finalement, la diagonale de la matrice de compliance globale du mécanisme  ${}^O C_{tot,sph}$ , exprimée au point  $O$  dans le repère  $(O, X_0, Y_0, Z_0)$  est donnée dans l'équation (4.17). Etant donnée la configuration de l'architecture (fig. 4.17), les deux compliances principales sont ici  $c_{44}$  et  $c_{66}$  car les mouvements souhaités sont les rotations autour de  $X_0$  et  $Z_0$ . Pour la normalisation, nous choisissons également la distance entre les points  $A$  et  $O$  (correspondant ici à  $r_m$ ) comme longueur de référence  $L_R$ , soit 65 mm. En pondérant les compliances  $c_{11}$ ,  $c_{22}$  et  $c_{33}$  par  $L_R^2$  et en divisant ensuite tous les coefficients par  $c_{66}$ , ici la plus grande des deux compliances principales, nous obtenons la diagonale de la matrice de compliance globale normalisée  ${}^O \tilde{C}_{tot,sph}$ , exprimée dans l'équation (4.17).

$$\begin{aligned} \text{diag}({}^O C_{tot,sph}) &= (0.238, 0.304, 0.27, 0.12, 0.02, 0.14) \\ \text{diag}({}^O \tilde{C}_{tot,sph}) &= (4.02e^{-4}, 5.14e^{-4}, 4.56e^{-4}, 0.86, 0.14, 1) \end{aligned} \quad (4.17)$$

Un ratio d'un ordre de grandeur de  $1e^{-4}$  est obtenu entre les valeurs normalisées des rotations et des translations. De plus, en observant les trois derniers coefficients,

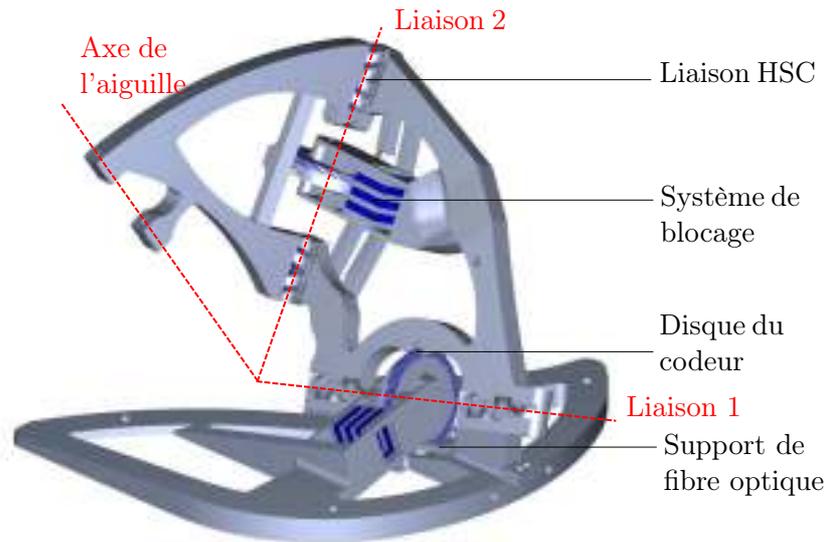


FIGURE 4.19 – Modèle CAO du second dispositif.

nous remarquons que les rotations autour des axes  $X_0$  et  $Z_0$  sont privilégiées, ce qui est cohérent avec le comportement cinématique souhaitée, et valide donc le mécanisme choisi.

### Modèle CAO

Le modèle CAO est conçu de manière à éviter les collisions entre les volumes. La partie la plus complexe est l'intégration des câbles, particulièrement pour actionner  $L_2$ . Les éléments de guidage doivent alors être conçus de manière à minimiser le plus possible les frottements. Pour cela, nous avons réduit le nombre de points de contact avec la structure. Des volumes ont aussi été ajoutés de manière à maintenir les fibres optiques au niveau des disques en rotation, afin de s'assurer qu'elles ne bougent pas durant le mouvement. Le modèle CAO finalement obtenu est présenté dans la figure 4.19.

### 4.4.3 Fabrication

Trois pièces doivent être produites : la pièce principale correspondant au bras du dispositif et un bouchon pour chaque système de blocage. Comme pour le dispositif précédent, la finition mate est choisie de manière à obtenir des pièces d'aspect uniforme. Le plateau de fabrication mis en place lors du pré-traitement, est présenté dans la figure 4.20 a), et les pièces obtenues avant post-traitement et après post-traitement sont présentées dans les figures 4.20 b) et c). Il reste ensuite à coller chacun des deux bouchons et à ajouter les éléments permettant de transmettre la pression, les signaux lumineux et le mouvement. Pour acheminer l'air sous pression, nous avons utilisé des tubes souples en plastique de diamètre extérieur 4 mm. Les



FIGURE 4.20 – Vues du deuxième dispositif : a) durant le pré-traitement, b) après fabrication, c) après post-traitement.

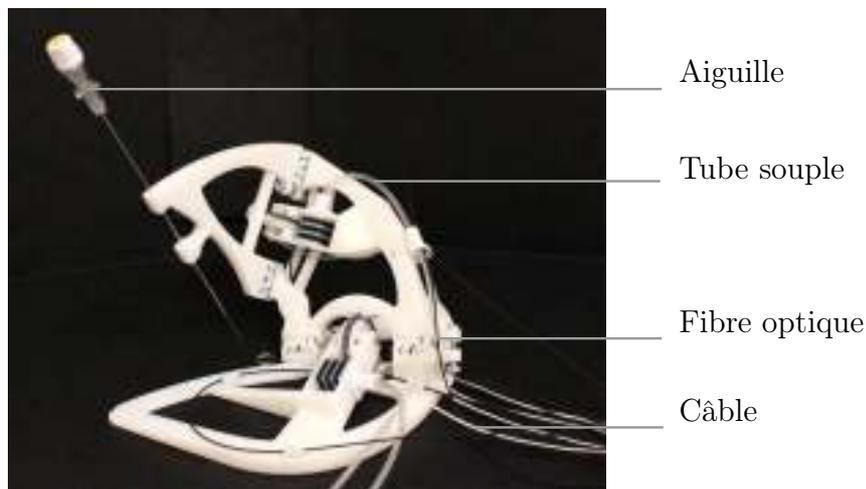


FIGURE 4.21 – Second dispositif après assemblage.

fibres optiques employées pour transmettre la lumière jusqu'aux disques des codeurs sont de la marque Keyence, d'un diamètre de 0.75 mm. Enfin, nous avons utilisé les mêmes câbles que le dispositif précédent pour transmettre le mouvement. Le système, ainsi assemblé, est présenté dans la figure 4.21. La masse du système une fois assemblé est de 350 grammes.

#### 4.4.4 Validation

Comme précédemment, le dispositif est d'abord actionné afin d'observer qualitativement les déplacements de l'effecteur. Une rotation de l'aiguille autour du point  $O$  est effectivement réalisée. Ensuite, deux éléments importants doivent être étudiés : la précision et le débattement du mouvement, et l'efficacité du maintien en position.

Pour le premier élément, une évaluation quantitative est conduite en suivant le même protocole que pour le premier dispositif. Des clichés de la position de l'aiguille sont acquis dans les plans images perpendiculaires  $P'_1$  et  $P'_2$  (fig. 4.13), de manière à pouvoir reconstruire la direction de l'axe de l'aiguille  $d_i$  dans ces mêmes plans.

Ensuite, en utilisant l'équation (4.12), le point  $R$  est reconstruit. La moyenne des distances entre les droites  $d_i$  et  $R$  permet alors de quantifier la précision du centre de rotation déporté. Nous obtenons 0.40 mm pour le plan  $P_1$  et 0.35 mm pour le plan  $P_2$ . Inférieure au millimètre, cette précision est adéquate pour notre application. A l'inverse du premier dispositif, il est difficile de déplacer l'aiguille dans un même plan durant l'essai, étant donné l'architecture choisie. De ce fait, l'amplitude maximale, et par conséquent l'espace de travail, n'est pas quantifiable par ce test. Cependant, le débatement de chacune des liaisons a été validé de façon indépendante, ce qui laisse supposer que l'espace de travail souhaité est atteint. Afin de compléter son évaluation, d'autres tests sont à réaliser.

La fonction de freinage a été évaluée expérimentalement de façon indépendante dans le chapitre 3 pour les géométries utilisées ici. Afin de valider le fonctionnement des freins une fois intégrés dans le mécanisme, nous avons essayé de reproduire les interactions qui peuvent exister entre le praticien et le dispositif au travers la manipulation de l'aiguille. Aucun déplacement du dispositif n'a alors été constaté. Ces résultats sont encourageants, même si l'approche reste qualitative. Une évaluation quantitative serait souhaitable. Cette tâche est cependant complexe, étant donné la difficulté à reproduire les interactions avec le radiologue. Une étude complète devrait alors être réalisée, impliquant des systèmes de mesure d'effort en routine clinique.

#### 4.4.5 Synthèse

Pour conclure, ce second dispositif a pu être conçu en exploitant la démarche RBR, ici adaptée à la conception de mécanismes compliants assurant des fonctions de perception et de blocage. Pour cela, nous avons conçu une liaison multi-fonctions qui intègre ces fonctions autour de la liaison HSC. Le dispositif ainsi obtenu permet non seulement de sélectionner l'orientation souhaitée, mais le système de blocage permet aussi le maintien de cette position lors de l'insertion de l'aiguille. Le dispositif sert alors de guide au radiologue pour l'insertion de l'aiguille, une correction pouvant éventuellement être mise en place, grâce à la fonction de perception. Sa masse est de 350 grammes et sa hauteur de 105 mm, caractéristiques en accord avec le cahier des charges.

Contrairement au premier dispositif, ce système ne présente aucune liaison colinéaire à l'axe de l'aiguille. De ce fait, un système d'insertion de l'aiguille peut facilement être intégré de manière à pouvoir contrôler à distance à la fois l'orientation et l'insertion. C'est ce que nous proposons de faire via le développement du troisième dispositif.

### 4.5 Un assistant pour l'orientation et l'insertion

#### 4.5.1 Principe et utilisation

Etant donné les procédures réalisées actuellement en radiologie interventionnelle percutanée, nous avons identifié dans le chapitre 1 qu'un contrôle déporté à la fois

Systeme	P	O	I	Compat.	Pos. / Im.
Dispositif 3		 	 	 	

TABLEAU 4.4 – Situation du troisième dispositif par rapport aux dispositifs existants présentés dans le tableau 1.1

des tâches d'orientation et d'insertion est intéressant. C'est cette problématique que nous abordons dans cette section, en proposant un troisième dispositif permettant la réalisation de ces deux tâches de façon déportée. Pour cela, nous proposons d'associer le second dispositif avec les solutions technologiques développées pour l'insertion dans le chapitre 3. Par rapport à la grille d'analyse des systèmes existants présentée dans le premier chapitre (tableau 1.1), le tableau 4.4 permet de positionner ce troisième dispositif.

Ce troisième dispositif est aussi l'occasion d'étudier les composantes du dispositif qui se situent en amont de l'actionnement par câbles. En effet, comme mentionné dans la section 3.1.1, ce type d'actionnement peut poser des problèmes d'intégration, notamment pour des longueurs importantes. De plus, nous souhaitons réaliser un dispositif simple d'utilisation, de manière à ne pas rendre plus complexe la procédure. Son utilisation passe alors par une interface avec l'utilisateur. Ces questions sont abordées dans un premier temps.

## 4.5.2 Actionnement des câbles et interface avec l'utilisateur

### Actionnement des câbles

Jusqu'à maintenant, les câbles étaient actionnés de façon manuelle, le but étant seulement de vérifier les propriétés cinématiques des mécanismes. Afin de faciliter l'utilisation du dispositif, des actionneurs sont intégrés en partie amont de ces câbles. Du fait de la faible raideur des liaisons compliantes et de la légèreté du dispositif, l'énergie nécessaire pour l'actionnement des câbles est faible. De plus, le positionnement antagoniste des câbles permet l'utilisation de seulement deux actionneurs. Pour ce faire, nous proposons d'utiliser un actionneur rotatif sur lequel est placé un palonnier circulaire de même diamètre que celui utilisé sur le dispositif. Pour les moteurs rotatifs, nous avons choisi d'utiliser des servomoteurs, car ils sont directement contrôlés en position et leur faible puissance suffit au pilotage de tels systèmes. La solution retenue pour l'actionnement des câbles est présentée dans la figure 4.22.

### Transmission du mouvement

L'emploi des câbles permet de placer l'actionnement en dehors de l'environnement du scanner, et donc de s'affranchir des problèmes de compatibilité. En revanche, comme mentionné dans le tableau 3.1, les câbles doivent être en constante

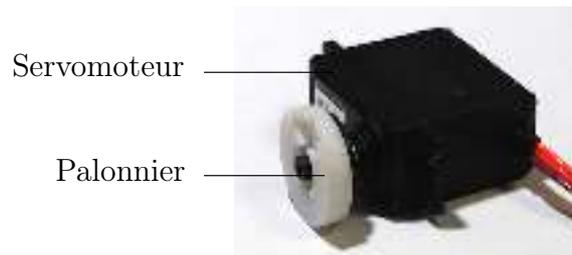


FIGURE 4.22 – Servomoteur pour l'actionnement des câbles.

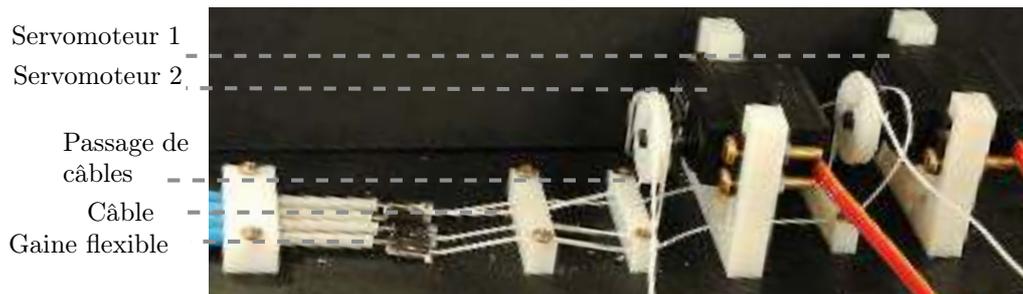


FIGURE 4.23 – Système d'actionnement du dispositif.

tension pour pouvoir transmettre le mouvement. Dès lors, il est difficile de les intégrer sur des longueurs importantes. Les dispositifs développés sont de plus placés sur le patient, ce qui rend l'application de la tension difficile. Pour limiter la longueur des câbles et permettre une liberté dans les changements de direction entre les actionneurs et le dispositif, nous proposons l'ajout, à la suite des câbles, d'un second type de transmission de mouvements, à savoir des gaines coulissantes flexibles. La puissance d'actionnement nécessaire est alors augmentée du fait de la rigidité propre des gaines et des frottements additionnels, mais cette puissance reste compatible avec une installation en environnement médical. Le système d'actionnement final, intégrant à la fois la motorisation et la mise en place des gaines est détaillé dans la figure 4.23.

### Contrôle et interface avec l'utilisateur

Nous avons dans le début de ce chapitre évoqué l'apport de solutions exploitant un mode simple de commande en boucle ouverte, par le radiologue. Afin de définir la consigne en orientation, une interface est nécessaire, dont l'utilisation doit être simple pour le radiologue. Nous avons pour cela choisi une interface commerciale intégrant un joystick, pour le choix de l'orientation, et deux interrupteurs monostables, pour la mise en mouvement de l'aiguille dans un sens comme dans l'autre. Cette interface est présentée dans la figure 4.24. Afin de valider la faisabilité du système dans son ensemble, une commande en boucle ouverte est appliquée. Etant donnée l'architecture du dispositif et la position de chacune des liaisons actives par

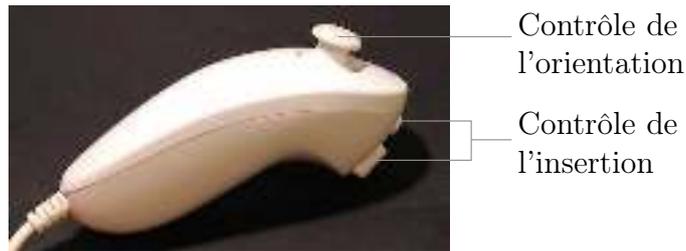


FIGURE 4.24 – Interface pour le contrôle de l'orientation de l'aiguille et son insertion.

rapport à l'aiguille, la liaison  $L_1$  oriente l'aiguille autour de l'axe  $Z_0$  et la liaison  $L_2$  autour de l'axe  $X_0$ . Testée par plusieurs utilisateurs, cette commande s'est avérée suffisante pour un contrôle en boucle ouverte du système.

### 4.5.3 Développement d'un composant pour l'insertion de l'aiguille

La seconde tâche que nous souhaitons robotiser est l'insertion de l'aiguille. Dans le chapitre 3, nous avons choisi d'utiliser un actionneur inchworm, qui permet une insertion par prises successives de l'aiguille (fig. 3.20). Dans ce même chapitre, nous avons développé un des composants de ce système, à savoir l'actionneur générant le mouvement de translation. Basée sur une structure auxétique intégrée à une membrane en élastomère, la solution retenue présente une compacité compatible avec notre application. Dans la suite de cette section, nous allons introduire les éléments préhenseurs, puis l'actionneur inchworm complet, testé expérimentalement.

#### Présentation de l'actionneur inchworm

Les deux préhenseurs constituant l'actionneur inchworm sont identiques. Ils sont adaptés des travaux réalisés par M. Nierenberger [Wach 2014]. Chaque préhenseur consiste en un anneau creux, dont la partie intérieure est en élastomère et la partie extérieure en polymère rigide (fig. 4.25). Afin d'activer la préhension, la chambre ainsi formée est mise sous pression, ce qui a pour effet de réduire le diamètre intérieur du fait du gonflement de la partie élastomère. Une vue du modèle CAO ainsi qu'une coupe sont présentées dans la figure 4.25. Le système est dimensionné pour une pression de 3 bars. Etant donné que le système comporte une chambre sous pression, donc hermétique, des ouvertures condamnées par la suite par des bouchons ont été aménagées de manière à pouvoir retirer la matière support après fabrication. Des vues du système avant fabrication dans le logiciel de pré-traitement et une fois fabriqué sont présentées dans la figure 4.26.

L'effort d'insertion que le préhenseur peut supporter a été déterminé. Pour cela, une masse a été suspendue à l'aiguille une fois le préhenseur actionné. Les résultats sont présentés dans [Wach 2014], une valeur maximale de 15 N ayant été mesurée. Cette valeur est supérieure à l'effort maximal d'insertion considéré de 10 N. Nous



FIGURE 4.25 – Système de préhension de l'aiguille. a) Principe. b) Vue en coupe du modèle CAO. c) Vue 3D du modèle CAO.

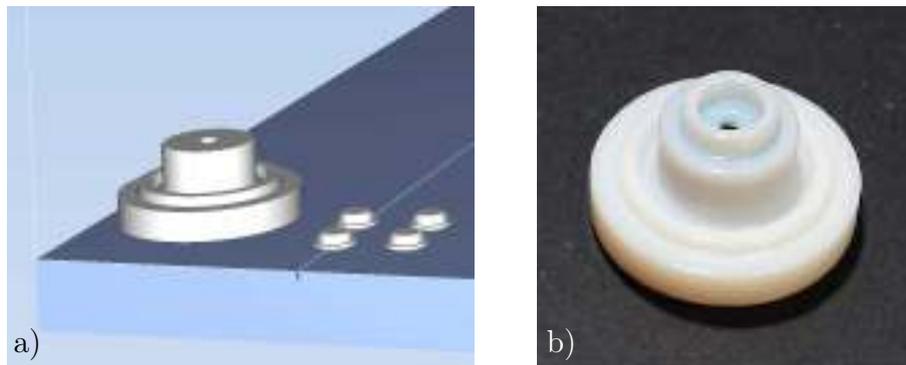


FIGURE 4.26 – Système de préhension : a) lors du pré-traitement, b) après post-traitement.

avons maintenant tous les composants de l'actionneur inchworm à notre disposition. L'actionneur inchworm peut donc être réalisé dans son intégralité.

Pour ce faire, un préhenseur est placé à chaque extrémité de l'actionneur. Avec un diamètre inférieur au diamètre intérieur du tube, les préhenseurs peuvent même être insérés à l'intérieur du tube, de manière à obtenir un système aussi compact que l'actionneur auxétique. Un conduit est aménagé au centre de l'actionneur linéaire, de manière à permettre le passage de l'aiguille. Une vue en coupe du système est présentée dans la figure 4.27. L'actionneur inchworm doit être conçu de manière à pouvoir retirer la matière support à l'intérieur des chambres, soit par l'intermédiaire de bouchons, soit en réalisant le système en plusieurs pièces collées par la suite. Dans ce cas, il est important de s'assurer que les surfaces collées soient en matière rigide, de manière à pouvoir exercer un effort lors du collage. Nous proposons de fusionner les volumes de matière du premier préhenseur à ceux de l'actionneur. Pour permettre le nettoyage de la matière support à l'intérieur du préhenseur, des ouvertures, donnant sur l'extérieur du système et condamnées par des bouchons, sont ajoutées. Le second préhenseur est fabriqué à part puis collé. En choisissant de fabriquer l'actionneur en position verticale et en finition brillante, aucune matière support n'est présente à l'intérieur de l'actionneur. De cette manière, le nettoyage est grandement simplifié, notamment au niveau de l'intérieur de la chambre de l'actionneur auxétique. Le

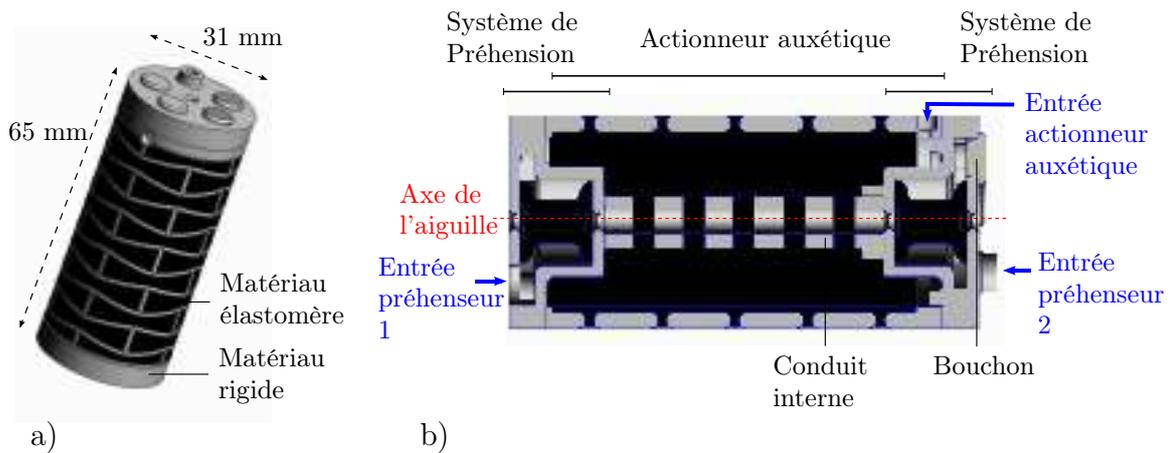


FIGURE 4.27 – Modèle CAO de l'actionneur inchworm : a) Vue 3D, b) Vue en coupe.

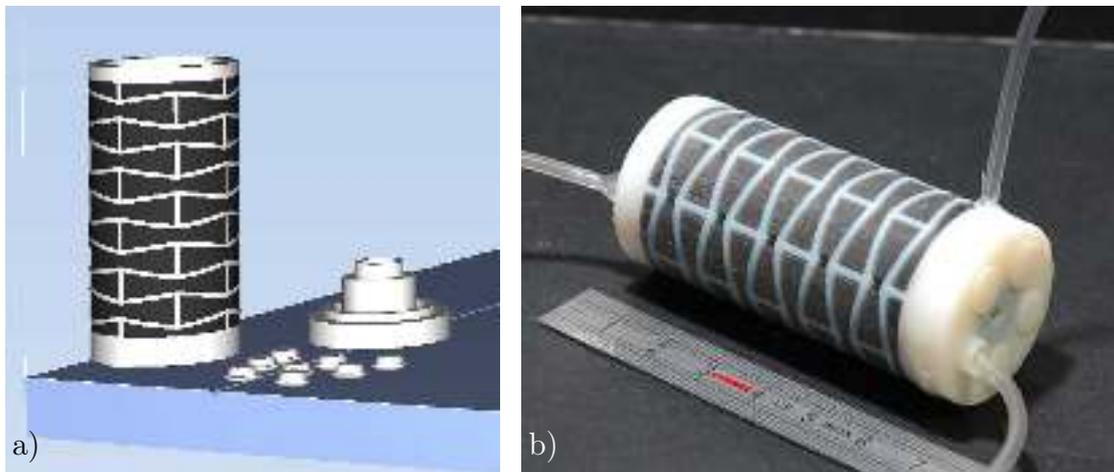


FIGURE 4.28 – a) Actionneur auxétique lors du pré-traitement. b) Actionneur auxétique après assemblage.

système final, tel que positionné sur le plateau est présenté dans la figure 4.28, ainsi que le système réel une fois collé.

### Validation expérimentale

Pour valider le fonctionnement de l'actionneur inchworm, nous utilisons le banc de test développé pour tester l'actionneur auxétique, présenté dans la figure 3.30. Le télémètre laser est ici dirigé sur l'aiguille, comme montré dans la figure 4.29. Une des extrémités de l'actionneur inchworm est maintenue bloquée, correspondant au préhenseur 2, l'autre étant mobile. Trois valves à commutation rapide sont employées, afin de pouvoir commander de façon indépendante la pression dans les trois actionneurs (les deux préhenseurs et l'actionneur auxétique). Les signaux de commande de chacune des valves sont alors émis de manière à reproduire le mouvement inchworm,

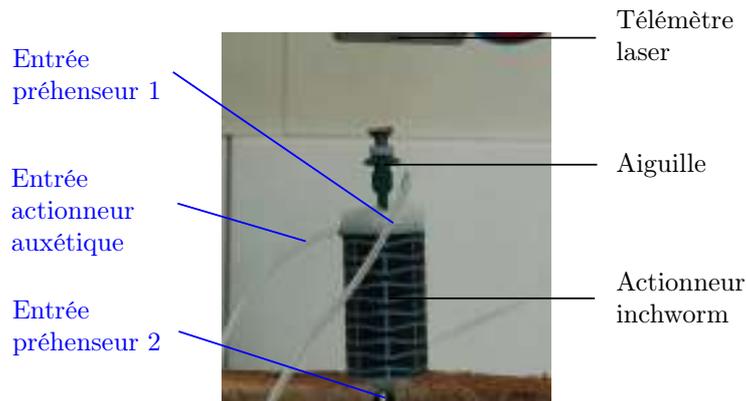


FIGURE 4.29 – Banc de test pour mesurer l'avance de l'actionneur inchworm.

introduit dans la figure 3.20, et repris ici dans la figure 4.30 a). Un cycle d'avance comporte six étapes, pour translater l'aiguille tout en assurant son maintien par l'un ou l'autre des préhenseurs. Les signaux de commande utilisés sont présentés dans la figure 4.30 b). Les durées relatives d'application des pressions n'y sont pas optimisées, l'objectif étant de valider la cinématique. La pression correspondante appliquée dans chacune des chambres des trois actionneurs est montrée dans la figure 4.30 c). A l'état haut, les pressions sont égales à 3 bars et 1 bar, respectivement pour les deux préhenseurs et l'actionneur auxétique, conformément aux spécifications. La figure 4.30 d) présente enfin l'évolution de l'avance de l'aiguille obtenue au cours du temps.

Plusieurs observations sont possibles à partir de ces graphiques. Une avance par palier est réalisée, avec une avance par cycle de 1.1 mm. Cela valide le fonctionnement de l'actionneur inchworm. Nous observons cependant un léger recul de l'aiguille durant l'étape E1. Pendant cette étape, seul le préhenseur 1, c'est-à-dire la partie mobile de l'actionneur inchworm, maintient l'aiguille. La rétraction de l'actionneur auxétique, du fait du comportement viscoélastique mis en évidence dans la section 3.2.4, impacte ici le mouvement de l'aiguille. Cette influence doit pouvoir être minimisée en adaptant la durée de l'étape E1 dans le cycle de commande, non optimisé ici comme précisé plus haut. Sur la phase d'avance de l'aiguille seule (étape E2), une avancée de 1.5 mm est constatée, à comparer au 3 mm obtenus avec le modèle de l'actionneur auxétique. Cette variation est essentiellement due au changement de géométrie afin de permettre le passage de l'aiguille à l'intérieur de l'actionneur inchworm. L'avance obtenue reste cependant tout à fait satisfaisante pour notre application, et il n'est pas nécessaire d'itérer sur la géométrie de l'actionneur auxétique.

Un second test est réalisé afin d'observer la course de l'aiguille sur un nombre de cycle plus important. Le résultat est présenté dans la figure 4.31, montrant l'avance de l'aiguille en fonction du temps. La courbe obtenue présente des cycles réguliers en terme d'avance, un comportement conforme à celui attendu du composant. De plus, cette courbe permet de calculer une vitesse d'avance moyenne, qui est ici de

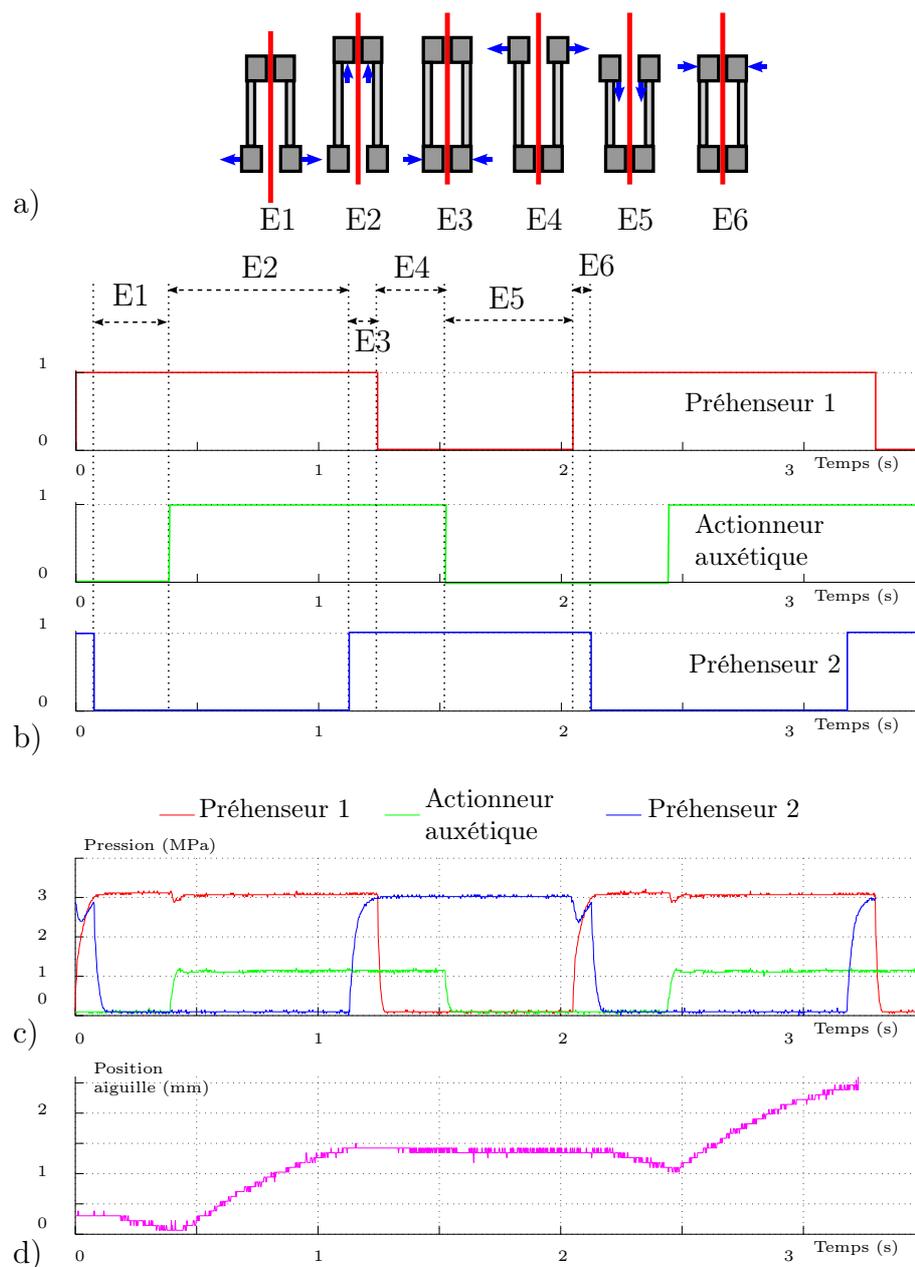


FIGURE 4.30 – a) Décomposition du cycle d’avance de l’actionneur inchworm. b) Schématisation des signaux de commande utilisés. c) Mesure des pressions en entrée des préhenseurs 1 et 2 et de l’actionneur auxétique relevées. d) Mesure de l’avance de l’aiguille.

0.5 mm/s. Une fois de plus, le phénomène de retrait de l’actionneur auxétique est ici observé. Comme évoqué, une réduction de la durée de l’étape E1 permettrait alors de réduire ce phénomène et donc d’améliorer les performances de l’actionneur en terme de vitesse d’avance.

Le comportement obtenu expérimentalement valide les choix que nous avons réalisés pour la conception de l’actionneur inchworm. Il présente une compacité et une

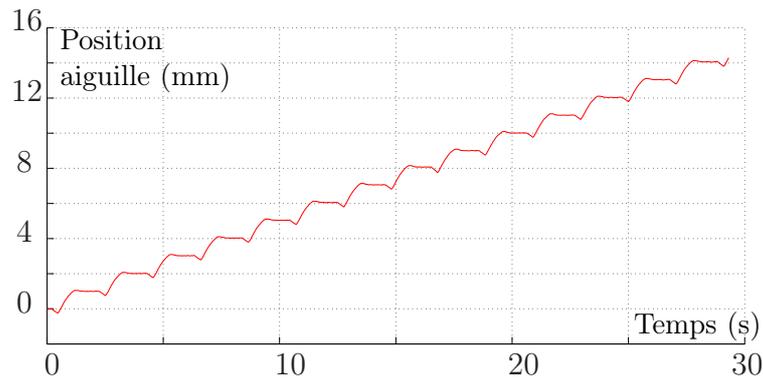


FIGURE 4.31 – Evolution de la position de l’aiguille au cours du temps pour 14 cycles.

fiabilité intéressante vis-à-vis de notre application. Sur l’ensemble des tests réalisés, plus de 500 cycles ont été effectués, sans détérioration apparente des performances de l’actionneur. Avec le cycle de commande utilisé actuellement, la vitesse d’avance est de 0.5 mm/s, soit un enfoncement de l’aiguille de 3 centimètres par minute. La fréquence du cycle de commande a été choisie de manière à pouvoir observer aisément son fonctionnement. Une optimisation de ce cycle sera réalisée par la suite, afin de supprimer l’effet de rétraction de l’actionneur mis en avant et d’améliorer la vitesse d’avance.

#### 4.5.4 Synthèse du dispositif final

A ce stade, nous avons à notre disposition un dispositif qui permet de contrôler de façon sûre l’orientation de l’aiguille, et un composant permettant d’assurer son insertion. Le dispositif d’insertion a été conçu de façon à être compact et à pouvoir être intégré au dispositif d’orientation. De ce fait, la synthèse du troisième dispositif pour la radiologie interventionnelle consiste à fusionner le modèle CAO du second dispositif avec le composant permettant l’insertion sur l’axe de l’aiguille. Le modèle CAO permet alors de s’assurer qu’aucune collision n’existe. Il est présenté dans la figure 4.32.

A l’écriture de ces lignes, la production du dispositif n’est pas achevée. Les deux tâches que sont le contrôle de l’orientation et de l’insertion ayant été validées de façon séparée, les performances du dispositif devraient être intéressantes vis-à-vis de l’application.

#### 4.5.5 Synthèse

Le dispositif introduit dans cette section permet de réaliser de façon déportée à la fois l’orientation et l’insertion de l’aiguille. Il est conçu comme une évolution du second dispositif développé. En effet, il reprend la même architecture pour l’orientation, à laquelle un composant permettant l’insertion de l’aiguille est ajouté en guise d’organe terminal. La hauteur du dispositif est de 120 mm et sa masse de



FIGURE 4.32 – Modèle CAO du troisième dispositif.

450 grammes, ce qui est cohérent avec notre application et en accord avec le cahier des charges. Même si le dispositif n'a pas encore été fabriqué, nous pensons que les performances en terme de débattement et de compliance du mécanisme sont potentiellement identiques au second dispositif, ce qui sera vérifié une fois le dispositif produit.

Pour conclure, ce dispositif est le plus abouti des trois dispositifs développés dans ce chapitre. Il permet la réalisation de deux des trois tâches de la procédure de façon robotisée, ce qui était le but de ces travaux. Il valide ainsi l'approche que nous avons proposée au début de ce document, à savoir la conception et la réalisation de dispositifs monoblocs via l'emploi de la fabrication additive multi-matériaux.

## 4.6 Synthèse du chapitre 4

Dans ce chapitre, après avoir précisé le besoin, nous avons développé trois dispositifs différents répondant chacun à un cahier des charges spécifique. Ils voient tous l'utilisation de liaisons HSC et de l'approche cinématique pour la conception de mécanismes monoblocs, l'emploi de la fabrication additive multi-matériaux permettant d'obtenir des performances intéressantes en terme de compacité, de compliance, d'espace de travail et de masse. Le premier dispositif permet de réaliser la tâche d'orientation de l'aiguille de façon déportée. Son architecture est basée sur des mécanismes parallélogrammes placés en parallèle et assure l'existence d'un centre de rotation déporté afin de laisser libre le point d'insertion. Ce dispositif ne garantit pas le maintien de la trajectoire choisie durant l'insertion. C'est l'objet du développement d'un second dispositif. Il est basé sur une architecture sphérique série,

qui intègre, au niveau de chaque liaison un système de freinage par manque d'énergie et un codeur optique. Ces deux éléments permettent de bloquer chaque liaison active dans une position donnée et donc d'assurer la trajectoire de l'aiguille, voire même de la corriger grâce aux composants assurant la perception. Pour ces deux premiers dispositifs, la stérilité peut être envisagée en insérant les dispositifs dans des enveloppes stériles. Il n'y a donc pas d'obstacle important à leur usage en milieu médical.

Afin d'atteindre notre objectif initial, à savoir la réalisation des tâches d'orientation et d'insertion de manière robotisée, un composant assurant l'insertion de l'aiguille doit être ajouté au second dispositif. C'est l'objectif de la conception du troisième dispositif. Un système pneumatique basé sur un mouvement inchworm est développé afin de permettre la translation de l'aiguille. Ce composant est intégré à la structure du dispositif d'orientation de manière à obtenir un dispositif assurant l'orientation et l'insertion. En terme de performances, il présente potentiellement un espace de travail, une compacité, une masse et une précision de mouvement qui sont en accord avec nos objectifs. Ces éléments ont été testés indépendamment, et d'autres tests expérimentaux vont être conduits afin de valider ce dernier dispositif. Pour ce dernier système, la gestion de la stérilité est à envisager différemment de celle des deux autres dispositifs. L'actionneur inchworm peut difficilement être placé dans un sachet stérile, l'aiguille passant à travers le composant et étant en contact avec les préhenseurs. Une stérilisation du composant doit a priori être envisagée. Des techniques de stérilisation à basse température pour composants polymères existent, qu'il s'agira là de tester à l'avenir sur ces composants. Cette gestion de la stérilité ne paraît pas une contrainte majeure pour de tels dispositifs, étant donné leur nature passive et quasiment monobloc.



# Conclusion

## Synthèse des travaux réalisés

Les travaux présentés dans ce manuscrit ont pour objectif la conception et la réalisation de nouveaux dispositifs robotisés pour la radiologie interventionnelle percutanée avec guidage par scanner X ou IRM. A notre sens, les contraintes importantes alors à prendre en compte sont la compacité du système, sa compatibilité avec l'imageur et avec la procédure. Pour cela, après avoir analysé les procédures réalisées actuellement et étudié les systèmes existants, nous avons choisi de concevoir un dispositif monté patient, permettant un contrôle des tâches d'orientation et d'insertion de l'aiguille de façon déportée. En terme de conception, il nous est apparu évident que pour les systèmes existants le ratio entre le nombre de mobilités contrôlées par le dispositif et sa compacité pouvait être amélioré. Pour cela, nous avons formulé trois propositions :

- la réduction du nombre de pièces composant les dispositifs, allant si possible jusqu'à la conception de systèmes monoblocs, dans le but d'améliorer la compacité.
- l'emploi de matériaux souples et rigides dans une même pièce, autorisant de plus grandes déformations par rapport à un système composé uniquement de matériaux rigides, ce qui permet d'améliorer la compacité pour obtenir des déformations relatives équivalentes.
- l'utilisation de la fabrication additive multi-matériaux comme procédé de fabrication, qui permet la réalisation de dispositifs à la fois monoblocs et multi-matériaux, auxquels s'ajoute une grande liberté dans la définition des formes des pièces produites.

La combinaison de ces trois propositions est le fil rouge des travaux présentés ici, et constitue l'approche de conception suivie pour les solutions que nous proposons dans ce manuscrit. Afin d'aboutir à la réalisation de dispositifs d'assistance pour la radiologie interventionnelle, nous avons proposé au travers des quatre chapitres de ce manuscrit des contributions dans plusieurs domaines.

### **Etude du procédé de fabrication et des matériaux employés**

Une des propositions est l'emploi de la fabrication additive multi-matériaux. Après analyse des procédés existants, nous avons choisi d'utiliser un procédé commercial

appelé Polyjet. Afin de l'utiliser de façon optimale, nous avons caractérisé et étudié ses performances. Comme nous utilisons un procédé de fabrication additive, nous avons étudié à la fois les performances géométriques, mais aussi les caractéristiques des matériaux employés, car dépendants du procédé. Nous nous sommes donc intéressés aux performances des deux matériaux les plus intéressants pour notre application, l'un rigide, appelé VeroWhite, l'autre de type élastomère, dénommé TangoBlack Plus. Nous les avons caractérisés expérimentalement et nous avons proposé pour les deux un modèle de comportement.

### **Une nouvelle méthode de conception pour la fabrication additive**

La liberté de forme et le caractère multi-matériaux du procédé considéré offrent la possibilité de réaliser des pièces fonctionnelles. Cependant, nous avons constaté expérimentalement que le procédé avait un impact potentiellement significatif sur les performances obtenues, les causes se situant dans toutes les phases du procédé, à savoir le pré-traitement, la production et le post-traitement. Il est bien sûr important que le comportement attendu vis-à-vis des fonctions de la pièce soit le même que celui réellement obtenu. Pour cela, nous avons proposé une approche qui combine une méthode de conception itérative et une méthode des plans d'expériences. La première permet de faire converger la géométrie de la pièce vers la réalisation du comportement souhaité, et la seconde introduit dans la conception la variabilité inhérente au procédé de fabrication lors de la réalisation de la pièce.

### **Une nouvelle liaison compliant pour la réalisation de mécanismes compliant**

La réalisation de dispositifs monoblocs passe nécessairement par la conception de mécanismes compliant afin d'accomplir le mouvement souhaité. Parmi les méthodes de synthèse de mécanismes compliant existantes, nous avons choisi d'utiliser une approche cinématique, qui consiste dans un premier temps à choisir un mécanisme à corps rigides avec une architecture appropriée au problème, puis à remplacer les liaisons à corps rigides par des liaisons compliant. N'ayant pas identifié de liaison pivot présentant des performances satisfaisantes en terme de compacité, de compliance et d'amplitude angulaire, nous avons proposé une nouvelle liaison, appelée liaison HSC. Tirant parti des libertés de forme et du caractère multi-matériaux du procédé de fabrication, elle combine une forme hélicoïdale et l'emploi de matière élastomère afin de proposer une liaison compacte présentant une grande amplitude en rotation et des propriétés de compliance intéressantes. Dans le but d'optimiser sa géométrie et son comportement cinématique, nous avons étudié l'influence de ses paramètres géométriques sur la compliance. Cela nous a permis de proposer plusieurs modèles de comportement, et de formuler des règles de conception pour son emploi. Disposant d'une liaison compliant appropriée et d'une méthode de synthèse, nous avons ainsi pu proposer un premier dispositif d'assistance pour les procédures de radiologie interventionnelle. Il permet, via un contrôle déporté, d'orienter l'aiguille autour de son point d'entrée de manière à s'assurer de sa trajectoire avant l'insertion. Basé sur une architecture parallèle composée de parallélogrammes, il présente

un large espace de travail, une importante compacité et une précision adaptée à notre application. Le développement d'un tel dispositif nous a montré l'intérêt de la liaison proposée. Vis-à-vis de la procédure, ce dispositif a aussi mis en valeur des limites, n'offrant aucune assistance lors de l'insertion de l'aiguille.

### **Développement de systèmes robotiques monoblocs**

Le dispositif doit pouvoir garantir le maintien de la trajectoire de l'aiguille durant l'insertion. Cela requiert un actionnement sûr, permettant de bloquer la liaison dans une position donnée, et un système de mesure de la position des liaisons actives afin de s'assurer d'un maintien en position correcte. Nous avons donc développé des solutions de freinage et de perception compatibles avec notre application, qui tirent profit du procédé de fabrication. Ces solutions ont été dimensionnées et évaluées expérimentalement. Intégrées à la structure du dispositif, ces solutions permettent de réaliser un système robotique, c'est-à-dire un système assurant les fonctions cinématique, d'actionnement et de perception, de façon quasi monobloc.

Les solutions sont mises en place au travers du développement d'un second dispositif. Basé sur une architecture sphérique série, ce dispositif permet un contrôle de l'orientation de l'aiguille de façon déportée, puis assure un guidage de l'aiguille lors de la phase d'insertion. Chacune des deux liaisons actives du dispositif offre un actionnement par câbles, un système de freinage et un moyen de perception, ce qui nous a permis d'obtenir des performances adaptées à notre application.

### **Un nouveau système d'insertion d'aiguille**

Afin de contrôler de façon déportée les tâches d'orientation et d'insertion, un système d'insertion a été développé. Basé sur un mouvement inchworm, il est composé des deux préhenseurs pour maintenir l'aiguille et d'un actionneur générant un mouvement de translation pour assurer les déplacements relatifs de ces deux préhenseurs. Utilisant l'énergie pneumatique, l'actionnement linéaire a fait l'objet d'une étude approfondie. Il s'agit d'un actionneur fluide flexible, c'est-à-dire que le mouvement est créé par la mise sous pression d'une chambre déformable. L'originalité de notre solution se trouve dans l'emploi d'une structure auxétique intégrée dans une membrane en élastomère afin de la renforcer. Possédant un coefficient de Poisson négatif, cette structure permet un gain en allongement et offre une bonne raideur en flexion de l'actionneur. Nous avons proposé un modèle de l'actionneur auxétique afin de réaliser un pré-dimensionnement et de choisir la meilleure géométrie. Cet actionneur a ensuite été étudié expérimentalement, avant de concevoir et de réaliser l'actionneur inchworm dans son ensemble.

La compacité du système d'insertion obtenu fait qu'il peut être placé en temps qu'organe terminal sur le second dispositif. C'est ce que nous avons proposé via le développement d'un troisième dispositif. Reprenant les solutions employées dans le système précédent pour l'orientation de l'aiguille, l'insertion est assurée par le placement de l'actionneur inchworm sur l'axe de l'aiguille. Sa légèreté et sa compacité lui permettant d'être posé sur le patient au sein de l'imageur, le dispositif obtenu permet un contrôle déporté des tâches d'orientation et d'insertion de l'aiguille.

En conclusion, il est intéressant de situer les trois dispositifs développés par rapport à la grille d'analyse mise en place lors de l'étude des systèmes existants, surtout par rapport aux dispositifs présentant le même niveau de compatibilité (tableau 4.5). Par rapport à ce critère, l'utilisation de la fabrication additive multi-matériaux comme unique moyen de fabrication permet d'obtenir des dispositifs à la fois compatibles avec les scanners X et IRM, et potentiellement avec l'échographie. De plus, la combinaison des trois propositions faites au début du manuscrit nous a permis d'obtenir des dispositifs compacts, pouvant être disposés sur le patient et présentant un espace de travail important. Ces derniers peuvent être employés aussi bien dans un cadre de télé-manipulation que dans la réalisation de procédures automatisée moyennant un recalage avec l'imageur.

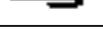
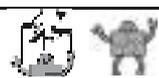
L'objectif général initial du travail était d'apporter des éléments de réponse quant à l'utilité et l'impact de la fabrication additive multi-matériaux pour la réalisation de dispositifs robotiques dans le cas de l'assistance en radiologie interventionnelle percutanée. Au final, des preuves de concept ont été fournies, montrant l'apport de ces travaux. Cela a nécessité d'aborder des problématiques propres à différents domaines tels que les matériaux où la conception de mécanismes compliant. Cette approche pluridisciplinaire nous a permis d'apporter des contributions vis-à-vis du domaine d'application. Chaque domaine a alors été abordé essentiellement vis-à-vis de l'objectif général, ce qui laisse alors la place à de nombreuses perspectives.

## Perspectives

### **Etude du procédé de fabrication et des matériaux employés**

Dans cette étude, nous nous sommes limités aux informations qui nous étaient nécessaires. Le développement de la méthode de conception pour la fabrication additive nous permet par la suite d'inclure dans la variabilité tous les éléments non-étudiés. Cela permet de garantir les performances réelles mais pas d'optimiser la fabrication de la pièce. Une étude de l'impact des phases de pré-traitement et de post-traitement permettrait cette optimisation, de manière à utiliser de la meilleure façon possible le procédé de fabrication pour une pièce donnée. Le nombre de paramètres lors de ces phases étant important, nous pensons commencer par l'impact de l'orientation et de la position de la pièce sur le plateau. Des études ont déjà été réalisées pour d'autres procédés afin de réduire la consommation de matière support ou de réduire le temps de fabrication. Dans notre cas, il serait intéressant d'observer l'impact de ces paramètres sur les fonctions de la pièce. L'approche par plan d'expériences est un des outils permettant d'évaluer cet impact.

A plus long terme, une autre approche serait d'utiliser des outils de simulations numériques afin d'optimiser ces paramètres. Le modèle de comportement employé doit alors être fidèle à la réalité, ce qui nécessite une compréhension très approfondie du procédé, de son fonctionnement et des matériaux employés. L'étude des interfaces entre volumes de matière en particulier est d'intérêt, afin de rendre compte en simulation des géométries réelles.

Système	P	O	I	Pos. / Im.
<i>Geste manuel</i>				Non définie
<i>Simplify</i>				
<i>SeeStar</i>				
<i>Innomotion</i>				
<i>LPR</i>				
Dispositif 1				
Dispositif 2				
Dispositif 3				

Tache réalisée de façon :



Manuelle



Téléopérée



Manuelle guidée



Automatique

Position du dispositif :



Porté patient



Monté sur table

TABLEAU 4.5 – Comparaison des dispositifs développés dans les travaux présentés dans ce manuscrit avec les systèmes existants présentés dans la section 1.2.1

## **Une nouvelle méthode de conception pour la fabrication additive**

La méthode de conception pour la fabrication additive que nous avons développée a été testée dans ce manuscrit pour la liaison HSC, de manière à obtenir les performances souhaitées en terme de compliance principale et d'amplitude angulaire. Cependant, elle peut être appliquée à tout type de système dont le but est de réaliser un comportement. Par exemple, des travaux sont menés sur la conception de capteurs optiques aux formes particulières en utilisant le procédé Polyjet et un matériau transparent [Nierenberger 2015]. La méthode de conception développée dans ce manuscrit pourrait alors permettre d'améliorer les performances de ce système.

Dans un second temps, il serait intéressant d'intégrer dans cette méthode de conception une aide pour la génération de la géométrie de la pièce connaissant le comportement voulu. L'ajout d'une telle aide est complexe, surtout dans notre cas, les systèmes étudiés combinant diversité de topologie, de matériaux et de comportements multi-physiques. Dans un premier temps, cette assistance pourrait consister en un aiguillage sur le choix des matériaux en fonction de la nature du comportement. En effet, plus d'une quinzaine de matériaux primaires peuvent être utilisés, qui une fois combinés aboutissent à plus d'une centaine de matériaux digitaux. Ces matériaux présentent des propriétés mécaniques, optiques, thermiques, et de bio-compatibilité très différentes. Une assistance dans le choix de ces matériaux permettrait alors de tirer pleinement profit de la liberté dans le choix des matériaux autorisée par ce procédé de FAMM.

## **Une nouvelle liaison compliant pour la réalisation de mécanismes compliant**

La liaison HSC fait l'objet d'une étude approfondie dans ce manuscrit, aboutissant à la réalisation de diagrammes de conception et à la mise en place de règles de conception. En plus de son utilité pour notre application, le but de ces éléments est de fournir à un concepteur souhaitant utiliser la liaison les éléments nécessaires à son emploi. La mise en place d'abaques, ou de modèles, permettant de donner la matrice de compliance en fonction des paramètres géométriques apparaît alors comme une nécessité pour que les diagrammes de conception puissent être exploités plus précisément.

De plus, à la manière des liaisons compliantes à compliance concentrée classiques, la section de la liaison peut être modifiée. Une première piste de réflexion est l'ajout de matériaux avec une rigidité intermédiaire, dans le but par exemple de réaliser une transition graduelle entre les matériaux rigides et élastomères afin de distribuer les contraintes. Des travaux tirent déjà partie des variations de propriétés mécaniques dans l'espace dans le domaine de la robotique bio-inspirée [Bartlett 2015]. Pour la liaison HSC, des solutions se situant entre la compliance concentrée et la compliance distribuée pourraient offrir des propriétés intéressantes.

### **Un nouveau système d'insertion d'aiguille**

Dans un horizon très proche, le troisième dispositif va être fabriqué afin de pouvoir tester ses performances expérimentalement et valider son fonctionnement. Nous pouvons utiliser dans un premier temps les bancs de tests développés pour chacun des composants, dans le but de mesurer l'espace de travail et la précision du mécanisme d'orientation, quantifier l'efficacité du freinage et la résolution du codeur optique, et valider le fonctionnement de l'actionneur auxétique une fois mis en place sur le mécanisme sphérique.

Dans un second temps, et avec l'optique d'un test en conditions réelles, d'autres propriétés doivent être évaluées. La mesure de l'ensemble de l'espace de travail est nécessaire. L'utilisation d'un capteur magnétique est une piste pour reconstruire de façon précise toutes les positions prises par l'organe terminal et ainsi observer la totalité de l'espace de travail. De plus, une mesure expérimentale de la compliance, au moins dans la configuration initiale, doit être réalisée, afin de valider autrement que de façon empirique le comportement cinématique des mécanismes. En effet, dans l'ensemble des travaux de ce manuscrit, des différences ont été constatées entre les compliances théoriques et expérimentales. Enfin, il est aussi important de quantifier la répétabilité obtenue car les dispositifs sont pour un usage médical. Cela permet de s'assurer que leur utilisation est sûre pour le patient. A terme, le but est bien sûr de pouvoir tester le dispositif en conditions réelles, sur fantôme pour commencer, puis à terme dans des conditions *in vivo*, en abordant en parallèle l'impact de la stérilisation sur les matériaux considérés.

### **Développement de systèmes robotiques monoblocs**

Pour chacun des dispositifs, la synthèse de l'architecture du mécanisme compliant a été réalisée seulement à partir de considérations géométriques, la compliance du mécanisme étant calculée par la suite une fois la géométrie définie. Il nous semblerait intéressant que cette étape soit réalisée durant la synthèse de l'architecture, de manière à ce que le mécanisme obtenu propose le meilleur comportement cinématique. De plus, le calcul de cette raideur est réalisé seulement dans sa configuration initiale, qui selon nous est la plus critique. Cependant, l'étude de la compliance sur l'ensemble de l'espace de travail peut être intéressante afin de garantir un certain niveau de performance sur cet espace. Pour cela, le modèle de comportement de la compliance principale de la liaison en fonction de sa position angulaire mis en place dans ce manuscrit peut être utilisé.

De manière générale, les solutions proposées pour la réalisation d'un actionnement sûr avec retour de position représentent des preuves de concept, et toutes les solutions ne sont ainsi pas entièrement monoblocs du fait de certaines limites du procédé. Quelques efforts d'intégration sont à réaliser afin d'y parvenir. Par ailleurs, le système de freinage présente des formes conventionnelles, et ses performances en terme de couple de freinage maximal pourraient être améliorées. Une des pistes potentielles est l'amélioration du coefficient de frottement entre le disque et les patins, en modifiant la géométrie de la surface en contact ou les matériaux employés. Par

ailleurs, une des faiblesses identifiées du procédé de fabrication est l'importante relaxation constatée pour le VeroWhite. Bien qu'adéquate avec notre application, la durée d'utilisation du système de freinage est impactée. Une des pistes d'amélioration est d'employer un matériau "digital", qui mélange les matériaux VeroWhite et TangoBlack Plus et pourrait donc tirer partie de la faible relaxation présentée par le second. Cela implique une caractérisation expérimentale de ces matériaux digitaux.

La conception de dispositif monoblocs très compacts et légers peut aussi avoir un impact dans d'autres domaines de la robotique. Nous pensons ici à la robotique bio-inspirée, où nous avons vu dans le premier chapitre que les contraintes dimensionnelles et énergétiques sont semblables. La conception de dispositifs multi-matériaux monoblocs et actionnés entièrement par énergie pneumatique nous paraît alors une piste prometteuse pour ce domaine d'application.

# Bibliographie

- [Abdelaziz 2011] Salih Abdelaziz, Laure Esteveny, Pierre Renaud, Bernard Bayle, Laurent Barbé, Michel De Mathelin et Afshin Gangi. *Design considerations for a novel MRI compatible manipulator for prostate cryoablation*. International journal of computer assisted radiology and surgery, vol. 6, no. 6, pages 811–819, 2011. (page 86), (page 87)
- [Ansola 2010] Rubén Ansola, Estrella Veguería, Aitor Maturana et Javier Canales. *3D compliant mechanisms synthesis by a finite element addition procedure*. Finite Elements in Analysis and Design, vol. 46, no. 9, pages 760–769, 2010. (page 29)
- [AprioMed ] AprioMed. *SeeStar*. <http://apriomed.com/products/seestar/>. Accessed : 2015-06-20. (page 13)
- [Arburg ] Arburg. *AKF Technique*. <http://www.arburg.com/products-and-services/additive-1>. Accessed : 2014-15-12. (page 24)
- [ASTM D638 2012] Norme ASTM D638. *Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics*, 2012. (page 42)
- [Awtar 2007] Shorya Awtar, Alexander H Slocum et Edip Sevincer. *Characteristics of beam-based flexure modules*. Journal of Mechanical Design, vol. 129, no. 6, pages 625–639, 2007. (page 56)
- [Bachta 2011] Wael Bachta, Pierre Renaud, Edouard Laroche et Jacques Gangloff. *The Cardiolock project : Design of an active stabilizer for cardiac surgery*. Journal of Mechanical Design, vol. 133, no. 7, page 071002, 2011. (page 30), (page 31), (page 50)
- [Barbé 2007] Laurent Barbé. *Téléopération avec retour d'efforts pour les interventions percutanées*. PhD thesis, Université Louis Pasteur-Strasbourg I, 2007. (page 114)
- [Bartlett 2015] Nicholas W Bartlett, Michael T Tolley, Johannes TB Overvelde, James C Weaver, Bobak Mosadegh, Katia Bertoldi, George M Whitesides et Robert J Wood. *A 3D-printed, functionally graded soft robot powered by combustion*. Science, vol. 349, no. 6244, pages 161–165, 2015. (page 170)
- [Baumann 1997] Roger Baumann, Willy Maeder, Dominique Glauser et Reymond Clavel. *The pantoscope : A spherical remote-center-of-motion parallel manipulator for force reflection*. In Robotics and Automation, 1997. Proceedings., 1997 IEEE International Conference on, volume 1, pages 718–723. IEEE, 1997. (page 133)

- [Berglund 2000] M. D. Berglund, S. P. Magleby et L. L. Howell. *Design rules for selecting and designing compliant mechanisms for rigid-body replacement synthesis*. ASME Design Engineering Technical Conference, 2000. (page 30)
- [Bernardoni 2004] Paul Bernardoni, Philippe Bidaud, Catherine Bidard et Florian Gosselin. *A new compliant mechanism design methodology based on flexible building blocks*. In Smart Structures and Materials, pages 244–254. International Society for Optics and Photonics, 2004. (page 29)
- [Berselli 2011] Giovanni Berselli, Marco Piccinini et Gabriele Vassura. *Comparative evaluation of the selective compliance in elastic joints for robotic structures*. In Robotics and Automation (ICRA), 2011 IEEE International Conference on, pages 4626–4631. IEEE, 2011. (page xi), (page 51), (page 55)
- [Berselli 2014] Giovanni Berselli, Alexandre Guerra, Gabriele Vassura et Angelo Oreste Andrisano. *An engineering method for comparing selectively compliant joints in robotic structures*. Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on, vol. 19, no. 6, pages 1882–1895, 2014. (page 51), (page 55), (page 56)
- [Boyard 2013] N Boyard, M Rivette, O Christmann et S Richir. *A design methodology for parts using Additive Manufacturing*. In High Value Manufacturing : Advanced Research in Virtual and Rapid Prototyping : Proceedings of the 6th International Conference on Advanced Research in Virtual and Rapid Prototyping, Leiria, Portugal, 1-5 October, 2013, page 399. CRC Press, 2013. (page 27)
- [Boyce 2000] Mary C Boyce et Ellen M Arruda. *Constitutive models of rubber elasticity : a review*. Rubber chemistry and technology, vol. 73, no. 3, pages 504–523, 2000. (page 48)
- [Bricault 2008] Ivan Bricault, Nabil Zemiti, Emilie Jouniaux, Céline Fouard, Elise Taillant, Frédéric Dorandeu et Philippe Cinquin. *Light puncture robot for CT and MRI interventions*. Engineering in Medicine and Biology Magazine, IEEE, vol. 27, no. 3, pages 42–50, 2008. (page 17), (page 86), (page 87), (page 130)
- [Chou 1996] Ching-Ping Chou et Blake Hannaford. *Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles*. Robotics and Automation, IEEE Transactions on, vol. 12, no. 1, pages 90–102, 1996. (page 112)
- [Clark 2001] Jonathan E Clark, Jorge G Cham, Sean Bailey, Edward M Froehlich, Pratik K Nahata, Robert J Full, Mark R Cutkosky et al. *Biomimetic design and fabrication of a hexapedal running robot*. In Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on, volume 4, pages 3643–3649. IEEE, 2001. (page 22)
- [Cleary 2006] Kevin Cleary, Andreas Melzer, Vance Watson, Gernot Kronreif et Dan Stoianovic. *Interventional robotic systems : Applications and technology state-of-the-art*. Minimally Invasive Therapy, vol. 15, no. 2, pages 101–113, 2006. (page 13)

- [Comber 2013] David B Comber, Jonathon E Slightam, Eric J Barth, Vito R Gervasi et Robert J Webster. *Design and Precision Control of an MR-Compatible Flexible Fluidic Actuator*. In ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power and Motion Control, pages V001T01A048–V001T01A048. American Society of Mechanical Engineers, 2013. (page 105)
- [Corney 2005] Jonathan Corney, Ralf Becker, Andrzej Grzesiak et Axel Henning. *Rethink assembly design*. *Assembly automation*, vol. 25, no. 4, pages 262–266, 2005. (page 26)
- [Cutkosky 2009] Mark R Cutkosky et Sangbae Kim. *Design and fabrication of multi-material structures for bioinspired robots*. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 367, no. 1894, pages 1799–1813, 2009. (page 22), (page 52)
- [De Greef 2009] Aline De Greef, Pierre Lambert et Alain Delchambre. *Towards flexible medical instruments : Review of flexible fluidic actuators*. *Precision engineering*, vol. 33, no. 4, pages 311–321, 2009. (page 98)
- [de Lange 2008] Ditske JBA de Lange, Matthijs Langelaar et Just L Herder. *Towards the design of a statically balanced compliant laparoscopic grasper using topology optimization*. In ASME 2008 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 293–305. American Society of Mechanical Engineers, 2008. (page 88)
- [De Laurentis 2004] Kathryn J De Laurentis et Constantinos Mavroidis. *Rapid fabrication of a non-assembly robotic hand with embedded components*. *Assembly Automation*, vol. 24, no. 4, pages 394–405, 2004. (page 26)
- [Dovat 2006] L Dovat, R Gassert, D Chapuis, G Ganesh, E Burdet et H Bleuler. *A haptic interface based on potential mechanical energy to investigate human motor control using fMRI*. In Engineering in Medicine and Biology Society, 2005. IEEE-EMBS 2005. 27th Annual International Conference of the, pages 5021–5024. IEEE, 2006. (page 86)
- [Dunning 2011] A. G. Dunning. *Design of a Zero Stiffness six Degrees of Freedom Compliant Precision Stage*. Master of Science Thesis, Delft University of Technology, 2011. (page 88), (page 90)
- [Ebert-Uphoff 2005] Imme Ebert-Uphoff, Clement M Gosselin, David W Rosen et Thierry Laliberte. *Rapid prototyping for robotics*. *Cutting Edge Robotics*, pages 17–46, 2005. (page 26)
- [El Bannan 2015] Khaled El Bannan, Blaine A Chronik et Shaun P Salisbury. *Development of an MRI-Compatible, Compact, Rotary-Linear Piezoworm Actuator*. *Journal of Medical Devices*, vol. 9, no. 1, page 014501, 2015. (page 105)
- [Elhawary 2008] Haytham Elhawary, Zion Tsz Ho Tse, Abbi Hamed, Marc Rea, Brian L Davies et Michael U Lamperth. *The case for MR-compatible robotics : a review of the state of the art*. *The international journal of medical*

- robotics and computer assisted surgery, vol. 4, no. 2, pages 105–113, 2008. (page 13), (page 16), (page 102)
- [Gallego 2009] Juan A Gallego et Just Herder. *Synthesis methods in compliant mechanisms : An overview*. In ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 193–214. American Society of Mechanical Engineers, 2009. (page 28), (page 29)
- [Gallego 2010] Juan A Gallego et Just L Herder. *Criteria for the static balancing of compliant mechanisms*. In ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 465–473. American Society of Mechanical Engineers, 2010. (page 88)
- [Gallego 2013a] J. A. Gallego. *Statically Balanced Compliant Mechanisms, Theory and Synthesis*. PhD thesis, University of Delft, 2013. (page 28)
- [Gallego 2013b] J. A. Gallego. *Statically Balanced Compliant Mechanisms, Theory and Synthesis*. PhD thesis, Delft University of Technology, 2013. (page 88)
- [Gassert 2006a] Roger Gassert, Ludovic Dovat, Olivier Lambercy, Yves Ruffieux, Dominique Chapuis, Gowrishankar Ganesh, Etienne Burdet et Hannes Bleuler. *A 2-DOF fMRI compatible haptic interface to investigate the neural control of arm movements*. In Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on, pages 3825–3831. IEEE, 2006. (page 86)
- [Gassert 2006b] Roger Gassert, Akio Yamamoto, Dominique Chapuis, Ludovic Dovat, Hannes Bleuler et Etienne Burdet. *Actuation methods for applications in MR environments*. Concepts in magnetic resonance part B, Magnetic resonance engineering, vol. 29, no. 4, page 191, 2006. (page 85), (page 102)
- [Gibson 1997] Lorna J Gibson et Michael F Ashby. *Cellular solids : structure and properties*. Cambridge university press, 1997. (page 110)
- [Gibson 2010] Ian Gibson, DW Rosen et B Stucker. *Additive manufacturing technologies : rapid prototyping to direct digital manufacturing. 2010*, 2010. (page 26), (page 27)
- [Hannaford 2013] Blake Hannaford, Jacob Rosen, Diana W Friedman, Hawkeye King, Phillip Roan, Lei Cheng, Daniel Glozman, Ji Ma, Sina Nia Kosari et Lee White. *Raven-II : an open platform for surgical robotics research*. Biomedical Engineering, IEEE Transactions on, vol. 60, no. 4, pages 954–959, 2013. (page 132)
- [Hao 2011] SU Hao, Alex Camilo, Gregory A Cole, HATA Nobuhiko, Clare M Tempny et Gregory S Fischer. *High-field MRI-compatible needle placement robot for prostate interventions*. Studies in health technology and informatics, vol. 163, pages 623–629, 2011. (page 17)
- [Henein 2001] Simon Henein. *Conception des guidages flexibles*. PPUR presses polytechniques, 2001. (page 50)

- [Hoetmer 2010] Karin Hoetmer, Geoffrey Woo, Charles Kim et Just Herder. *Negative stiffness building blocks for statically balanced compliant mechanisms : design and testing*. Journal of Mechanisms and Robotics, vol. 2, no. 4, page 041007, 2010. (page 88), (page 90)
- [Howell 1994] Larry L Howell et A Midha. *A method for the design of compliant mechanisms with small-length flexural pivots*. Journal of Mechanical Design, vol. 116, no. 1, pages 280–290, 1994. (page 30)
- [Howell 2001] Larry L Howell. Compliant mechanisms. John Wiley & Sons, 2001. (page 30), (page 31), (page 50)
- [Hungr 2014] Nikolai Hungr. *Conception et évaluation de systèmes robotiques de ponction d'aiguilles percutanées sous contrôle d'imagerie médicale*. PhD thesis, Université de Grenoble, 2014. (page 13)
- [INCa 2006] INCa. *Radiologie interventionnelle en cancérologie, état des lieux*. Rapport technique, Institut National du Cancer, 2006. (page 1), (page 7)
- [ISO37 2012] Norme ISO37. *Caoutchouc vulcanisé ou thermoplastique, Détermination des caractéristiques de contrainte-déformation en traction*, 2012. (page 44)
- [ISO7743 2012] Norme ISO7743. *Caoutchouc vulcanisé ou thermoplastique, Détermination des caractéristiques de contrainte-déformation en compression*, 2012. (page 44)
- [Jensen 2011] Brian D Jensen et Cesare H Jenkins. *Design of small-scale statically balanced compliant joints*. In ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 85–92. American Society of Mechanical Engineers, 2011. (page 88)
- [Jung 2002] Daeyoon Jung et Hae Chang Gea. *Compliant mechanism design with non-linear materials using topology optimization*. In ASME 2002 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 1079–1087. American Society of Mechanical Engineers, 2002. (page 29)
- [Karnesis 2013] Nicholas Karnesis et Gaetano Burriesci. *Uniaxial and buckling mechanical response of auxetic cellular tubes*. Smart Materials and Structures, vol. 22, no. 8, page 084008, 2013. (page 107), (page 109), (page 110)
- [Kerscher 2006] Thilo Kerscher, Jan Albiez, JM Zöllner et Rüdiger Dillmann. *Evaluation of the dynamic model of fluidic muscles using quick-release*. In Biomedical Robotics and Biomechatronics, 2006. BioRob 2006. The First IEEE/RAS-EMBS International Conference on, pages 637–642. IEEE, 2006. (page 112)
- [Kim 2006] Charles J Kim, Sridhar Kota et Yong-Mo Moon. *An instant center approach toward the conceptual design of compliant mechanisms*. Journal of Mechanical Design, vol. 128, no. 3, pages 542–550, 2006. (page 29)

- [Kim 2008a] GD Kim et YT Oh. *A benchmark study on rapid prototyping processes and machines : quantitative comparisons of mechanical properties, accuracy, roughness, speed, and material cost*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Journal of Engineering Manufacture, vol. 222, no. 2, pages 201–215, 2008. (page 26)
- [Kim 2008b] Sung-Kyun Kim, Won-Ho Shin, Seong-Young Ko, Jonathan Kim et Dong-Soo Kwon. *Design of a compact 5-DOF surgical robot of a spherical mechanism : CURES*. In Advanced Intelligent Mechatronics, 2008. AIM 2008. IEEE/ASME International Conference on, pages 990–995. IEEE, 2008. (page xiii), (page 132)
- [Koseki 2002] Yoshihiko Koseki, Tamio Tanikawa, Noriho Koyachi et Tatsuo Arai. *Kinematic analysis of a translational 3-dof micro-parallel mechanism using the matrix method*. Advanced Robotics, vol. 16, no. 3, pages 251–264, 2002. (page 135)
- [Kronreif 2003] Gernot Kronreif, Martin Fürst, Joachim Kettenbach, Michael Figl et Rudolf Hanel. *Robotic guidance for percutaneous interventions*. Advanced Robotics, vol. 17, no. 6, pages 541–560, 2003. (page 14)
- [Kronreif 2004] Gernot Kronreif, Joachim Kettenbach, Michael Figl, Ludwig Kleiser, Wolfgang Ptacek et Martin Fürst. *Evaluation of a robotic targeting device for interventional radiology*. In International Congress Series, volume 1268, pages 486–491. Elsevier, 2004. (page 14)
- [Kronreif 2006] Gernot Kronreif, Martin Fürst, Wolfgang Ptacek, Martin Kornfeld et Joachim Kettenbach. *Robotic System for Image Guided Therapie-B-RobII*. In RAAD Workshop, BFD-022, 2006. (page 15)
- [Lakes 1987] Roderic Lakes. *Foam structures with a negative Poisson's ratio*. Science, vol. 235, no. 4792, pages 1038–1040, 1987. (page 107)
- [Lassooij 2012] J. Lassooij, N. Tolou, G. Tortora, S. Caccavaro, A. Menciassi et J. L. Herder. *A statically balanced and bi-stable compliant end effector combined with a laparoscopic 2DoF robotic arm*. Mechanical Sciences, no. 3, pages 85–93, 2012. (page 88), (page 90)
- [Li 2002] Temei Li et Shahram Payandeh. *Design of spherical parallel mechanisms for application to laparoscopic surgery*. Robotica, vol. 20, no. 02, pages 133–138, 2002. (page 132)
- [Liu 2010] Yanping Liu et Hong Hu. *A review on auxetic structures and polymeric materials*. Scientific Research and Essays, no. 5, pages 1052–1063, 2010. (page 107)
- [Lobontiu 2001] Nicolae Lobontiu, Jeffrey SN Paine, Ephraim Garcia et Michael Goldfarb. *Corner-filletted flexure hinges*. Journal of Mechanical Design, vol. 123, no. 3, pages 346–352, 2001. (page 50), (page 52)
- [Lum 2004a] Mitchell Jay Hiroshi Lum. *Kinematic optimization of a 2-DOF spherical mechanism for a minimally invasive surgical robot*. PhD thesis, University of Washington, 2004. (page 133)

- [Lum 2004b] Mitchell JH Lum, Jacob Rosen, Mika N Sinanan et Blake Hannaford. *Kinematic optimization of a spherical mechanism for a minimally invasive surgical robot*. In Robotics and Automation, 2004. Proceedings. ICRA'04. 2004 IEEE International Conference on, volume 1, pages 829–834. IEEE, 2004. (page 132)
- [Mackay 2012] Allen B Mackay, David G Smith, Spencer P Magleby, Brian D Jensen et Larry L Howell. *Metrics for evaluation and design of large-displacement linear-motion compliant mechanisms*. Journal of Mechanical Design, vol. 134, no. 1, page 011008, 2012. (page 50)
- [Madhani 1998] Akhil J Madhani, Günter Niemeyer et J Kenneth Salisbury Jr. *The black falcon : a teleoperated surgical instrument for minimally invasive surgery*. In Intelligent Robots and Systems, 1998. Proceedings., 1998 IEEE/RSJ International Conference on, volume 2, pages 936–944. IEEE, 1998. (page 133)
- [Masters 1996] IG Masters et KE Evans. *Models for the elastic deformation of honeycombs*. Composite structures, vol. 35, no. 4, pages 403–422, 1996. (page 110)
- [Mattson 2004] Christopher A Mattson, Larry L Howell et Spencer P Magleby. *Development of commercially viable compliant mechanisms using the pseudo-rigid-body model : case studies of parallel mechanisms*. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 15, no. 3, pages 195–202, 2004. (page 30)
- [Maurin 2005] Benjamin Maurin. *Conception et réalisation d'un robot d'insertion d'aiguille pour les procédures percutanées sous imageur scanner*. PhD thesis, Université Louis Pasteur, Strasbourg, 2005. (page 15)
- [Maurin 2006] Benjamin Maurin, Bernard Bayle, Jacques Gangloff, Philippe Zanne, Michel de Mathelin et Olivier Piccin. *A robotized positioning platform guided by computed tomography : Practical issues and evaluation*. In Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on, pages 251–256. IEEE, 2006. (page 15)
- [Meisel 2013] N Meisel, Andrew Gaynor, C Williams et J Guest. *Multiple-material topology optimization of compliant mechanisms created via polyjet 3d printing*. In 24th Annual international solid freeform fabrication symposium an additive manufacturing conference, 2013. (page 28), (page 29)
- [Melzer 2008] Andreas Melzer, Bernd Gutmann, Thomas Remmele, Renate Wolf, Andreas Lukoscheck, Michael Bock, Hubert Bardenheuer et Harald Fischer. *Innomotion for percutaneous image-guided interventions*. Engineering in Medicine and Biology Magazine, IEEE, vol. 27, no. 3, pages 66–73, 2008. (page 17)
- [Mirth 2014] John A Mirth. *An examination of trispiral hinges suitable for use in ABS-based rapid prototyping of compliant mechanisms*. In ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and In-

- formation in Engineering Conference, pages V05AT08A026–V05AT08A026. American Society of Mechanical Engineers, 2014. (page 51)
- [Montgomery 2008] Douglas C Montgomery. *Design and analysis of experiments*. John Wiley & Sons, 2008. (page 68), (page 69)
- [Moon 2002] Yong-Mo Moon, Brian Patrick Trease et Sridhar Kota. *Design of large-displacement compliant joints*. In ASME 2002 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 65–76. American Society of Mechanical Engineers, 2002. (page 57)
- [Morsch 2010] Femke M Morsch et Just L Herder. *Design of a generic zero stiffness compliant joint*. In ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 427–435. American Society of Mechanical Engineers, 2010. (page 88)
- [Muntener 2008] M. Muntener, A. Patriciu, D. Petrisor, M. Schar, D. Ursu, D. Song et D. Y. Stoianovici. *Transperineal Prostate Intervention : Robot for Fully Automated MR Imaging System Description and Proof of Principle in a Canine Model*. *Journal of Radiology*, pages 543–549, 2008. (page 16), (page 86)
- [Murphy 2005] Timothy P Murphy et Gregory M Soares. *The evolution of interventional radiology*. In *Seminars in interventional radiology*, volume 22, page 6. Thieme Medical Publishers, 2005. (page 7)
- [NeoRad ] NeoRad. *Simplify*. [http://neorad.no/products\\_1/simplify\\_needle\\_holder/](http://neorad.no/products_1/simplify_needle_holder/). Accessed : 2015-06-20. (page 13)
- [Nierenberger 2014a] Mathieu Nierenberger. *Caractérisation du matériau VeroWhite, Rapport interne.*, 2014. (page 42)
- [Nierenberger 2014b] Mathieu Nierenberger. *Caractérisation du procédé Polyjet, Rapport interne.*, 2014. (page 40)
- [Nierenberger 2015] Mathieu Nierenberger, Sylvain Lecler, Pierre Pfeiffer, François Geiskopf, Mathieu Guilhem et Pierre Renaud. *Additive manufacturing of a monolithic optical force sensor based on polarization modulation*. *Applied optics*, vol. 54, no. 22, pages 6912–6918, 2015. (page 170)
- [Piegl 1995] Les Piegl et Wayne Tiller. *Curve and Surface Basics*. In *The NURBS Book*, pages 1–46. Springer, 1995. (page 71)
- [Plante 2009] Jean-Sebastien Plante, Lauren Devita, Kenjiro Tadakuma et Steven Dubowsky. *MRI compatible device for robotic assisted interventions to prostate cancer*. *Biomedical Applications of Electroactive Polymer Actuators*, John Wiley & Sons, Ltd, pages 411–425, 2009. (page 86)
- [Plooij 2015] Michiel Plooij, Glenn Mathijssen, Pierre Cherelle, Dirk Lefeber et Bram Vanderborght. *Lock Your Robot : A Review of Locking Devices in Robotics*. *Robotics & Automation Magazine, IEEE*, vol. 22, no. 1, pages 106–117, 2015. (page xii), (page 96), (page 97)

- [Ponche 2012] Rémi Ponche, Jean-Yves Hascoët, Olivier Kerbrat et Pascal Mognol. *A new global approach to design for additive manufacturing : A method to obtain a design that meets specifications while optimizing a given additive manufacturing process is presented in this paper*. Virtual and Physical Prototyping, vol. 7, no. 2, pages 93–105, 2012. (page 27)
- [Qiu 2014] C Qiu, P Qi, HB Liu, Kaspar Althoefer et Jian S Dai. *Six Dimensional Compliance Analysis of Ortho-Planar Springs for a Continuum Manipulator*. In ASME 2014 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages V05AT08A036–V05AT08A036. American Society of Mechanical Engineers, 2014. (page 51)
- [Rajkowski 2010] Jessica Elizabeth Rajkowski. *Rapid Polymer Prototyping for Low Cost and Robust Microrobots*. PhD thesis, 2010. (page 23)
- [Rosen 2002] Jacob Rosen, Jeffrey D Brown, Lib Chang, Marco Barreca, Mika Sinanan et Blake Hannaford. *The BlueDRAGON-a system for measuring the kinematics and dynamics of minimally invasive surgical tools in-vivo*. In Robotics and Automation, 2002. Proceedings. ICRA'02. IEEE International Conference on, volume 2, pages 1876–1881. IEEE, 2002. (page 133)
- [Rosen 2007] David W Rosen. *Computer-aided design for additive manufacturing of cellular structures*. Computer-Aided Design and Applications, vol. 4, no. 5, pages 585–594, 2007. (page 27)
- [Rosenberg 2010] Emile J Rosenberg, Giuseppe Radaelli et Just L Herder. *An energy approach to a 2d of compliant parallel mechanism with self-guiding statically-balanced straight-line behavior*. In Proceedings of ASME 2010 international design engineering technical conferences and computers and information in engineering conference, volume 2, pages 455–464, 2010. (page 88)
- [Salimi 2013] Amir Salimi, Amin Ramezanifar, Javad Mohammadpour et Karolos Grigoriadis. *Gain-scheduling control of a cable-driven mri-compatible robotic platform for intracardiac interventions*. In American Control Conference (ACC), 2013, pages 746–751. IEEE, 2013. (page 87)
- [Saxena 2007] Rajat Saxena et Anupam Saxena. *On honeycomb representation and SIGMOID material assignment in optimal topology synthesis of compliant mechanisms*. Finite Elements in Analysis and Design, vol. 43, no. 14, pages 1082–1098, 2007. (page 29)
- [Schenck 1996] John F Schenck. *The role of magnetic susceptibility in magnetic resonance imaging : MRI magnetic compatibility of the first and second kinds*. Medical physics, vol. 23, no. 6, pages 815–850, 1996. (page 16)
- [Schulte 1961] HF Schulte. *The characteristics of the McKibben artificial muscle*. The application of external power in prosthetics and orthotics, vol. 874, pages 94–115, 1961. (page 111)
- [SRI 2010] SRI et FRI. *La radiologie interventionnelle en France*. Rapport technique, Société de Radiologie Interventionnelle and Fédération de Radiologie Interventionnelle, 2010. (page 1), (page 7)

- [Stoianovici 1997] Dan Stoianovici, Jeffrey A Cadeddu, Roger D Demaree, HA Basile, Russell H Taylor, Louis L Whitcomb et LR Kavoussi. *A novel mechanical transmission applied to percutaneous renal access*. In Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division, volume 61, pages 401–406, 1997. (page 14)
- [Stoianovici 1998] Dan Stoianovici, Louis L Whitcomb, James H Anderson, Russell H Taylor et Louis R Kavoussi. *A modular surgical robotic system for image guided percutaneous procedures*. In Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention, MICCAI98, pages 404–410, 1998. (page 14)
- [Stoianovici 2003] Dan Stoianovici, Kevin Cleary, Alexandru Patriciu, Dumitru Mazilu, Alexandru Stanimir, Nicolae Craciunoiu, Vance Watson et Louis Kavoussi. *AcuBot : a robot for radiological interventions*. Robotics and Automation, IEEE Transactions on, vol. 19, no. 5, pages 927–930, 2003. (page 14)
- [Stoianovici 2007] D. Stoianovici, A. Patriciu, D. Petrisor, D. Maziluet et L. Kavoussi. *A New Type of Motor : Pneumatic Step Motor*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, no. 1, pages 98–106, 2007. (page 16)
- [Stratasys ] Stratasys. *Procédé Polyjet*. <http://www.stratasys.com/3d-printers/technology/pol> Accessed : 2015-06-20. (page 24)
- [Su 2011] Hao Su, Michael Zervas, Gregory Cole, Cosme Furlong et Gregory S Fischer. *Real-time MRI-guided needle placement robot with integrated fiber optic force sensing*. In Robotics and Automation (ICRA), 2011 IEEE International Conference on, pages 1583–1588. IEEE, 2011. (page 17), (page 86)
- [Taillant 2004] Elise Taillant, Juan-Carlos Avila-Vilchis, Christophe Allegrini, Ivan Bricault et Philippe Cinquin. *CT and MR compatible light puncture robot : Architectural design and first experiments*. In Medical Image Computing and Computer-Assisted Intervention–MICCAI 2004, pages 145–152. Springer, 2004. (page 17)
- [Tolou 2010] Nima Tolou, Vincent A Henneken et Just L Herder. *Statically balanced compliant micro mechanisms (SB-MEMS) : Concepts and simulation*. In ASME 2010 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, pages 447–454. American Society of Mechanical Engineers, 2010. (page 88)
- [Tondu 2000] Bertrand Tondu et Pierre Lopez. *Modeling and control of McKibben artificial muscle robot actuators*. Control Systems, IEEE, vol. 20, no. 2, pages 15–38, 2000. (page 112)
- [Trease 2005] Brian P Trease, Yong-Mo Moon et Sridhar Kota. *Design of large-displacement compliant joints*. Journal of mechanical design, vol. 127, no. 4, pages 788–798, 2005. (page 31), (page 50), (page 57), (page 64)
- [Udroiu 2009] R Udrouiu et LA Mihail. *Experimental determination of surface roughness of parts obtained by rapid prototyping*. In CSECS'09 Proceedings of

- the 8th WSEAS International Conference on Circuits, Systems, Electronics, Control & Signal Processing, pages 283–286, 2009. (page 40)
- [UNICANCER 2013] UNICANCER. *Quelle prise en charge des cancers en 2020 ?* Rapport technique, Dossier de presse UNICANCER, 2013. (page 7)
- [Vayre 2012] Benjamin Vayre, Frédéric Vignat et François Villeneuve. *Designing for additive manufacturing*. Procedia CIRP, vol. 3, pages 632–637, 2012. (page 27)
- [Vogtmann 2011] Dana E Vogtmann, Satyandra K Gupta et Sarah Bergbreiter. *Multi-material compliant mechanisms for mobile millirobots*. In Robotics and Automation (ICRA), 2011 IEEE International Conference on, pages 3169–3174. IEEE, 2011. (page 23), (page 52)
- [Vogtmann 2013] Dana E Vogtmann, Satyandra K Gupta et Sarah Bergbreiter. *Characterization and modeling of elastomeric joints in miniature compliant mechanisms*. Journal of Mechanisms and Robotics, vol. 5, no. 4, page 041017, 2013. (page 22), (page 23)
- [Wach 2014] Benoit Wach. *Développement d'un mors pneumatique pour la préhension d'aiguille, Rapport interne.*, 2014. (page 156)
- [Walsh 2008] Conor J Walsh, Nevan C Hanumara, Alexander H Slocum, Jo-Anne Shepard et Rajiv Gupta. *A patient-mounted, telerobotic tool for ct-guided percutaneous interventions*. Journal of Medical Devices, vol. 2, no. 1, page 011007, 2008. (page 15), (page 19)
- [Won 2000] Jey Won, Kathryn DeLaurentis et Constantinos Mavroidis. *Rapid prototyping of robotic systems*. In Robotics and Automation, 2000. Proceedings. ICRA'00. IEEE International Conference on, volume 4, pages 3077–3082. IEEE, 2000. (page 26)
- [Wood 2008a] RJ Wood, S Avadhanula, R Sahai, E Steltz et RS Fearing. *Micro-robot design using fiber reinforced composites*. Journal of Mechanical Design, vol. 130, no. 5, page 052304, 2008. (page 23), (page 52)
- [Wood 2008b] Robert J Wood. *The first takeoff of a biologically inspired at-scale robotic insect*. Robotics, IEEE Transactions on, vol. 24, no. 2, pages 341–347, 2008. (page 23)
- [Xu 2006] Qingsong Xu et Yangmin Li. *Stiffness modeling for an orthogonal 3-PUU compliant parallel micromanipulator*. In Mechatronics and Automation, Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on, pages 124–129. IEEE, 2006. (page 134), (page 135)
- [Yamamoto 2005] Akio Yamamoto, Keigo Ichiyanagi, Toshiro Higuchi, Hiroshi Imaizumi, Roger Gassert, Martin Ingold, Laurent Sache et Hannes Bleuler. *Evaluation of MR-compatibility of electrostatic linear motor*. In Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on, pages 3658–3663. IEEE, 2005. (page 86)
- [Yang 2004] Wei Yang, Zhong-Ming Li, Wei Shi, Bang-Hu Xie et Ming-Bo Yang. *Review on auxetic materials*. Journal of materials science, vol. 39, no. 10, pages 3269–3279, 2004. (page 107)

- [Yang 2015] Sheng Yang et Yaoyao Fiona Zhao. *Additive manufacturing-enabled design theory and methodology : a critical review*. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, pages 1–16, 2015. (page 26)
- [Zong 2008] Guanghua Zong, Xu Pei, Jingjun Yu et Shusheng Bi. *Classification and type synthesis of 1-DOF remote center of motion mechanisms*. Mechanism and Machine Theory, vol. 43, no. 12, pages 1585–1595, 2008. (page 133)

# Liste des publications

## *BREVET :*

P. Renaud, L. Barbé, M. Nirenberger, B. Wach, A. Bruyas, "*Dispositif pneumatique de maintien et de déplacement d'un objet allongé et système médical intégrant un tel dispositif*", numéro de dépôt : 15 61373

## *REVUE INTERNATIONALE AVEC COMITE DE LECTURE :*

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, "*Design and Modeling of a Large Amplitude Compliant Revolute Joint : the Helical Shape Compliant Joint*", ASME Journal of Mechanical Design, Volume 137, pp. 085003-085003-8, 2014

## *CONFERENCES INTERNATIONALES AVEC COMITE DE LECTURE ET EDITION DES ACTES :*

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, "*Toward Unibody Robotic Structures with Integrated Functions using Multimaterial Additive Manufacturing : Case Study of an MRI-compatible Interventional Device*", IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Hamburg, 2015

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, "*Toward statically balanced compliant joints using multi-material 3D printing*", ASME International Design Engineering Technical Conferences (IDETC), Buffalo, USA, 2014, **Interactive Presentation Award for the Symposium on Compliant mechanisms**

A. Bruyas, F. Geiskopf, L. Meylheuc, P. Renaud, "*Combining Multi-material Rapid Prototyping and Pseudo-Rigid Body Modelling for a New Compliant Mechanism*", IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), pages 3390-3396, Hong Kong, 2014, **Finalist for the Best Paper in Automation Award**

## *CONFERENCES INTERNATIONALES AVEC COMITE DE LECTURE :*

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, *Development of Unibody Robotic Mechanisms for Medical Applications Using Multi-Material Additive Manufacturing*, ASME Additive manufacturing and 3D printing conference (AM3D), 2015, poster

*COMMUNICATION ET PUBLICATIONS DIVERSES :*

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, *Development of New Devices for Interventional Radiology using 3D Printing*, Journée de la Fédération de Médecine Translationnelle de Strasbourg, 2015, poster, **Prix du meilleur poster**

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, *Apport de la fabrication additive multi-matériaux pour la conception de mécanismes compliants*, Journées Nationales de la Recherche en Robotique (JNRR), 2013, poster

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, *Apport de la fabrication additive multi-matériaux*, Journée Recherche de l'INSA de Strasbourg, 2014, poster

A. Bruyas, F. Geiskopf, P. Renaud, *Structures actives pour de nouvelles architectures en robotique compatible IRM*, Journée Recherche de l'INSA de Strasbourg, 2013, poster, **Prix du meilleur poster**

*DIFFUSION DE LA CONNAISSANCE :*

*Potentiel médical des imprimantes 3D*, diffusion des travaux de recherche à l'occasion d'un reportage télévisé, ARTE Futur, 2013

---

# Apport de la fabrication additive multi-matériaux pour la conception robotique

## Résumé

La radiologie interventionnelle percutanée permet le diagnostic ou le traitement de tissus cancéreux grâce à l'utilisation d'aiguilles et d'un guidage par imageur. Bénéfique pour le patient, ce type de procédure clinique est en revanche complexe pour le radiologue. Afin de lui apporter une assistance et de contrôler l'aiguille de manière déportée, nous proposons dans ces travaux de réaliser des dispositifs robotisés compliant, donc monoblocs, et multi-matériaux en exploitant la fabrication additive multi-matériaux. Pour y parvenir, nous proposons plusieurs solutions pour réaliser les fonctions cinématique, d'actionnement et de perception. En particulier, nous proposons une nouvelle liaison compliant, la liaison HSC, ainsi qu'un nouvel actionneur pneumatique pour l'insertion d'aiguille. Nous démontrons finalement les apports de la fabrication additive pour la robotique médicale en combinant l'ensemble de ces solutions dans un dispositif assurant un contrôle à distance de l'aiguille.

**Mots-clés :** Fabrication additive, robotique médicale, mécanisme compliant, actionneur fluide flexible

## Abstract

Percutaneous interventional radiology permits the diagnosis or the treatment of cancer tissues thanks to the use of needles and imaging devices. Being minimally invasive, such procedures are beneficial for the patient, but for the radiologist, they are highly complex. In order to assist the physician and remotely control the needle, we propose in this work the design and the manufacturing of multi-material compliant devices by taking advantage of multi-material additive manufacturing. To perform the design of such device, we propose several solutions in terms of kinematics, actuation and sensing. In particular, we developed a new compliant joint, the HSC joint, as well as a new pneumatic actuator for needle insertion. In the end, we demonstrate in the thesis the contributions of multi-material additive manufacturing for medical robotics, by combining all those solutions into a single device that remotely controls both the orientation and the insertion of the needle.

**Keywords :** Additive manufacturing, medical robotics, compliant mechanisms, soft robotics