

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

CONCEPTION DE SYSTÈMES MÉCANIQUES AUTO-ADAPTATIFS POUR LA
LOCOMOTION

DMITRI FEDOROV
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIÆ DOCTOR
(GÉNIE MÉCANIQUE)
AVRIL 2019

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée :

CONCEPTION DE SYSTÈMES MÉCANIQUES AUTO-ADAPTATIFS POUR LA
LOCOMOTION

présentée par : FEDOROV Dmitri

en vue de l'obtention du diplôme de : Philosophiæ Doctor

a été dûment acceptée par le jury d'examen constitué de :

M. GOURDEAU Richard, Ph. D., président

M. BIRGLEN Lionel, Ph. D., membre et directeur de recherche

M. CARDOU Philippe, Ph. D., membre

M. CARO Stéphane, Ph. D., membre externe

REMERCIEMENTS

En premier lieu, je tiens à remercier l'instigateur de ce projet, le professeur Lionel Birglen, sans les encouragements et les conseils précieux duquel je n'aurais jamais pensé me lancer dans cette aventure, et encore moins cru possible de la terminer.

Je remercie mes collègues du laboratoire de robotique, en particulier Bruno, Jean-Michel, Clément et Nicolas, qui ont été mes compagnons de travail, mais aussi de détente.

Surtout, je remercie ma famille pour leur support inconditionnel durant ces quatre dernières années. Florence, je ne te remercierai jamais assez pour ta patience et tes encouragements. À mon tour maintenant d'être là pour toi, comme tu as été là pour moi!

RÉSUMÉ

Les mécanismes auto-adaptatifs (ou sous-actionnés) permettent d'accomplir des tâches complexes en utilisant un nombre minimal d'actionneurs. Leur caractéristique principale est la division de l'actionnement, à l'aide de mécanismes souvent différentiels, entre plusieurs mouvements de sortie dont la séquence de déclenchement peut être contrôlée à l'aide d'éléments passifs. Actuellement, ils sont majoritairement employés pour fabriquer des doigts ou de mains robotiques capables de s'adapter mécaniquement à la forme de l'objet à saisir, sans utiliser de contrôle en boucle fermée. Il est ainsi possible d'effectuer des économies substantielles en générant de manière purement mécanique un comportement qui nécessiterait autrement un grand nombre de moteurs et de capteurs.

Dans ce projet, deux thèmes distincts, liés à l'application de cette philosophie de conception au domaine de la locomotion, sont explorés avec comme but principal de transférer l'expertise développée avec les doigts auto-adaptatifs vers de nouveaux cas d'utilisation. En premier lieu, un mécanisme de patte mécanique à deux degrés de liberté, actionné par un seul moteur, a été développé. En cas de collision avec un obstacle durant la phase de vol, le ratio de transmission de l'actionnement est altéré, combinant ainsi les deux degrés de liberté pour permettre à la patte de glisser le long de l'obstacle à la recherche d'un nouveau point d'appui. Ce mécanisme a été analysé en profondeur, notamment par le biais de la théorie des visseurs, afin de quantifier sa capacité d'adaptation. Il a ensuite été possible de procéder à une optimisation multi-objectifs visant à mettre en évidence le compromis entre les capacités d'adaptation de la patte et la qualité de la trajectoire générée. La validation expérimentale de ce mécanisme est également présentée.

Le second thème relève du domaine de la réadaptation. Le mécanisme développé correspond à celui d'une orthèse entièrement passive, capable de générer des couples correcteurs sur les articulations de la hanche et du genou. Pour ce faire, un système de poulies non-circulaires et de câbles relie les rotations de ces deux articulations à l'allongement de deux ressorts. La synthèse des profils des poulies, par le biais d'une méthode graphique innovante, est décrite, de même que les résultats expérimentaux obtenus à l'aide du prototype réalisé.

Les travaux réalisés dans le cadre du présent projet ont par ailleurs mené à d'autres contributions dans le domaine des poulies non-circulaires, soit un mécanisme d'équilibrage statique et un autre permettant de guider une plateforme suspendue le long d'une trajectoire de type « *pick-and-place* ».

ABSTRACT

Self-adaptive mechanisms (also referred to as underactuated) allow to perform complex tasks using only a minimal number of actuators. Their main characteristic is their ability to distribute actuation, often using differential mechanisms, between several output motions which can be triggered sequentially through the use of passive elements. As of now, they are mostly used in fingers and hands able to mechanically adapt to the shape of the grasped object, without relying on closed-loop control. Indeed, they allow for significant cost savings by generating purely mechanically a behavior which would otherwise require several motors and sensors.

In this project, two separate themes, both linked to the application of this design philosophy to the field of locomotion, are explored. The main goal is to transfer existent expertise developed for self-adaptive fingers to new use cases. First, a two degree of freedom mechanical leg, driven by a single motor, has been developed. In case of an unexpected collision with an obstacle during the swing phase, the actuation transmission ratios are altered, thus combining both degrees of freedom to generate a sliding motion along the obstacle in search of the next foothold. This mechanism is here analyzed in depth through the application of screw theory, in order to quantify this adaptation capability. A multi-objective optimization was subsequently performed to highlight the trade-off between the mechanism's adaptation to obstacles and the quality of the generated leg endpoint trajectory. Experimental results validating the increased reachable ground clearance for the proposed linkage are provided.

The second theme belongs to the field of rehabilitation. The developed mechanism is a fully passive orthosis able to generate correcting torques to the hip and knee joints of the leg. This behavior is obtained by relating the elongations of two springs to these articular rotations by the means of cables and non-circular pulleys. The synthesis of the pulley profiles, through an innovative graphical method, as well as initial experimental results are presented.

This project has also yielded relevant contributions to the field of non-circular pulleys, with one mechanism developed to achieve static balancing of a pendulum, and another guiding a suspended platform through a pick-and-place trajectory.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	iii
RÉSUMÉ	iv
ABSTRACT	v
TABLE DES MATIÈRES	vi
LISTE DES TABLEAUX	viii
LISTE DES FIGURES	ix
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	xii
1 INTRODUCTION	1
1.1 Définitions et concepts de base	1
1.2 Motivation du projet	3
1.2.1 Objectifs de recherche	4
1.3 Plan de la thèse	5
1.4 Publications	6
2 REVUE DE LITTÉRATURE	7
2.1 Doigts et mains auto-adaptatifs	7
2.1.1 Transmission et division de l'actionnement	7
2.1.2 Éléments passifs	12
2.2 Pattes mécaniques	15
2.2.1 Stratégies de contrôle complexes	15
2.2.2 Approche dynamique pour des pattes simples	16
2.2.3 Approche cinématique pour des pattes simples	19
2.3 Réadaptation et assistance de la marche humaine	22
2.3.1 Systèmes stationnaires	23
2.3.2 Systèmes portables	26
2.4 Mécanismes à câbles	28
2.4.1 Plateformes suspendues	28
2.4.2 Poulies non-circulaires	29

3	ROBOTS MARCHEURS AUTO-ADAPTATIFS	32
3.1	Description du mécanisme et analyse du comportement	33
3.1.1	Première analyse : champ d'énergie potentielle	36
3.1.2	Seconde analyse : cinéto-statique	38
3.1.3	Analyse de la phase de support	40
3.2	Vitesses instantanées du mécanisme	42
3.2.1	Analyse par la théorie des visseurs	42
3.2.2	Analyse par le théorème de Kennedy	47
3.3	Validation expérimentale	50
3.4	Optimisation de la géométrie	55
3.4.1	Paramètres géométriques initiaux	55
3.4.2	Évaluation des performances	59
3.4.3	Optimisation multi-objectifs	63
3.4.4	Évaluation de la géométrie retenue	66
3.5	Mécanisme de verrouillage	68
4	ORTHÈSES AUTO-ADAPTATIVES	72
4.1	Description du mécanisme	73
4.2	Analyse des deux systèmes câble-poulies	77
4.3	Synthèse des profils de poulies	79
4.3.1	Analyse cinématique d'une poulie non-circulaire	79
4.3.2	Méthode de synthèse graphique	83
4.3.3	Configuration différentielle de deux poulies non-circulaires	86
4.3.4	Synthèse des poulies de l'orthèse passive	89
4.4	Approximation de la démarche humaine	91
4.4.1	Mécanisme de transmission	93
4.5	Validation expérimentale	94
5	RÉSULTATS COMPLÉMENTAIRES	97
5.1	Première application : guidage d'une plateforme suspendue	97
5.2	Seconde application : équilibrage statique d'un pendule	101
6	CONCLUSION	106
6.1	Atteinte des objectifs	106
6.2	Limitations des solutions proposées	107
	RÉFÉRENCES	109

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 3.1 : Dimensions des membrures du prototype	51
Tableau 3.2 : Dimensions du mécanisme de Hoeken (pré-optimisation)	56
Tableau 3.3 : Paramètres géométriques définissant un mécanisme quatre-barres . .	56
Tableau 3.4 : Dimensions du pantographe pré-optimisation	58
Tableau 3.5 : Évaluation de I_{trj} pour les paramètres géométriques pré-optimisation	60
Tableau 3.6 : Options des algorithmes d'optimisation utilisés	64
Tableau 3.7 : Résultats des optimisations	65
Tableau 3.8 : Paramètres géométriques choisis	66
Tableau 3.9 : Évaluation de I_{trj} pour la géométrie choisie	66

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Séquence de fermeture d'un doigt auto-adaptatif	2
Figure 2.1 : Le <i>Soft Gripper</i> de Hirose	7
Figure 2.2 : Main compliant pneumatique	8
Figure 2.3 : Mécanisme de transmission à membrures	8
Figure 2.4 : Éjection de l'objet à saisir	9
Figure 2.5 : Mécanismes de transimission différentiels	10
Figure 2.6 : Mains auto-adaptatives utilisant des mécanismes différentiels	10
Figure 2.7 : Stratégies d'actionnement sous-actionnées	11
Figure 2.8 : Doigts actionnés par un déplacement de leur base	12
Figure 2.9 : Éléments passifs pour contraindre des DDL	13
Figure 2.10 : Exemple de mains compliantes	14
Figure 2.11 : Champ d'énergie potentielle autour d'une membrure compliant	14
Figure 2.12 : Robots marcheurs multi-actionneurs	15
Figure 2.13 : Famille des marcheurs à cycle limite	17
Figure 2.14 : Famille des marcheurs utilisant le modèle <i>SLIP</i>	18
Figure 2.15 : Prototypes inspirés du RHex	18
Figure 2.16 : Mécanismes de pattes simples	19
Figure 2.17 : Exemples d'architecture Hoeken-Pantographe	20
Figure 2.18 : Plateforme auto-adaptative de Yale	21
Figure 2.19 : Angles des articulations du plan sagittal durant un cycle de la jambe	22
Figure 2.20 : Types de systèmes robotiques pour la réadaptation de la jambe	23
Figure 2.21 : Stratégies collaboratives pour les systèmes de réadaptation de la jambe	24
Figure 2.22 : Utilisation de câbles Bowden pour la réadaptation	25
Figure 2.23 : Exosquelettes passifs	27
Figure 2.24 : Exosquelette de type RGO	28
Figure 2.25 : Brevet du système SkyCam	29
Figure 2.26 : Utilisation de poulies non-circulaires comme mécanisme de transmission	30
Figure 2.27 : Applications courantes des poulies non-circulaires	30
Figure 3.1 : Sous-mécanismes constituant la patte auto-adaptative	34
Figure 3.2 : Description du mécanisme de patte auto-adaptative	35
Figure 3.3 : Influence de l'orientation du pantographe sur l'interférence	36
Figure 3.4 : Analyse graphique de l'adaptation passive à un obstacle	37
Figure 3.5 : Évolution du couple d'entrée requis pendant l'adaptation	37

Figure 3.6 : Vitesses au point de contact avec l'obstacle	39
Figure 3.7 : Champ d'énergie potentielle dessiné autour de la phase de support . . .	41
Figure 3.8 : Visseurs des sous-mécanismes d'entrée de la patte	43
Figure 3.9 : Visseurs du pantographe	44
Figure 3.10 : Configurations singulières du mécanisme de la patte	46
Figure 3.11 : Vitesses instantanées de la patte	47
Figure 3.12 : Évolution des centres instantanés de rotation durant l'adaptation	49
Figure 3.13 : Vue éclatée du premier prototype de patte auto-adaptative	50
Figure 3.14 : Démonstration du prototype de patte traversant un terrain simulé . . .	52
Figure 3.15 : Représentation schématique de l'adaptation du prototype à un obstacle	53
Figure 3.16 : Données expérimentales pour l'adaptation du prototype	54
Figure 3.17 : Courant et voltage typiques mesurés aux bornes du moteur	55
Figure 3.18 : Dimensions du mécanisme de Hoeken (pré-optimisation)	56
Figure 3.19 : Géométrie d'un pantographe	57
Figure 3.20 : Dimensionnement du pantographe	58
Figure 3.21 : Trajectoire générée par le mécanisme de Hoeken	60
Figure 3.22 : Évolution du couple d'entrée (géométrie pré-optimisation)	61
Figure 3.23 : Couple d'entrée évalué pour tous les points de la zone adaptable	62
Figure 3.24 : Évaluation de I_{adap} pour les paramètres géométriques pré-optimisation .	63
Figure 3.25 : Séquence d'évaluation d'une géométrie candidate	64
Figure 3.26 : Front de Pareto obtenu après 100 générations	65
Figure 3.27 : Géométrie choisie	66
Figure 3.28 : Évaluation de la géométrie choisie	66
Figure 3.29 : Effet de la friction et de l'angle de l'obstacle sur l'adaptation passive . .	67
Figure 3.30 : Simulations dynamiques du mécanisme à l'aide de MSC Adams	68
Figure 3.31 : Système verrouillant le DDL secondaire en utilisant une came	69
Figure 3.32 : Adaptation du nouveau prototype de patte passive à un terrain simulé .	69
Figure 3.33 : Système de verrouillage alternatif utilisant une glissière	70
Figure 4.1 : Définition d'une démarche saine à partir de données expérimentales . . .	73
Figure 4.2 : Représentation isométrique de l'orthèse passive proposée	74
Figure 4.3 : Illustration des sous-systèmes dans le plan θ_1 - θ_2 (espace opérationnel) .	75
Figure 4.4 : Systèmes de coordonnées utilisés pour décrire la trajectoire générée . . .	76
Figure 4.5 : Géométrie des systèmes de poulies utilisés dans l'orthèse passive	77
Figure 4.6 : Allongement de câble requis en fonction des angles d'entrée θ_1 et θ_2 . .	78
Figure 4.7 : Géométrie d'une poulie non-circulaire	80
Figure 4.8 : Exemple d'application de la méthode de synthèse graphique proposée . .	84

Figure 4.9 : Exemple d'application de la méthode de synthèse graphique si $q \neq 0$. . .	85
Figure 4.10 : Géométrie de la configuration différentielle des poulies	86
Figure 4.11 : Application de la méthode graphique pour un système différentiel	88
Figure 4.12 : Synthèse des poulies du système centrifuge du mécanisme	89
Figure 4.13 : Synthèse des poulies du système centripète du mécanisme	90
Figure 4.14 : Influence de la vitesse sur la démarche humaine	91
Figure 4.15 : Matrices de transmission appropriées pour diverses vitesses	92
Figure 4.16 : Transmission depuis les angles articulaires vers les angles θ_1 et θ_2	93
Figure 4.17 : Illustration du démonstrateur fabriqué	95
Figure 4.18 : Couples expérimentaux et champs de couple interpolés	96
Figure 4.19 : Champ d'énergie potentielle calculé	96
Figure 5.1 : Exemple de configuration différentielle des poulies non-circulaires	97
Figure 5.2 : Système de guidage à poulies non-circulaires	98
Figure 5.3 : Prototype de robot à câbles à un DDL	99
Figure 5.4 : Résultats expérimentaux du guidage de l'effecteur suspendu	100
Figure 5.5 : Répartition de l'énergie potentielle pour un pendule équilibré	102
Figure 5.6 : Représentation isométrique des mécanismes d'équilibrage considérés . .	103
Figure 5.7 : Fonction $p(\theta_P)$ pour les deux mécanismes	103
Figure 5.8 : Pendule équilibré à diverses positions angulaires	104
Figure 5.9 : Résultats expérimentaux du pendule équilibré	105

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

ABS	Acrylonitrile butadiène styrène
CDPR	<i>Cable-driven parallel robot</i>
CSPR	<i>Cable-suspended parallel robot</i>
DDL	Degré de liberté
RGO	<i>Reciprocating gait orthosis</i>
SEA	<i>Series elastic actuation</i>

CHAPITRE 1 INTRODUCTION

La présente thèse a pour objectif principal d’explorer un nouveau domaine d’application, soit la locomotion, pour une classe de mécanismes ayant fait leurs preuves dans le domaine de la préhension, qualifiés de mécanismes auto-adaptatifs et dont l’étude constitue l’un des principaux domaines d’expertise du Laboratoire de Robotique de Polytechnique Montréal, où les travaux décrits dans ce document ont été menés. Les avantages principaux des mécanismes auto-adaptatifs, en comparaison avec les systèmes robotiques traditionnels pleinement actionnés, est la réduction du poids, de la complexité électronique, et surtout du coût. Ces caractéristiques qui ont fait leur succès pour les mains robotiques les rendent tout aussi attrayants pour la conception de jambes de robots marcheurs tout-terrain ainsi que d’orthèses portables pour les membres inférieurs, deux applications spécifiques motivant ce travail.

1.1 Définitions et concepts de base

Pour permettre davantage de nuance, l’auto-adaptativité est le terme ici préféré à « sous-actionnement », utilisé par certains auteurs, pour décrire la capacité de systèmes mécaniques à s’ajuster à des tâches variables sans nécessiter de capteurs, contrôleurs ou moteurs additionnels (Birglen, 2009, 2010). Le premier volet de cette définition est la variabilité de la tâche à accomplir. En effet, s’il est garanti que la tâche restera relativement simple et surtout constante pour l’ensemble de la vie du mécanisme (i.e. un objet identique à saisir ou un obstacle identique à surmonter à chaque pas), la solution optimale devient la conception d’un mécanisme à un seul degré de liberté (DDL) accomplissant parfaitement la tâche de façon prévisible et répétable. Lorsque de la flexibilité devient nécessaire pour pouvoir faire face à une tâche inconnue, l’augmentation de la mobilité du mécanisme, par l’ajout de DDL, devient inévitable. Cependant, la stratégie fréquente consistant en l’asservissement de chacun de ces DDL basé sur des données provenant de capteurs, n’est pas l’unique solution. C’est ici qu’intervient le second volet de la définition de l’auto-adaptativité, soit la simplicité électronique. En effet l’adaptation du mécanisme à des tâches variables est obtenue de manière purement mécanique.

L’utilisation de mécanismes auto-adaptatifs vise à rendre possibles des comportements complexes, comme la prise enveloppante d’un objet quelconque, entraînées uniquement par des commandes de haut niveau, telles l’actionnement continu d’un seul moteur. Le comportement de bas niveau, ici la fermeture séquentielle des différentes phalanges déclenchée au contact de l’objet, est plutôt délégué à l’« intelligence mécanique » obtenue par la conception délibérée

du mécanisme. Une telle séquence de fermeture, exemple typique d’auto-adaptativité, est illustrée à la figure 1.1.

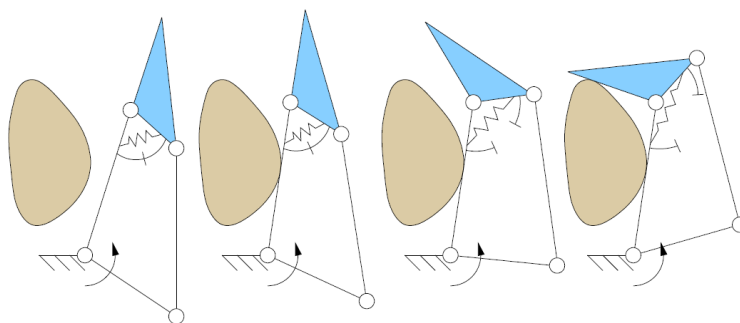


Figure 1.1 Séquence de fermeture d’un doigt auto-adaptatif (Birglen et Gosselin, 2004)

Lorsque actionnées par un seul moteur situé à la base du doigt, les deux phalanges du doigt illustré sur cette figure se comportent d’abord comme un seul corps rigide en raison de la force exercée par le ressort. Cependant, lorsque le contact est établi avec l’objet, la rotation de la phalange proximale est bloquée et l’effort d’actionnement est redirigé entièrement vers la rotation de la phalange distale, les efforts internes du mécanisme surpassant dorénavant la tension du ressort. Il devient ainsi possible d’accomplir la prise enveloppante d’un objet de forme variable sans contrôler indépendamment chacun des mouvements composant cette action complexe.

L’auto-adaptativité est une approche à contre-courant de la tendance actuelle en mécatronique, poussée par la miniaturisation et la performance accrue des composantes électroniques, qui limite souvent l’aspect mécanique à l’exécution de commandes générées par les algorithmes de contrôle complexes (Gosselin, 2006). Sans renier les avantages de l’électronique, le présent projet adhère à la thèse que, pour certaines applications, un système mécanique auto-adaptatif peut offrir une alternative présentant une complexité, un coût, et un poids réduits.

Comme l’a mis en évidence l’exemple présenté, en l’absence de boucle de retour électronique, l’adaptation se fait en réaction à l’apparition ou au changement d’une force extérieure. Les caractéristiques suivantes sont fréquemment partagées par les mécanismes auto-adaptatifs :

Sous-actionnement. Puisque les tâches à accomplir nécessitent typiquement plusieurs degrés de liberté et que l’actionnement est réduit au minimum, les mécanismes auto-adaptatifs sont par nature sous-actionnés. Il est cependant nécessaire d’établir que tout mécanisme sous-actionné n’est pas nécessairement auto-adaptatif. Dans le domaine de la théorie du contrôle, des exemples de problèmes où interviennent des mécanismes sous-actionnés sont la stabilisation d’un double-pendule inversé (Fantoni et Lozano,

2002) ou encore le guidage d'une plateforme à trois DDL planaires suspendue par seulement deux câbles (Zoso et Gosselin, 2012). De tels systèmes nécessitent une analyse approfondie de la dynamique du système pour arriver à une pose donnée sans contrôler à chaque moment chacun des DDL du mécanisme, mais ne sont pas nécessairement conçus pour s'adapter en réponse à l'apparition ou au changement d'une force extérieure.

Utilisation d'éléments passifs. À l'opposé des systèmes intrinsèquement dynamiques, les DDL non-actionnées des systèmes mécaniques auto-adaptatifs sont contraints à l'aide d'éléments passifs, dont un des plus fréquents est la combinaison ressort-butée illustrée précédemment à la figure 1.1. Ainsi, la pose complète du mécanisme peut être déduite d'une simple analyse statique du mécanisme et des forces extérieures.

Distribution de l'actionnement. Puisque plusieurs DDL doivent être entraînés, séquentiellement ou simultanément, à partir d'un seul mouvement d'entrée, il doit être possible de distribuer celui-ci. Diverses stratégies peuvent être employées pour la transmission de de l'actionnement : mécanismes à membrures, tendons, ou encore actionnement pneumatique. La distribution de l'actionnement entre plusieurs DDL nécessite généralement des mécanismes différentiels, possédant un nombre de sorties plus grand que le nombre d'entrées.

Le résultat final des restrictions imposées sur certains DDL du mécanisme et de la distribution de l'actionnement entre les DDL peut être interprété comme une hiérarchisation de ceux-ci. Dans le cadre du présent projet, il sera ainsi question d'un DDL principal, correspondant au cycle de base répété à chaque pas, et de DDL secondaires (ou adaptatifs) permettent de dévier de cette trajectoire, par exemple pour surmonter un obstacle. De manière similaire, pour un doigt auto-adaptatif, le mécanisme de transmission est conçu de manière à donner priorité au DDL correspondant au *reshaping*, c'est-à-dire à la trajectoire de fermeture avant le contact avec l'objet (Birglen, 2011). Les DDL adaptatifs sont dans ce cas les mouvements des phalanges survenant après l'établissement d'un contact, et sont essentiels pour obtenir l'« intelligence mécanique » dont il a été question précédemment.

1.2 Motivation du projet

La transposition des principes de l'auto-adaptativité depuis la préhension vers la locomotion découle logiquement de la spécialisation du Laboratoire de Robotique de Polytechnique Montréal et de l'importance de cette fonction tant en robotique mobile qu'en réadaptation. L'analogie avec la préhension est cependant incomplète, car si la main humaine est naturellement auto-adaptative (avec un seul tendon assurant la flexion des trois phalanges d'un

doigt), un tel phénomène n'est pas présent dans la jambe humaine ou animale. Néanmoins, le biomimétisme n'est pas gage de réussite, et le corollaire est également vrai : l'absence d'équivalent biologique ne met pas en doute le bien-fondé de la démarche.

D'un côté, en robotique mobile, la marche offre des avantages que les autres modes de locomotion, en particulier la roue, ne possèdent pas : possibilité d'utiliser des points d'appui isolés, de surmonter des obstacles, ou encore de découpler le mouvement du corps de celui des pattes. Ces avantages en font une alternative attrayante pour des applications faisant face à des environnements accidentés (exploration, sauvetage, etc.) ou encore conçus à l'échelle humaine (présence d'escaliers).

Par ailleurs, la robotique dans le domaine de la locomotion humaine, qu'il s'agisse d'appareils mobiles ou stationnaires, est également un domaine en croissance en raison notamment du vieillissement de la population dans les pays occidentaux. Outre l'assistance directe par le biais d'exosquelettes, un besoin important est le simple guidage répété de la jambe du patient pour permettre à celui-ci de ré-apprendre le cycle de la marche. Le coût et l'autonomie des systèmes actuels motivent le développement d'un système où la mécanique joue une part plus importante au détriment de l'électronique.

Ces deux facettes de la problématique constituent les deux sous-thèmes qui ont été traités, de manière indépendante durant le projet, avec comme fil conducteur l'étude de la génération de champs d'énergie potentielle autour d'une trajectoire cyclique. De manière similaire à la niche occupée par les mains auto-adaptatives dans l'industrie, le créneau visé est à mi-chemin entre les mécanismes pleinement actionnés et ceux à un DDL, conservant la flexibilité de l'un et la simplicité de l'autre.

1.2.1 Objectifs de recherche

Lors de la définition du projet de recherche à l'été 2016, les objectifs suivants ont été identifiés pour les deux sous-projets :

Premier thème : robotique mobile

Objectif 1 Concevoir un prototype de patte robotique capable d'avancer sur un terrain inconnu en utilisant un nombre minimal d'actionneurs et une stratégie de commande simple.

Objectif 1.1 Déterminer les critères permettant une adaptation passive au terrain pour une patte possédant plusieurs DDL.

Objectif 1.2 Comparer les différentes architectures possibles en termes de capacité d'adaptation, de compacité, et de complexité.

Objectif 1.3 Sélectionner les géométries les plus prometteuses pour la réalisation de prototypes démontrant l'effet recherché.

Hypothèse de travail : En rendant une patte robotique auto-adaptative par l'ajout d'un second DDL contraint à un générateur de trajectoire, il est possible d'éviter l'utilisation d'algorithmes de commande pour traverser un terrain inconnu *a priori*.

Deuxième thème : marche humaine

Objectif 2 Concevoir un système mécanique capable d'exercer des couples correcteurs sur la jambe d'un utilisateur lorsque son mouvement diverge d'un comportement cyclique prescrit.

Objectif 2.1 Concevoir un mécanisme capable de générer la fonction décrivant le mouvement nominal des trois DDL du plan sagittal de la jambe humaine durant un cycle de marche sain.

Objectif 2.2 Ajouter des DDL passifs se déclenchant lorsque la trajectoire réelle dévie de celle prescrite et générant des forces tendant à corriger cette déviation.

Objectif 2.3 Lier les mouvements du mécanisme auto-adaptatif conçu à ceux du corps humain à l'aide d'un système de transmission léger.

Objectif 2.4 Tester expérimentalement la validité du système de transmission et du mécanisme de génération de fonction.

Hypothèse de travail : En utilisant un mécanisme générateur de fonction possédant plusieurs DDL contraints additionnels, il est possible pour une orthèse de s'adapter à des mouvements de la jambe déviant de la trajectoire prescrite en leur résistant, tout en n'exerçant qu'une résistance minimale si l'utilisateur effectue le mouvement nominal.

1.3 Plan de la thèse

La manière dont les objectifs énoncés précédemment ont été poursuivis au cours du projet, ainsi que les résultats obtenus, seront décrits dans les pages suivantes. En premier lieu, une revue de littérature dépeint l'état de l'art dans les domaines des mécanismes auto-adaptatifs, des robots marcheurs, et des systèmes de réadaptation. Ensuite, les chapitres 3 et 4 traitent respectivement de la patte robotique et du mécanisme d'orthèse, tous deux auto-adaptatifs, développés. En outre, des résultats complémentaires découlant des nouvelles

techniques développées pour atteindre les objectifs fixés sont présentés au chapitre 5. Une discussion récapitulant l'ensemble du projet conclut cette thèse au chapitre 6.

1.4 Publications

Finalelement, les travaux décrits dans ce document ont mené aux communications techniques suivantes, révisées par les pairs :

Articles de journal :

- D. Fedorov et L. Birglen, “Design of a compliant mechanical device for upper-leg rehabilitation”, *IEEE Robotics and Automation Letters*, 2019.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Differential noncircular pulleys for cable robots and static balancing”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 10, no. 6, p. 061001, 2018.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Geometric optimization of a self-adaptive robotic leg”, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 42, no. 1, pp. 49–60, 2018.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Design of a self-adaptive robotic leg using a triggered compliant element”, *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 2, no. 3, pp. 1444–1451, 2017.

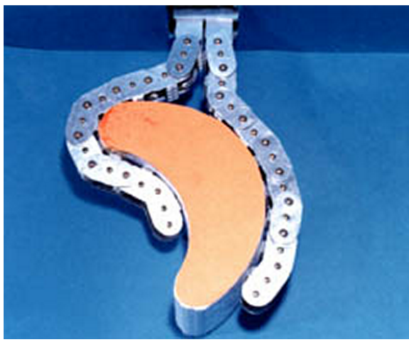
Articles de conférence :

- D. Fedorov et L. Birglen, “Design of a compliant mechanical device for upper-leg rehabilitation”, dans *IEEE 2019 International Conference on Robotics and Automation*. IEEE, 2019 [accepté].
- D. Fedorov et L. Birglen, “Kinematic and potential energy analysis of self-adaptive robotic legs”, dans *ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2018.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Geometric optimization of a self-adaptive robotic leg”, dans *CCToMM Symposium on Mechanisms, Machines, and Mechatronics*. Canadian Committee for the Theory of Machines and Mechanisms, 2017.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Analysis and design of a two degree of freedom hoeckens-pantograph leg mechanism”, dans *ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2015.

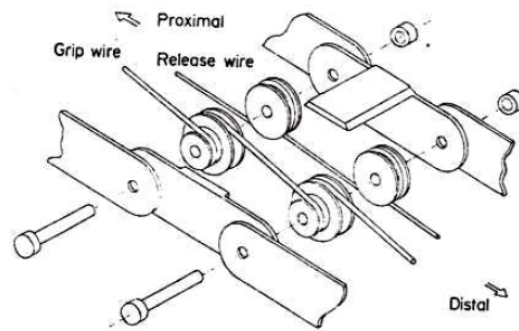
CHAPITRE 2 REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 Doigts et mains auto-adaptatifs

Bien qu'il soit possible de retrouver des exemples de mécanismes auto-adaptatifs aussi anciennement que dans les cahiers de Léonard de Vinci (Birglen, 2010), c'est au Prof. Shigeo Hirose que l'on doit les travaux pionniers qui ont lancé l'essor moderne de ce domaine. Son célèbre *Soft Gripper*, présenté en 1978 (Hirose et Umetani, 1978), était composé de deux doigts possédant chacun 10 phalanges dont la fermeture et l'ouverture étaient assurées, via un système de poulies, par seulement deux câbles. Ce prototype, illustré saisissant un objet à la figure 2.1a, était donc clairement sous-actionné, puisque le nombre d'actionneurs est inférieur au nombre de DDL du mécanisme.



(a) Adaptation à la forme d'un objet



(b) Architecture interne de chaque segment

Figure 2.1 Le *Soft Gripper* de Hirose (Hirose et Umetani, 1978)

Les deux câbles du *Soft Gripper* sont mis en évidence à la figure 2.1b pour un segment typique du mécanisme. Le rôle du second câble, dit de libération (*Release wire*), est d'assurer le retour du mécanisme à sa position de base.

2.1.1 Transmission et division de l'actionnement

Les modes les plus courants de transmission de l'actionnement dans les mains auto-adaptatives sont les systèmes de membrures, tel qu'illustré à la figure 1.1, ou de tendons analogues aux câbles du *Soft Gripper*. Tel que l'a démontré l'inclusion d'un câble de libération dans ce dernier prototype et dans d'autres subséquents (Crisman et al., 1996), l'unidirectionnalité des mécanismes à tendons constitue un désavantage significatif. De plus, ceux-ci sont généralement davantage affecté par la friction que les mécanismes à membrures, et ne sont pas en

mesure de transmettre des efforts aussi importants. Ils ont cependant comme avantage leur compacité, leur faible poids, et la possibilité d'une modulation additionnelle par l'altération des profils des poulies. L'utilisation de poulies non-circulaires a notamment été mise à profit par Krut (2005) pour concevoir un doigt isotrope en force, c'est-à-dire exerçant des forces de contact identiques à chaque phalange peu importe l'angle entre les phalanges.

Les membrures et les tendons ne sont cependant pas les seules avenues pour la transmission de l'actionnement. Ainsi, en utilisant une chambre à air déformable, il est possible d'obtenir un doigt flexible capable de s'adapter à la forme d'un objet, tel qu'illustré à la figure 2.2. Si un des côtés de la chambre à air est plus rigide que les autres, l'augmentation de la pression par un actionneur pneumatique entraîne la déformation du doigt dans la direction de ce côté (Deimel et Brock, 2015).

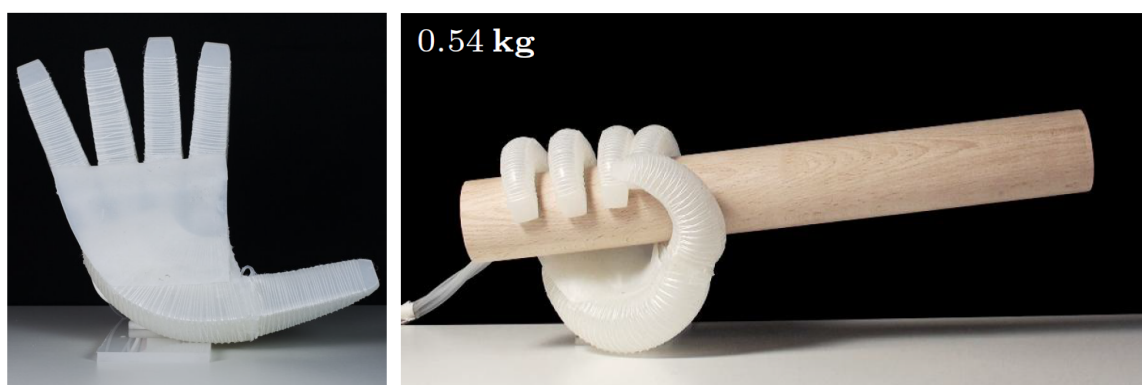


Figure 2.2 Main compliant pneumatic (Deimel et Brock, 2015)

La contrainte fondamentale s'appliquant au mécanisme de transmission est que celui-ci doit avoir un nombre de sorties supérieur au nombre d'entrées. Pour les mécanismes à membrures, l'architecture la plus simple remplissant cette condition est le cinq-barres, ou « classe S » d'après la classification des doigts auto-adaptatifs établie par Birglen (2009). Bien qu'un tel mécanisme possède deux DDL, il peut, à chaque moment de son opération, être réduit à un quatre-barres élémentaire, tel qu'illustré à la figure 2.3.

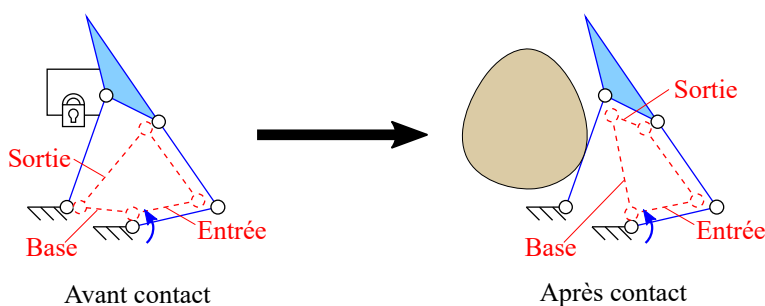


Figure 2.3 Mécanisme de transmission à membrures (Birglen, 2011) [annoté]

Ainsi, avant contact, les deux phalanges forment un corps rigide en raison de l'élément passif déclenchable (typiquement un ressort pré-contraint en parallèle avec une butée mécanique). La forme du quatre-barres équivalent résultant dicte la trajectoire de fermeture du doigt, communément appelée *preshaping* (Birglen, 2011). Après le contact, la phalange proximale est immobilisée, mais la résistance de l'élément passif est surmontée, modifiant ainsi son quatre-barres équivalent.

Puisque, à quelques exceptions près (Higashimori et al., 2005), l'énergie cinétique des doigts auto-adaptatifs est petite en comparaison avec l'énergie potentielle stockée dans leurs éléments passifs ou avec le travail des forces de contact, les outils d'analyse les plus courants sont généralement quasi-statiques : méthode des travaux virtuels, théorie des visseurs (Davidson et Hunt, 2004), etc. À partir de la matrice de transmission et de la Jacobienne du mécanisme, il est ainsi possible de déterminer les forces que celui-ci est en mesure d'exercer, ce qui est notamment essentiel pour prévenir un comportement d'éjection (Birglen et Gosselin, 2004), illustré par la figure 2.4.

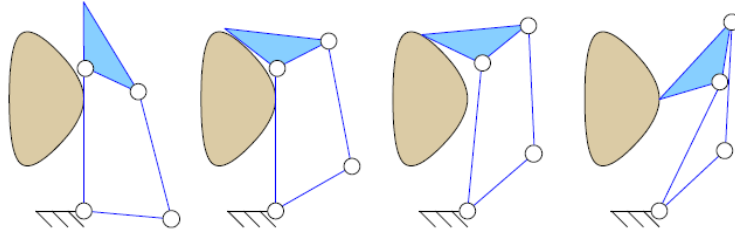


Figure 2.4 Éjection de l'objet à saisir (Birglen et Gosselin, 2004)

Plusieurs directions d'étude sont actuellement poursuivies dans le domaine des préhenseurs auto-adaptatifs, en particulier la stabilité de la prise une fois l'objet saisi (Stavenuiter et al., 2017), la manipulation à l'interpréteur de la paume, nécessitant une augmentation du nombre d'actionneurs (Odhner et al., 2014), ou encore la détection de la localisation des contacts avec l'objet à partir de la variation de résistance mesurée à l'actionneur (Belzile et Birglen, 2016).

Mécanismes différentiels typiques

Bien que n'importe quel mécanisme à plus d'un DDL puisse en théorie être rendu différentiel en définissant de manière appropriée les DDL actionnés et contraints, tel qu'illustré précédemment à la figure 2.3, certains mécanismes différentiels typiques sont extrêmement utiles, en particulier pour lier plusieurs doigts, eux-mêmes sous-actionnés, à un seul actionneur. Cette fonction a notamment été remplie à l'aide de trains d'engrenages planétaires (Laliberté et al., 2002), de systèmes de poulies (Gosselin et al., 2008; Dollar et Howe, 2010), de méca-

nismes à bascule (Doria et Birglen, 2009) ou encore de circuits hydrauliques ou pneumatiques (Deimel et Brock, 2015). Certains de ces mécanismes sont représentés à la figure 2.5.

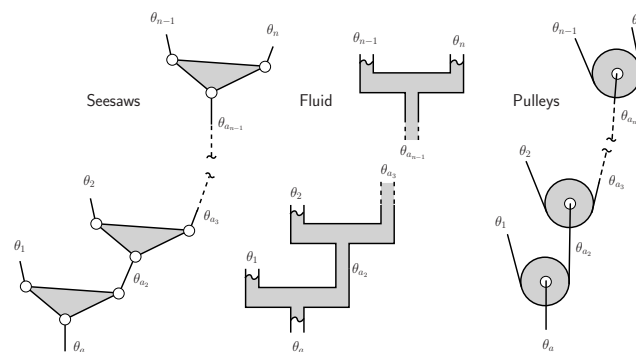
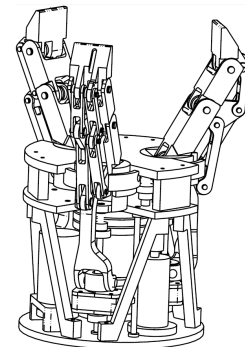


Figure 2.5 Mécanismes de transmission différentiels (Birglen et al., 2008)

Illustrant ce principe, la figure 2.6a permet de voir le mécanisme interne de la *SDM Hand* (Dollar et Howe, 2010), où quatre câbles, chacun contrôlant la fermeture d'un doigt à deux phalanges, sont connectés à l'aide de poulies afin d'être actionnés par un seul moteur. Le système d'engrenages différentiel de la main *Sarah* (Laliberté et al., 2002), permettant de connecter un moteur à trois doigts à membrures rigides, est quant à lui illustré à la figure 2.6b.



(a) *SDM Hand* de Harvard (Dollar et Howe, 2010)



(b) *Sarah* de l'Université Laval (Laliberté et al., 2002)

Figure 2.6 Mains auto-adaptatives utilisant des mécanismes différentiels

Éléments élastiques en série

Un comportement auto-adaptatif peut également être obtenu par l'ajout de ressorts à un système pleinement actionné, tel qu'illustré à la figure 2.7.

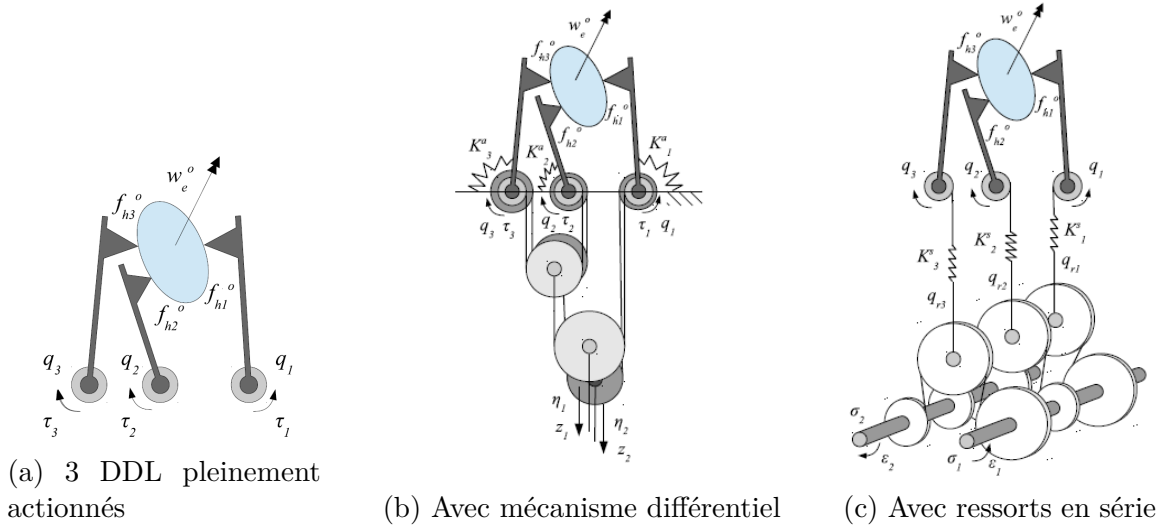


Figure 2.7 Stratégies d'actionnement sous-actionnées (Catalano et al., 2014)

Alors que la figure 2.7b montre une application d'un mécanisme différentiel standard pour diviser l'actionnement entre les trois DDL de sortie, les deux DDL d'entrée de la figure 2.7c définissent la configuration de référence d'une *main virtuelle* vers laquelle les DDL de sortie de la main réelle sont attirés par un champ élastique (Catalano et al., 2014). En effet, en l'absence d'obstacles, la position des doigts ne dévie pas de celle prescrite, et les ressorts n'exercent donc aucune force. Lorsque le mouvement d'un des doigts est bloqué, la rotation d'entrée fait augmenter la tension dans le ressort associé à celui-ci, mais continue de transmettre un mouvement de fermeture aux autres doigts.

Cette technique est similaire avec la *Series Elastic Actuation (SEA)*, consistant également à positionner un ressort entre l'actionneur et la charge d'un système mécanique (Pratt et Williamson, 1995), bien que les avantages typiquement recherchés soient différents. La SEA vise en effet à transformer un problème de contrôle en force vers un problème plus simple de contrôle en position, à diminuer les pics de couple au moteur, et à faciliter la conception de robots collaboratifs sécuritaires.

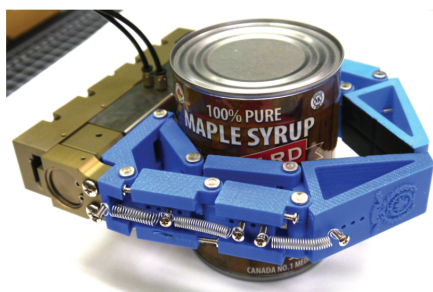
Les deux exemples de la figure 2.7 partagent la particularité de réduire le contrôle des trois DDL à deux actionneurs, alors qu'il serait pourtant parfaitement possible de le réduire encore davantage à un seul. Ce choix est justifié par la volonté de pouvoir générer une variété de trajectoires de fermeture (*preshaping*), correspondant aux différentes proportions des deux actionneurs. Cette approche est inspirée du concept de *synergie*, issu des neurosciences, qui fait référence dans le domaine de la préhension à des *primitives de mouvement* couplant les différents muscles de la main (Bicchi et al., 2011). Ces primitives sont combinées dans diverses proportions pour générer chaque déplacement. Pour reprendre une analogie courante,

les synergies constituent une base alternative pour représenter l'ensemble des mouvements possibles de la main, différente de la base courante où le mouvement de chaque articulation est indépendant.

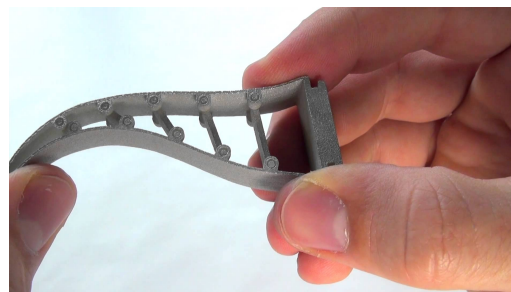
Pour augmenter l'efficacité du mécanisme, Catalano et al. (2014) identifient et reproduisent mécaniquement seulement les synergies les plus courantes. Les exemples de la figure 2.7 illustrent de manière symbolique cette technique : plutôt que de contrôler indépendamment les trois DDL d'un système mécanique, ceux-ci sont regroupés selon deux synergies pouvant être actionnées indépendamment. En poursuivant l'analogie, ce procédé est similaire à l'approximation consistant à décomposer une matrice en éléments propres, puis à conserver uniquement un certain nombre de composantes principales.

Mécanismes entièrement passifs

Finalemnt, il est possible d'obtenir un mécanisme entièrement passif, mais toujours auto-adaptatif, en enlevant complètement l'actionneur d'un doigt typique (tel le « classe S ») et en le remplaçant par une mobilité contrainte par un élément passif. L'adaptation survient alors en réaction au mouvement relatif entre le doigt et l'objet à saisir. L'avantage principal est que ce mouvement relatif peut être généré de manière simple par des bases de préhenseurs couramment utilisés dans l'industrie, notamment le type parallèle, où deux doigts perpendiculaires à la paume sont contrôlés en translation. Une main auto-adaptative peut ainsi être fabriquée sans avoir à modifier l'infrastructure existante, réduisant ainsi de nouveau les coûts. La figure 2.8 montre deux prototypes possédant cette capacité, le PaCoMe (Birglen, 2015) et le *FinGripper* (Pfaff et al., 2011).



(a) Le PaCoMe (Birglen, 2015)



(b) Le *FinGripper*

Figure 2.8 Doigts actionnés par un déplacement de leur base

2.1.2 Éléments passifs

Bien que, comme illustré à la figure 2.9, plusieurs éléments passifs puissent permettre de créer la séquence désirée de déclenchement des DDL, les éléments élastiques retiennent l'attention

en raison de leur capacité additionnelle d’assurer automatiquement le retour à la position de base. Des éléments compliant, c’est-à-dire déformables, sont ainsi fréquemment utilisés dans des doigts auto-adaptatifs, notamment à tendons (Dollar et Howe, 2010), pour assurer le retour à la position de base.

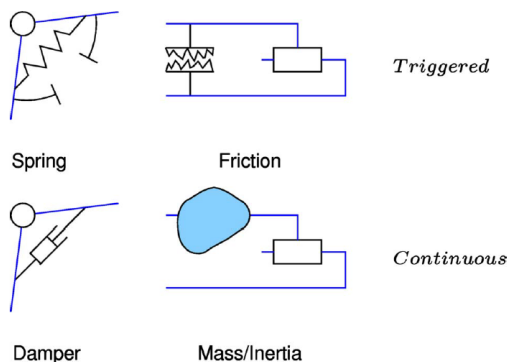


Figure 2.9 Éléments passifs pour contraindre des DDL (Birglen, 2009)

Par ailleurs, la combinaison ressort-butée mécanique permet de plus d’obtenir un comportement infiniment rigide (dans les limites du matériau) en compression. Ainsi, le PaCoMe est capable de générer des prises de pincée en plus des prises enveloppantes, puisqu’il agit comme un corps rigide dans le cas d’un contact survenant sur la phalange distale plutôt que sur les deux autres phalanges.

Mécanismes compliant

Les mécanismes compliant sont cependant fréquemment utilisés dans la conception de mains auto-adaptatives, même pour des mécanismes n’utilisant pas de tendons. Outre leur capacité à contraindre les DDL non-actionnés, ceux-ci permettent en effet de diminuer la difficulté d’assemblage et la friction, de se déformer de manière continue plutôt qu’uniquement aux articulations des membrures, en plus de pouvoir être réalisés à des échelles plus petites que les mécanismes classiques. Deux stratégies principales existent :

- Utilisation d’articulations à gorge ou compliance localisée (Boudreault et Gosselin, 2006; Doria et Birglen, 2009) : il est souvent aisé d’approximer le mécanisme comme une succession de corps rigides liés par des articulations rotoïdes en parallèle avec des ressorts à l’aide de la modélisation pseudo-rigide (Howell, 2001). Un préhenseur de ce type en nitinol (alliage nickel-titane très flexible, offrant une bonne vie en fatigue, et biocompatible), destiné à des applications chirurgicales, est illustré à la figure 2.10a.
- Compliance distribuée (Stapel et Herder, 2004; Liu et Wang, 2014; Petković et al., 2014) : la géométrie que doit avoir le mécanisme pour obtenir les déformations désirées

est typiquement obtenue de manière numérique, par des techniques d'optimisation topologique. Il n'est alors plus possible de parler de phalanges et de degrés de liberté indépendants, puisque l'ensemble du mécanisme est flexible. Le prototype présenté à la figure 2.10b fait notamment valoir une diminution des concentrations de contrainte comparativement à la compliance localisée.



(a) Compliance localisée aux articulations (Boudreault et Gosselin, 2006)

(b) Compliance distribuée (Liu et Wang, 2014) ©2014 IEEE

Figure 2.10 Exemple de mains compliantes

En général, cependant, l'espace de travail des mécanismes compliants est limité, et ceux-ci nécessitent des actionneurs plus puissants pour accomplir la même tâche qu'un mécanisme classique, puisqu'une partie de l'énergie fournie par l'actionneur est stockée sous forme d'énergie potentielle pour chaque mouvement du système hors de sa position d'équilibre.

Une technique digne de mention pour la conceptions de mécanismes compliants est l'étude des champs d'énergie potentielle associés à la déformation du mécanisme. Il est ainsi possible de concevoir un système présentant le comportement désiré, tel le guidage statiquement équilibré le long d'une ligne droite (Radaelli et Herder, 2017), en se basant sur les caractéristiques de ce champ, notamment la direction des gradients. Une illustration de cette technique est présentée à la figure 2.11.

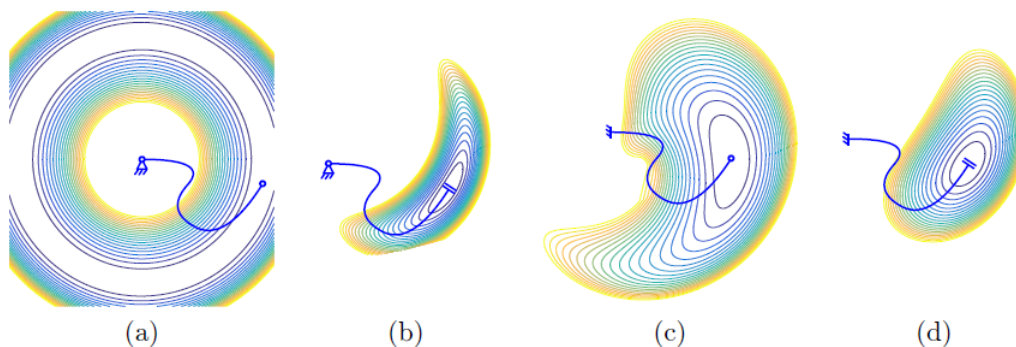


Figure 2.11 Champ d'énergie potentielle autour d'une membrure compliante pour différentes conditions limites (Radaelli et Herder, 2017), reproduit avec permission de Elsevier

2.2 Pattes mécaniques

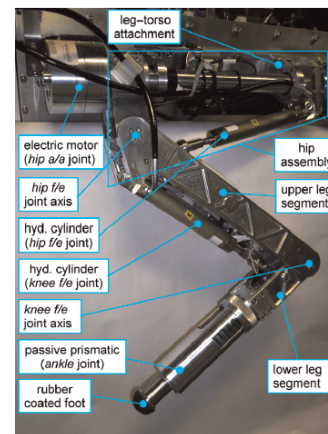
La marche est une des applications pour lesquelles une simplification des systèmes mécatroniques existant actuellement peut apporter de nouveaux débouchés. En effet, ce mode de locomotion offre une traversabilité inégalée, ce qui le rend intéressant pour l'opération de robots dans des environnements accidentés ou imprévisibles, que l'on peut retrouver dans des missions d'exploration ou de sauvetage .

2.2.1 Stratégies de contrôle complexes

Le domaine des robots marcheurs, du moins dans l'œil du public est dominé par des robots aux performances certes impressionnantes, mais d'une complexité mécanique et électronique importante, qui entraînent évidemment des coûts très élevés. Bien que son développement soit abandonné pour des raisons financières, le plus célèbre de ceux-ci est le *BigDog* (Raibert et al., 2008), de *Boston Dynamics*, qui possède quatre actionneurs par jambe. Deux autres prototypes, le HyQ (Semini et al., 2011) et le StarLETH (Hutter et al., 2012), possèdent une architecture extrêmement similaire, illustrée à la figure 2.12.



(a) Vue d'ensemble du BigDog
(tiré du plan stratégique DARPA 2007)



(b) Détail d'une patte du HyQ (Semini et al., 2011)

Figure 2.12 Robots marcheurs multi-actionneurs

Ces robots sont notamment caractérisés par une compliance des membres inférieurs leur permettant d'absorber des chocs et d'avoir une démarche dynamique optimisée pour la course, que ce soit par le biais de ressorts intégrés aux jambes dans le cas du BigDog et du HyQ, ou d'actionnement élastique (SEA) dans le cas du StarLETH.

Adaptation aux obstacles

Les stratégies retenues pour la l'évitement d'obstacle de cette classe de prototypes reposent généralement sur l'analyse des données sensorielles et la planification de trajectoires en temps réel, à l'opposé du comportement auto-adaptatif recherché dans le présent projet. Néanmoins, certains travaux ont mené à la conception d'algorithmes de relativement bas niveau dignes d'intérêt. Il s'agit de « réflexes artificiels », où un mouvement de rétraction est instantanément produit si un contact inattendu est détecté au niveau de la jambe (Focchi et al., 2013), ou encore permettant au robot de compenser automatiquement des variations de hauteur du sol (Park et al., 2013).

2.2.2 Approche dynamique pour des pattes simples

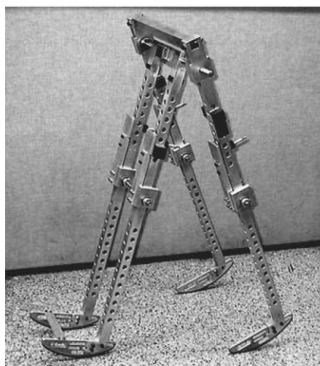
En utilisant des mécanismes très simples pour la patte, découlant du principe de « roue sans jante » ou *rimless wheel*, et en analysant la dynamique du système, deux familles de prototypes ont obtenu des résultats remarquables : les marcheurs à cycle limite et les coureurs reproduisant le modèle *SLIP*.

Marcheurs à cycle limite

Cette catégorie englobe les marcheurs dynamiques passifs, sous-actionnés, initialement proposés par McGeer (1990), ainsi que les prototypes actionnés qui en sont les descendants. En s'inspirant de l'histoire de l'invention de l'aviation, McGeer formule l'hypothèse que la conception de marcheurs bipèdes efficaces passe par la réalisation de « planeurs » capables de transformer l'énergie potentielle en mouvement de marche. Les jambes de son prototype, présenté à la figure 2.13a, sont analogues à de simples pendules (inversés durant la phase support). Lorsque celui-ci était placé sur un plan incliné et que le mouvement de balancier d'une des paires de jambes était initié de manière appropriée, le système se stabilisait à une vitesse de descente permettant de compenser les pertes d'énergie dues à la friction et aux chocs.

Les recherches subséquentes ont permis de construire un vrai bipède en compensant le mouvement de lacet par l'ajout de bras (Collins et al., 2001) (figure 2.13b). Finalement, le remplacement de la source d'énergie externe par un actionnement traditionnel (figure 2.13c) a éliminé la nécessité d'un plan incliné et a résulté en la création de prototypes extrêmement efficaces énergétiquement (Collins et al., 2005) : le record de distance sans recharger la batterie, établi en 2014, est de 65 km avec une charge de seulement 500 Wh, correspondant à efficacité moyenne légèrement supérieure à celle d'un humain (Bhounsule et al., 2014). Bien que le contrôle en temps réel permette d'améliorer les résultats, cette classe de mécanismes est in-

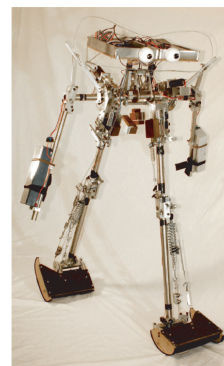
trinsèquement stable, d'où son nom. L'ordre de grandeur des perturbations (angle du terrain, forces extérieures, ou obstacles) pouvant être rejetées demeure cependant faible (Hobbelen et Wisse, 2007).



(a) Reproduction du premier prototype de McGeer (McGeer, 1990)



(b) Bipède passif (Collins et al., 2001)



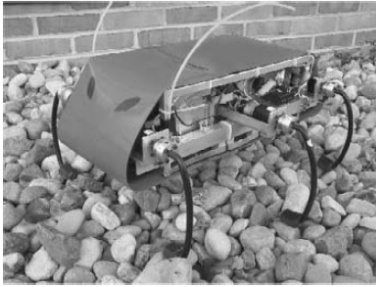
(c) Bipède actionné aux chevilles, (Collins et al., 2005). Reproduit avec permission de l'AAAS.

Figure 2.13 Famille des marcheurs à cycle limite

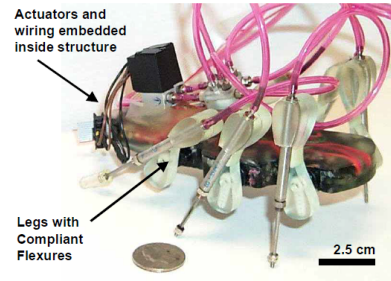
Modèle dynamique *SLIP*

Alors que l'approche dynamique passive vise à modéliser et reproduire le mouvement de la marche, c'est à la course que s'intéresse le modèle *SLIP* (*Spring Loaded Inverted Pendulum*) (Blickhan, 1989). Dans celui-ci, le robot est représenté par une masse ponctuelle montée sur une seule jambe constituée d'un ressort, qui est comprimé durant la phase de support. Ce modèle fut initialement reproduit expérimentalement par Raibert avec un robot sauteur monopode (Raibert, 1986). Plusieurs prototypes ont employé des approches différentes pour « ancrer » ce comportement dynamique par la suite, dont notamment les trois robots décrits à la section 2.2.1, ou encore des robots plus simples comme RHex (Saranli et al., 2001), le Sprawlita (Clark et al., 2001), et le DASH (Birkmeyer et al., 2009), illustrés à la figure 2.14.

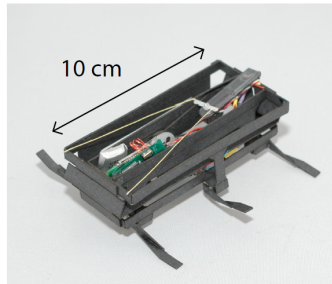
L'élasticité de la jambe étant à la base du modèle *SLIP*, l'utilisation de mécanismes compliant est un choix logique, commun à ces trois derniers robots. Ainsi, les descendants du RHex sont reconnaissables à leurs pattes semi-circulaires flexibles, visibles à la figure 2.15. Une analyse du modèle pseudo-rigide de cette forme met effectivement en lumière la présence d'un « ressort équivalent » entre le corps du robot et le sol. Plusieurs directions de recherche intéressantes sont actuellement poursuivies parallèlement dans ce domaine : ainsi, l'ajout d'un second DDL à chacune des pattes afin de modifier en temps réel la rigidité de ce ressort équivalent (figure 2.15a) et ainsi s'adapter à des types variables de terrain a été étudié par Galloway et al. (2013).



(a) RHex (Saranli et al., 2001)



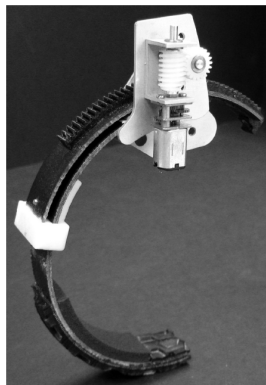
(b) Sprawlita (Clark et al., 2001) ©2001 IEEE



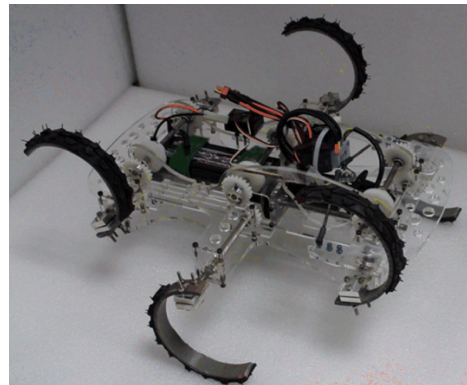
(c) DASH (Birkmeyer et al., 2009) ©2009 IEEE

Figure 2.14 Famille des marcheurs utilisant le modèle *SLIP*

Parallèlement, l'actionnement des six pattes du robot par un seul moteur commun (figure 2.15b), nécessitant cependant des engrenages non-circulaires pour générer une phase de support suffisamment longue, a été proposé par Huang et al. (2015) dans le but de simplifier le contrôle du robot.



(a) Pattes en C à raideur équivalente variable (Galloway et al., 2013)



(b) Actionnement des six pattes par un seul moteur (Huang et al., 2015)

Figure 2.15 Prototypes inspirés du RHex (images reproduites avec permission de l'ASME)

2.2.3 Approche cinématique pour des pattes simples

Plusieurs mécanismes à membrures ont été conçus pour générer, à partir d'un mouvement de rotation, une trajectoire périodique appropriée pour la marche. L'extrémité de la patte suit alors une trajectoire se divisant en deux phases :

- Phase de support (*stance phase*) : correspond au contact entre la patte et le sol. Afin de propulser le robot en minimisant les pertes d'énergie, le déplacement de l'extrémité de la patte par rapport au corps du robot doit être le plus horizontal possible.
- Phase de vol (*swing phase*) : la patte est levée pour être ramenée au début de la phase de support. Le dégagement vertical doit être suffisant pour pouvoir enjamber des obstacles éventuels.

Dépendamment du nombre de pattes du robot et du type de démarche souhaitée pour celui-ci, la phase de support doit généralement représenter entre 50% et 70% du cycle total d'une patte. Dans l'éventualité où la rotation à vitesse constante de la manivelle d'entrée ne permet pas d'obtenir une distribution de vitesses satisfaisante le long de la trajectoire, une transmission variable basée sur des engrenages non-circulaires peut cependant être utilisée (Huang et al., 2015).

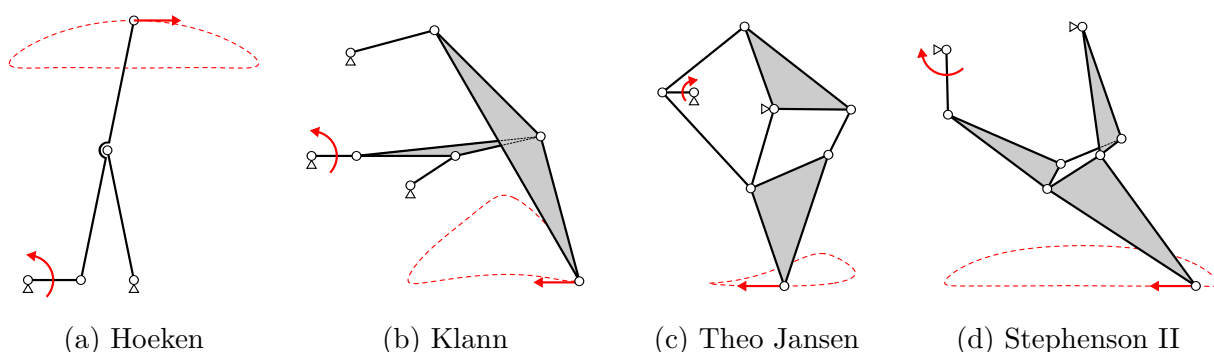


Figure 2.16 Mécanismes de pattes simples

Le plus simple de ces mécanismes, n'étant constitué que d'un 4-barres de type RRRR, est celui de Hoeken (Norton, 1992), illustré à la figure 2.16a. Il est souvent également désigné sous le nom de « Lambda de Chebyshev », en raison de sa description par ce mathématicien russe (Tchebicheff, 1884). Plus récemment, les mécanismes de Klann (2001) (figure 2.16b) et de Jansen (2016) (figure 2.16c), ont également été proposés pour des robots marcheurs. Le second s'est d'ailleurs rendu célèbre pour les sculptures mobiles, basées sur son mécanisme et actionnées par le vent, qu'il a installé sur certaines plages européennes. Finalement, les travaux de Mark Plecnik sur la synthèse des 6-barres plans l'ont amené à concevoir quatre générateurs de trajectoires pour la marche basés sur les topologies de Stephenson I, II et III, dont une est illustrée à la figure 2.16d (Plecnik et McCarthy, 2016).

Augmentation de la mobilité

Plusieurs modifications peuvent leur être apportées aux générateurs de trajectoire décrits précédemment afin d'améliorer les performances. Ainsi, une série d'articles de l'Université de Cassino décrit l'utilisation du mécanisme de Hoeken conjointement avec un pantographe (Liang et al., 2009, 2012; Li et Ceccarelli, 2011). En effet, l'ajout de ce mécanisme permet non seulement d'amplifier la trajectoire, mais également de l'inverser, ce qui, dans le cas du mécanisme de Hoeken, est nécessaire pour rendre linéaire la phase de support, tel qu'illustré à la figure 2.17a. Curieusement, une variante de cette architecture où la trajectoire générée par le mécanisme de Hoeken n'est pas inversée semble avoir été beaucoup plus explorée, même si la non-linéarité de la phase de support entraîne ce que les auteurs eux-mêmes qualifient de « démarche d'ivrogne » (figure 2.17b).

C'est néanmoins cette dernière architecture qui fut modifiée par Li et Ceccarelli (2011) en ajoutant deux degrés de liberté permettant respectivement la translation du pivot du pantographe et celle de l'axe de la manivelle, affectant ainsi la longueur et la hauteur de la trajectoire effectuée par le pied en vue d'enjamber des obstacles. Indépendamment, l'idée de déplacer le pivot d'un pantographe amplifiant le mouvement d'une patte mécanique fut exploitée dans un prototype dès 1991 (Williams et al., 1991) bien que le projet n'ait pas mené à des publications subséquentes, tout comme plus récemment par Zhang et al. (2017).

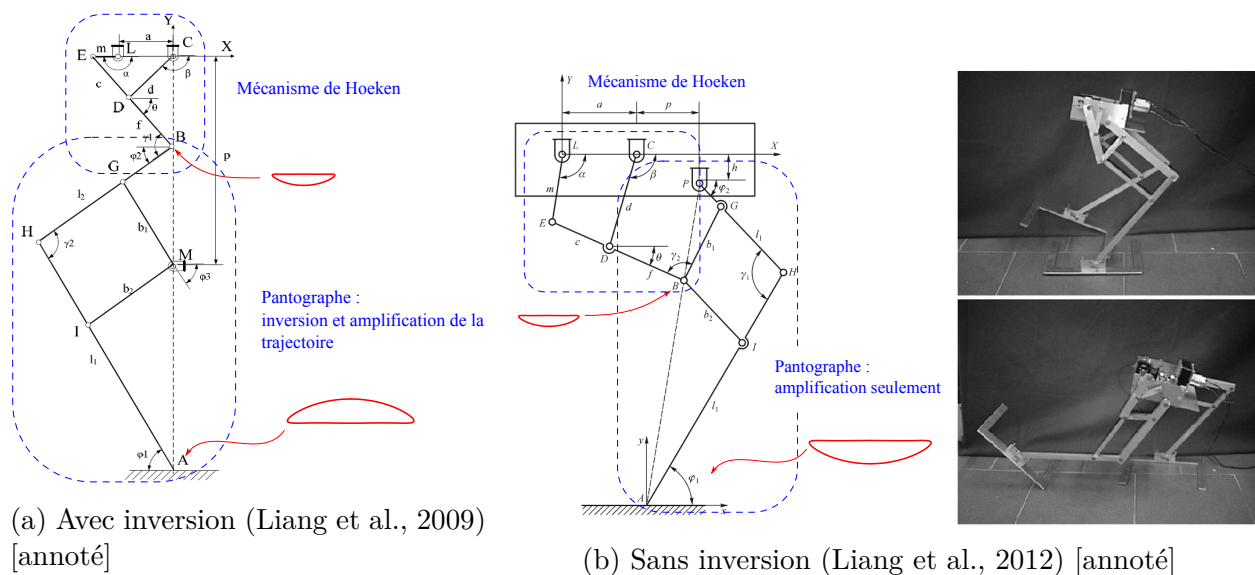


Figure 2.17 Exemples d'architecture Hoeken-Pantographe

De manière similaire, la possibilité d'altérer la forme de la trajectoire que génère le mécanisme de Theo Jansen en modifiant la longueur de certaines membrures ou en déplaçant des pivots a été suggérée parallèlement par Nansai et al. (2013) et Komoda et Wagatsuma (2011),

notamment afin de pouvoir monter des marches ou enjamber des obstacles. La même approche a également été proposée pour le mécanisme de Klann par Kulandaidasan Sheba et al. (2016).

Dans tous les cas, l'addition de DDL se fait en réaction du manque de flexibilité des mécanismes simples à membrures dont la démarche immuable ne permet pas de s'adapter à des variations du terrain. Cependant, une mobilité additionnelle a jusqu'à présent toujours nécessité un actionnement additionnel ou une reconfiguration extérieure de la géométrie du mécanisme.

Plateforme auto-adaptative de Yale

Sous la direction du professeur Aaron Dollar, lui-même spécialisé dans la conception de préhenseurs auto-adaptatifs (Dollar et Howe, 2010), les techniques développées dans ce domaine ont été appliquées au problème de la marche robotique à l'Université Yale. Dans une série d'articles (Kanner et Dollar, 2013; Kanner et al., 2015, 2017), est décrit un mécanisme à tendons sous-actionné permettant de distribuer à plusieurs pattes un mouvement de descente jusqu'à celles-ci soient toutes en contact avec le sol (figure 2.18a). Le résultat est une plateforme robotique à quatre pattes (figure 2.18b) dont le corps reste horizontal et isostatique, indépendamment de la hauteur du terrain sous chacune de celles-ci.

Cependant, étant donné que les pattes sont uniquement capables de supporter le mécanisme, et non de le propulser vers l'avant, une stratégie complexe nécessitant deux plateformes identiques est proposée pour obtenir un robot mobile. Ainsi, alors que la plateforme A est en contact avec le sol, l'ensemble de la plateforme B est activement soulevé et déplacé vers l'avant, et vice versa (figure 2.18c). Une telle approche, précédemment utilisée avec succès pour le robot d'exploration Dante II (Bares et Wettergreen, 1999), est cependant complexe mécaniquement et les déplacements sont très lents.

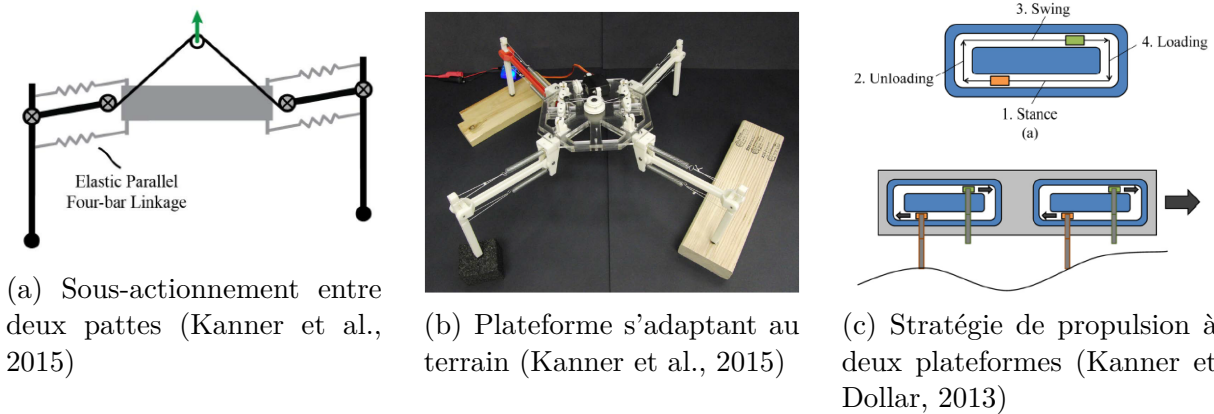


Figure 2.18 Plateforme auto-adaptative de Yale (images reproduites avec permission de l'ASME)

2.3 Réadaptation et assistance de la marche humaine

Un sujet connexe aux robots marcheurs, mais présentant le défi additionnel de l'interaction avec le corps humain, est la conception de systèmes mécaniques pour aider la marche humaine. Alors que des mécanismes auto-adaptatifs sont fréquemment proposés pour reproduire le mouvement de la main humaine (Massa et al., 2002), ces techniques ne semblent, à la lumière de la présente revue de littérature, jamais avoir été appliquées pour reproduire le mouvement de la jambe.

Bien que la jambe humaine est généralement représentée avec un minimum de 7 DDL, trois d'entre eux, d'axe perpendiculaire au plan sagittal, sont particulièrement impliqués dans la marche : flexion/extension de la hanche, flexion/extension du genou, et dorsiflexion/flexion plantaire de la cheville. Lors de la marche à vitesse constante sur un terrain plat, chacune de ces articulations effectue un mouvement cyclique, illustré à la figure 2.19.

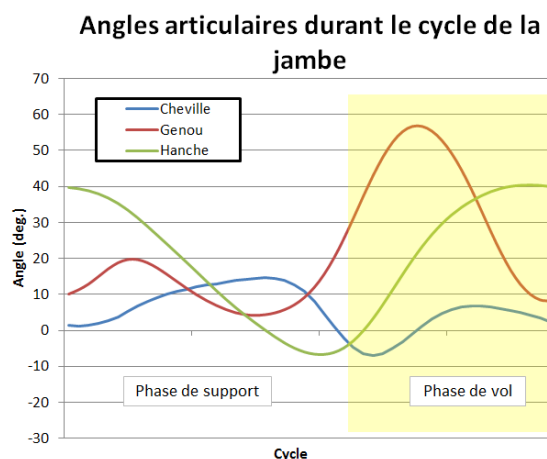


Figure 2.19 Angles des articulations du plan sagittal durant un cycle de la jambe (*valeurs moyennes pour des sujets âgés de 7 à 12 ans*) (Stansfield et al., 2006)

La principale cause de handicap physique à l'âge adulte sont les AVC, qui touchent chaque année un adulte sur 600 dans les pays développés. Les patients atteints développent typiquement une démarche qualifiée de « hémiparétique », où l'une des jambes en particulier développe une faiblesse musculaire. Cette démarche asymétrique est caractérisée par une réduction de l'amplitude des mouvements articulaires, en particulier de la flexion du genou lors de la phase de vol et de la dorsiflexion de la cheville lors du contact avec le sol (phénomène souvent qualifié de *Foot Drop Gait* en anglais). La réadaptation nécessite d'effectuer des exercices pour favoriser la plasticité cérébrale et récupérer les capacités motrices d'avant l'AVC. Après 11 mois de réadaptation, les techniques courantes font passer le pourcentage de patients capables de marcher sans assistance de 37% à 50%. (Balaban et Tok, 2014).

Cependant, l'approche thérapeutique traditionnelle pour la réadaptation de la démarche a l'inconvénient de nécessiter une grande quantité de main d'oeuvre : parfois jusqu'à trois thérapeutes doivent collaborer pour soutenir le patient tout en guidant sa démarche. C'est pourquoi, malgré les résultats contradictoires de plusieurs études quant à l'efficacité relative de l'approche robotique et de l'approche humaine (Díaz et al., 2011), le développement de systèmes de réadaptation mécatroniques est une solution importante pour faire face à l'augmentation prévue de la clientèle en raison du vieillissement de la population. L'utilisation à domicile de ces systèmes robotiques, dont les principales catégories sont illustrées à la figure 2.20, est cependant inexistante actuellement en raison des coûts élevés, de leur encombrement, ou de l'autonomie réduite des systèmes portables (ibid.).

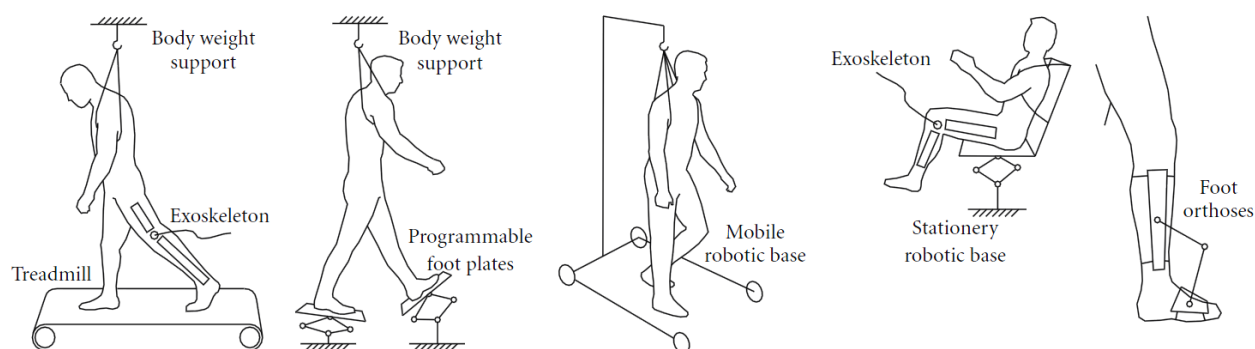


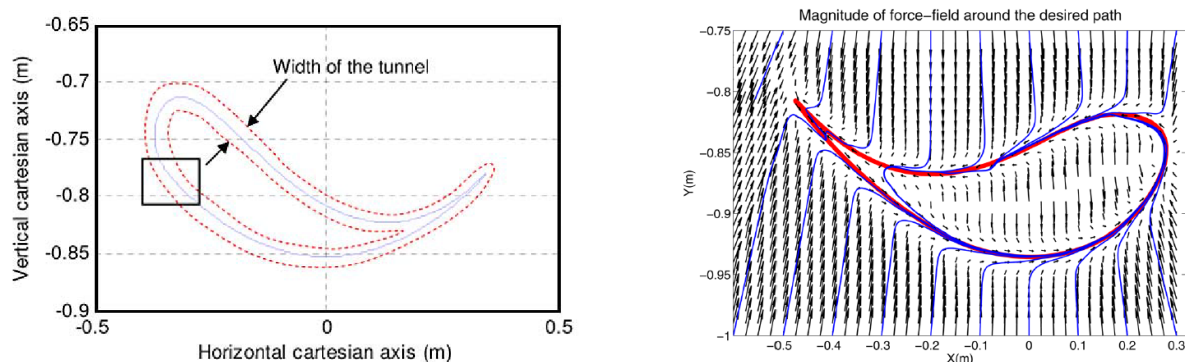
Figure 2.20 Types de systèmes robotiques pour la réadaptation de la jambe (Díaz et al., 2011)

2.3.1 Systèmes stationnaires

Avec plus de 500 exemplaires vendus, le Lokomat (Jezernik et al., 2003), initialement développé à l'Université de Zurich, est le système stationnaire le plus populaire. Il est composé d'un tapis roulant, d'un système de support du patient ainsi que d'un exo-squelette comprenant un total de 4 DDL (les rotations de la hanche et du genou pour chaque jambe). Cependant, la première génération de robots de réadaptation, dont fait partie ce dispositif, est critiquée en raison de l'influence limitée du patient sur la trajectoire de marche, qui est souvent guidée activement par le robot (Pennycott et al., 2012).

C'est pourquoi la tendance actuelle est plutôt à une approche collaborative où le patient produit volontairement les mouvements, et l'assistance/résistance varie en fonction de l'erreur entre le mouvement réel et celui prescrit. Ainsi, des systèmes plus récents comme le ALEX (*Active Leg Exoskeleton*) (Banala et al., 2010), le ALEX II (Srivastava et al., 2015), le LOPES (Veneman et al., 2007), ou encore le ROPES (Alamdari et Krovi, 2016) utilisent

un contrôleur de haut niveau générant une impédance nulle lorsque la position de la jambe est à l'intérieur d'un tunnel centré sur la trajectoire nominale, mais exercent des couples correcteurs lorsqu'elle s'en éloigne, tel qu'illustré sur la figure 2.21.



(a) « Tunnel » autour de la trajectoire nominale avec le ALEX (Banala et al., 2010) ©2010 IEEE

(b) « Champ de forces » autour de la trajectoire nominale avec le ROPES (Alamdari et Krovi, 2016), reproduit avec la permission de l'ASME

Figure 2.21 Stratégies collaboratives pour les systèmes de réadaptation de la jambe

Transparence d'un système haptique

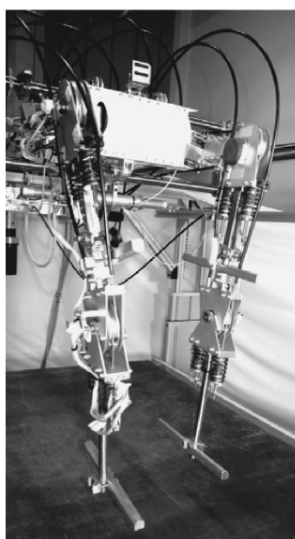
Cette approche vise à maximiser la transparence du système, qui dans le domaine de l'haptique est définie comme l'impédance entre les forces ou les vitesses d'entrée et de sortie, devant idéalement être proche d'une fonction de transfert unitaire (Kern, 2009). Pour un système de réadaptation, la transparence correspond à la capacité de ne pas interférer avec le fonctionnement normal du membre, permettant d'exposer le patient à la dynamique exacte de la tâche à accomplir, ce qui est bénéfique pour la réadaptation (Pennycott et al., 2012; Vallery et al., 2009).

Les stratégies de régulation les plus populaires pour atteindre ce but sont le contrôle en admittance ou en impédance, souvent avec des fonctions différentes guidant la magnitude des composantes normales et tangentielles des forces générées. La compensation de l'inertie ajoutée à la jambe du patient par le système de réadaptation peut notamment être effectuée en ajoutant à la boucle de commande un terme basé sur l'accélération mesurée (Aguirre-Ollinger et al., 2011), ou encore en utilisant une commande prédictive de type *feedforward* (van Dijk et al., 2013).

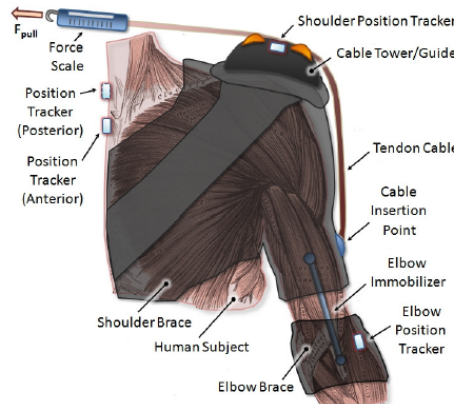
La transparence peut également être augmentée par le biais de stratégies passives, visant à réduire la masse, la friction, et l'inertie du système, notamment celle due aux actionneurs. Des solutions utilisées pour obtenir un actionnement léger sont les muscles pneumatiques (Beyl

et al., 2008), ou encore les câbles Bowden, constitués d'acier torsadé glissant à l'intérieur d'une gaine souple, tel qu'illustré à la figure 2.22. Ceux-ci sont fréquemment utilisés pour transmettre un actionnement à distance dans des automobiles ou des bicyclettes, mais sont également présents dans des applications de réadaptation : le dispositif stationnaire le LOPES (Veneman et al., 2007), ainsi qu'un système de réadaptation du mouvement de l'épaule conçu à l'Université Harvard (Kesner et al., 2011).

L'approche visant à réduire la masse ajoutée par le système de réadaptation est poussée à l'extrême dans le cas du ROPES, qui utilise uniquement un système de câbles pour supporter le patient et contrôler la trajectoire de la jambe.



(a) Orthèse LOPES (Veneman et al., 2007)
©2007 IEEE



(b) Système orthétique de Harvard (Kesner et al., 2011)
©2011 IEEE

Figure 2.22 Utilisation de câbles Bowden pour la réadaptation

Le manque de transparence, en particulier la modification de la dynamique du cycle de marche, est un des reproches principaux adressés au *Gravity Balancing leg Orthosis*, ou GBO, (Banala et al., 2006). Ce prototype, particulièrement intéressant dans le contexte du présent projet en raison de sa nature purement mécanique, permettait de compenser, par un système de ressorts, le poids de la jambe et du mécanisme lui-même. L'effet recherché était de réduire les couples que le patient doit fournir pour déplacer la jambe. Bien que le système ne favorise pas de trajectoire particulière, les auteurs font état d'augmentations importantes de la plage de mobilité des articulations de la hanche et du genou lors de la marche pour des patients ayant subi un AVC (Agrawal et al., 2007). L'utilité d'un tel mécanisme pour la réadaptation est cependant sujette à débat, puisqu'il ne permet pas au patient d'être exposé à la dynamique réelle de la tâche à accomplir.

2.3.2 Systèmes portables

Outre l'aide aux patients aux prises avec un handicap, la principale motivation pour le développement de systèmes robotiques portables (exosquelettes) est l'augmentation des capacités du corps humain. Ainsi, chapeauté par la DARPA, l'Université Berkeley a développé le BLEEX (Zoss et al., 2006), utilisant des moteurs hydrauliques pour permettre à l'utilisateur de transporter des charges plus lourdes. Semblable à un robot bipède, cet exosquelette est capable de rester stable sur le sol par lui-même, mais nécessite l'intervention d'un humain pour avancer. À la différence du BLEEX, l'exosquelette HAL, pour *Hybrid Assistive Leg* (Kawamoto et Sankai, 2005) n'est pas en mesure d'exercer des forces sur le sol pour accomplir sa tâche, mais agit plutôt en exerçant des couples aux articulations de l'utilisateur, ce qui le rend utilisable pour la réadaptation. Deux autres systèmes portables conçus expressément pour cette application sont le *Mindwalker* (Wang et al., 2015) et le *ReWalk* (Esquenazi et al., 2012; Goffer, 2006), ce dernier d'un poids total de plus de 23 kg en incluant la batterie.

Des orthèses actionnées conçues pour agir sur une articulation en particulier ont également été développées. C'est le cas notamment des AFO, pour *Ankle-Foot orthosis* (Blaya et Herr, 2004; Ferris et al., 2005), qui visent à corriger la dorsiflexion insuffisante de la cheville au moment de la pose du pied, conséquence courante d'un AVC.

Exosquelettes passifs

Contrairement aux systèmes actifs, les exosquelettes passifs sont incapables de rajouter de l'énergie au système pour aider la marche. Les approches suivies consistent donc à améliorer l'efficacité de la bio-mécanique naturelle de la jambe pour réduire la consommation d'énergie de l'utilisateur, ou encore de lier plusieurs DDL de la jambe ensemble pour que l'un puisse suppléer aux faiblesses de l'autre.

Un des mécanismes les plus impressionnants de la première catégorie fut développé par Collins et al. (2015), dont les contributions au domaine des bipèdes passifs ont déjà été soulignées. En utilisant un ressort agissant en parallèle avec les muscles du mollet et capable, grâce à un embrayage contrôlé mécaniquement par l'orientation de la cheville, d'emmagasiner et libérer de l'énergie à divers moments du cycle de marche, le système conçu est capable de réduire la consommation énergétique de l'utilisateur par environ 7.5%.

Les résultats n'ont pas été aussi concluants dans le cas du prototype illustré à la figure 2.23a : les auteurs ont utilisé une procédure d'optimisation géométrique pour positionner un tendon liant les trois articulations du plan sagittal, dont l'effet prévu était de réduire de 40% la consommation énergétique. En pratique, les sujets sains ayant testé le prototype ont dépensé

plus d'énergie avec celui-ci que sans, ce que les auteurs attribuent à l'inertie additionnelle.

En ce qui a trait à la réadaptation, une version portable de l'orthèse à compensation gravitationnelle a également été développée, tel qu'illustré à la figure 2.23b. Les auteurs semblent cependant avoir abandonné son développement sans présenter de résultats pour se concentrer sur la version stationnaire (le *GBO*) et, plus tard, sa version actionnée (le *ALEX*). Un autre prototype digne de mention est présenté à la figure 2.23c : un mécanisme à membrures, entièrement passif, est utilisé pour exercer un couple de dorsiflexion sur la cheville lorsque la flexion du genou atteint une valeur signifiant que la phase de vol est amorcée. Les auteurs insistent notamment sur l'importance de minimiser la masse du prototype afin d'éviter des efforts additionnels au patient.



(a) Mécanisme à tendons (van Dijk et al., 2011) ©2011 IEEE



(b) GBO portable (Banala et al., 2006) ©2006 IEEE



(c) Mécanisme à membrures pour la dorsiflexion (Berkelman et al., 2007) ©2007 IEEE

Figure 2.23 Exosquelettes passifs

Finalement, les exosquelettes de la famille des RGO (*Reciprocating Gait Orthosis*) sont une catégorie de mécanismes passifs visant à accroître la mobilité des patients atteints de paralysie, lorsque utilisés en conjonction avec des cannes ou une marchette. Durant la marche, les articulations des genoux et des chevilles sont verrouillées, soit par un système de verrous, soit par la forme rigide de l'orthèse, ce qui permet de supporter le poids de l'utilisateur et d'avancer avec une démarche qualifiée de pendulaire vu la rigidité des jambes.

Les RGO permettent de faciliter cette démarche du patient en couplant le mouvement de flexion d'une hanche avec l'extension de l'autre, et vice-versa. Ce couplage peut être effectué à l'aide d'une paire de câbles Bowden croisés, tel qu'illustré à la figure 2.24, ou encore en utilisant des membrures rigides (Yano et al., 1997). Bien que l'utilisation d'un tel système

soit très demandante en termes d'énergie pour le patient en raison de la démarche non naturelle prescrite, il s'agit d'une alternative beaucoup plus économique qu'un exosquelette motorisé poursuivant le même but, tel le ReWalk. Il est cependant important de noter qu'un tel mécanisme ne correspond pas du tout au principe de transparence défini plus tôt.

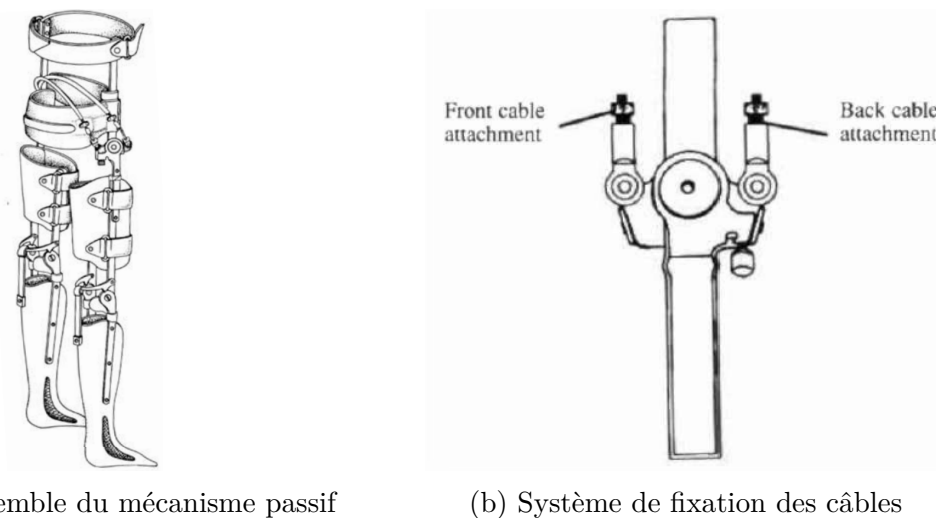


Figure 2.24 Exosquelette de type RGO (Dall et al., 1999)

2.4 Mécanismes à câbles

Tel que présenté dans la section précédente, l'usage de câbles dans le domaine de la réadaptation permet de transmettre des forces sur des distance relativement grandes, tout en conservant faible le poids du système. Étant donné que la légèreté est une caractéristique clé pour le second sous-projet (orthèse passive), il fut décidé très tôt dans son processus de conception d'employer cette technique.

2.4.1 Plateformes suspendues

Lorsqu'il est question de robots à câbles, un des exemples les plus largement connus est le SkyCam (Thompson et Blackstone, 2005), une caméra suspendue fréquemment installée dans les stades (figure 2.25).

Ce mécanisme est un exemple-type de *Cable-suspended parallel robot (CSPR)*, c'est-à-dire des robots suspendus à câbles. Pour cette sous-catégorie des *Cable-driven parallel robots (CDPR)*, c'est la gravité qui permet de maintenir les câbles tendus. Comme les autres systèmes à câbles, les CSPR sont caractérisés par leur faible inertie, mais leur popularité découle également de

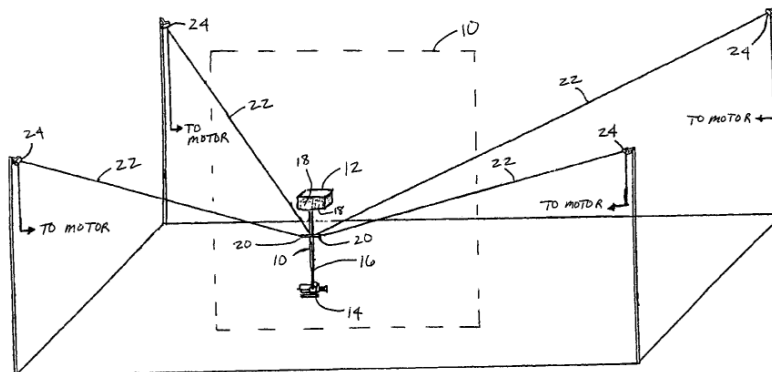


Figure 2.25 Brevet du système SkyCam (Thompson et Blackstone, 2005)

leur très petite empreinte au sol, de leur coût réduit, et de leur capacité à générer de grands espaces de travail.

L'espace de travail de tels robots a d'ailleurs fait l'objet de nombreuses études, en particulier par Pusey et al. (2004) et Gouttefarde et Gosselin (2006). Pour augmenter la taille de celui-ci, une stratégie courante est d'augmenter le nombre de câbles reliant la plateforme à la base du système (Gouttefarde et al., 2015), tout en prenant en considération l'interférence possible entre les câbles (Perreault et al., 2010).

Une direction de recherche prometteuse, en lien avec le thème général du présent projet, est l'utilisation de systèmes différentiels liant plusieurs câbles à un seul moteur, permettant ainsi de réduire le nombre d'actionneurs tout en conservant un espace de travail important (Khakpour et al., 2014; Khakpour et Birglen, 2014).

2.4.2 Poulies non-circulaires

Malgré l'intérêt intrinsèque des robots suspendus, c'est cependant une autre application des câbles qui retient l'attention pour l'intégration au présent projet, soit l'enroulement de ceux-ci sur des poulies non-circulaires. Tel que discuté précédemment, de tels systèmes sont notamment attrayants pour la conception de mains auto-adaptatives à tendons (Krut, 2005). Il s'agissait dans ce cas d'un exemple d'application mettant à profit la capacité d'une paire de poulies à réaliser le mouvement coordonné de deux articulations (Stachel, 2009), à la manière d'autres systèmes de transmission non linéaires, tels les engrenages non-circulaires ou les mécanismes à membrures (voir figure 2.26a). Accomplir cette tâche de *génération de fonction* avec un système de poulies permet de réduire le poids du mécanisme tout en permettant d'augmenter la distance entre les articulations. Il a ainsi été possible dans (Shirafuji et al., 2017) de contraindre toutes les rotations d'une jambe robotique sérielle d'architecture RRRR afin que la hauteur du corps reste constante durant la phase de support (voir figure 2.26b).

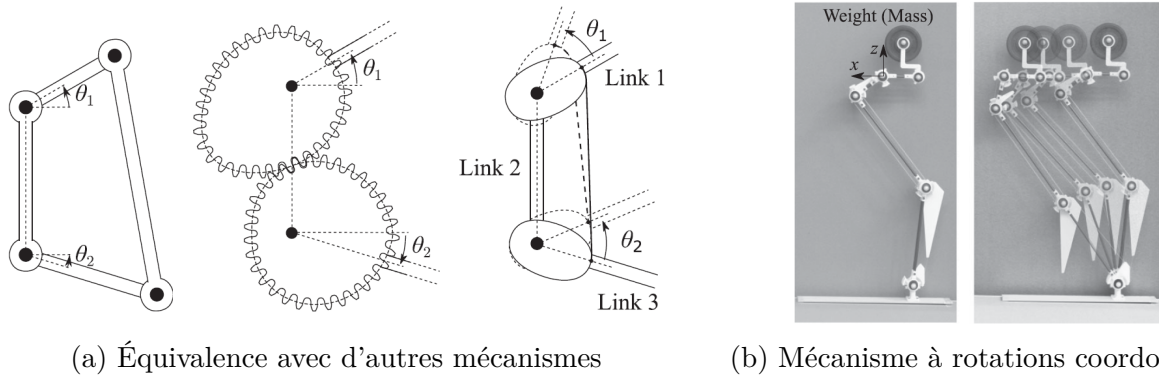
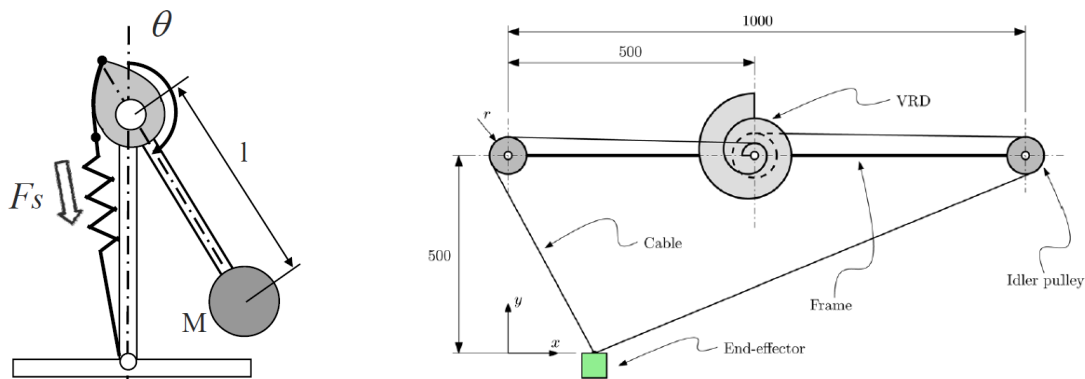


Figure 2.26 Utilisation de poulies non-circulaires comme mécanisme de transmission (Shirafuji et al., 2017) ©2017 IEEE

La capacité des poulies non-circulaires à générer une fonction non-linéaire entre un angle de rotation et une longueur de câble enroulé a le plus souvent été employée pour la création de ressorts de torsion non-linéaires (Schmit et Okada, 2012). L'application qui en découle naturellement est l'équilibrage statique (Ulrich et Kumar, 1991; Endo et al., 2010; Kim et Deshpande, 2014; Woods et Friswell, 2016), ayant pour but de garder un système en situation d'équilibre peu importe sa pose. L'équilibrage statique rend les systèmes mécaniques plus efficaces en permettant d'éviter le sur-dimensionnement des actionneurs, puisque ceux-ci n'ont plus à lutter contre les forces gravitationnelles. Un exemple de pendule équilibré statiquement par un tel système ressort-poulie est illustré à la figure 2.27a.



(a) Équilibrage statique (Endo et al., 2010) ©2010 IEEE

(b) Guidage d'une plateforme suspendue (Seriani et Gallina, 2016), reproduit avec la permission de l'ASME

Figure 2.27 Applications courantes des poulies non-circulaires

Une autre application ayant récemment attiré l'attention est l'utilisation de poulies non-circulaires pour le guidage de robots suspendus (Seriani et Gallina, 2016; Scalera et al., 2018; Plooij et al., 2018; Arsenault, 2018). Les poulies permettent alors de lier plusieurs câbles à un seul actionneur et ainsi coordonner la vitesse à laquelle ceux-ci se dévident. Un mécanisme représentatif de cette application, permettant de guider en translation une plateforme suspendue en utilisant un seul actionneur, est illustré à la figure 2.27b.

Enfin, l'utilisation de poulies non-circulaires a été proposée à plusieurs reprises pour des actionneurs différentiels de type agoniste - antagoniste, entre autres pour des muscles pneumatiques (Shin et al., 2013), ou pour des actionneurs à rigidité variable (Fiorio et al., 2014). Il a ainsi été possible de générer conjointement les longueurs de câbles requises pour guider à distance le mouvement d'outils chirurgicaux (Suh et Kim, 2018).

CHAPITRE 3 ROBOTS MARCHEURS AUTO-ADAPTATIFS

À la lumière de la revue de littérature effectuée dans le chapitre précédent, il est possible de positionner le premier thème du projet par rapport à l'état actuel de la recherche. Le but de ce chapitre est donc de décrire un mécanisme de patte robotique, adaptée pour un robot quadrupède ou hexapode, possédant les caractéristiques suivantes :

1. Utilisation d'un mécanisme à membrures rigides actionné par la rotation d'une manivelle, à la manière des pattes classiques de Klann (Klann, 2001) ou de Theo Jansen (Jansen, 2016), permettant d'avoir un nombre d'actionneurs inférieur à celui des robots marcheurs d'inspiration animale que sont le BigDog (Raibert et al., 2008) ou le StarLETH (Hutter et al., 2012). Une patte rigide permet également d'obtenir un comportement statiquement contraint, et donc indépendant de la masse transportée, ce qui n'est pas le cas des mécanismes flexibles que sont le RHex (Saranli et al., 2001) et ses dérivés.
 - Une compliance *localisée* (en une seule articulation) et *déclenchable* (uniquement durant la phase de vol) est cependant présente dans le mécanisme proposé afin de permettre à la patte de dévier de sa trajectoire de base.
2. Comportement adaptatif analogue à la génération électronique de réflexes proposée par Focchi et al. (2013) ainsi que par Park et al. (2013) pour lequel l'évitement d'obstacles n'est pas calculé *a priori* à partir de données de capteurs, mais est plutôt réalisé automatiquement à la suite de collisions.
 - Ce comportement est cependant obtenu de manière purement mécanique dans le mécanisme proposé, et ne nécessite pas de capteurs pour la détection du contact, ni de moteurs additionnels pour l'altération de la trajectoire.
3. Géométrie inspirée par l'ajout de DDL secondaires augmentant la mobilité d'une patte de type Hoeken-Pantographe décrit par Li et Ceccarelli (2011).
 - L'unique DDL secondaire du mécanisme proposé est cependant contraint à l'aide d'un ressort et d'une limite articulaire, comme le sont souvent les mouvements non-actionnés d'un doigt auto-adaptatif (Birglen et al., 2008).

Le contenu de ce chapitre est, pour l’essentiel, tiré des publications suivantes :

- D. Fedorov et L. Birglen, “Kinematic and potential energy analysis of self-adaptive robotic legs”, dans *ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2018.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Geometric optimization of a self-adaptive robotic leg”, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 42, no. 1, pp. 49–60, 2018.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Design of a self-adaptive robotic leg using a triggered compliant element”, *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 2, no. 3, pp. 1444–1451, 2017.
- D. Fedorov et L. Birglen, “Analysis and design of a two degree of freedom hoeckens-pantograph leg mechanism”, dans *ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2015.

3.1 Description du mécanisme et analyse du comportement

La jambe mécanique auto-adaptative décrite dans cette section peut être divisée en trois mécanismes à membrures : un mécanisme à quatre barres permettant de générer la trajectoire de base, un pantographe, et une membrure d’ajustement. Lorsque mu par la rotation θ_1 de la manivelle (premier DDL du mécanisme), le quatre-barres génère une trajectoire baptisée M_1 , appropriée pour la marche en raison de la présence d’une longue portion linéaire (la phase de support) suivie d’une portion surélevée (la phase de vol). Tel qu’illustré à la figure 3.1a, plusieurs mécanismes à membrures sont en mesure de générer une telle trajectoire (Norton, 1992; Klann, 2001; Jansen, 2016; Plecnik et McCarthy, 2016). Bien qu’un quatre-barres inspiré de la géométrie du mécanisme de Hoeken ait été sélectionné en raison de sa simplicité pour ce projet, la méthode présentée est suffisamment générale pour pouvoir être mise en application avec n’importe quel autre générateur de trajectoire.

Le second composant du mécanisme, le pantographe illustré à la figure 3.1b, permet d’accomplir les trois fonctions listées ici en ordre croissant d’importance :

1. Amplifier la trajectoire M_1 appliquée à l’un des *points guides* du pantographe.
2. Garantir que l’extrémité de la patte (le *point suiveur* du pantographe) soit toujours le point le plus bas du mécanisme.
3. Ajouter un second DDL au système, θ_2 . Le mouvement associé, M_2 , est appliqué au second point guide du pantographe (qui reste fixe lorsque la trajectoire de base est suivie), et influence donc également la position du point suiveur.

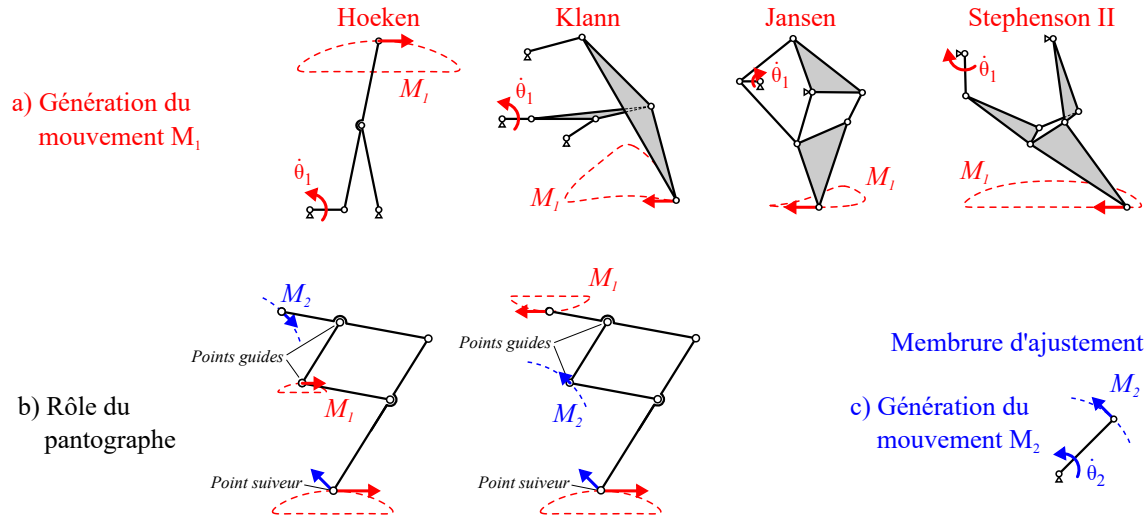


Figure 3.1 Sous-mécanismes constituant la patte auto-adaptative

Le mouvement M_2 permet à l'extrémité de la patte de quitter la trajectoire de base et doit pour cela posséder une orientation différente de M_1 durant la phase de vol. Le moyen le plus simple de générer un tel mouvement est par le biais d'une membrure binaire RR, baptisée la *membrure d'ajustement*, illustrée à la figure 3.1c. Pour cette raison, c'est la forme que prend le troisième sous-mécanisme de la patte, bien que des alternatives plus-complexes soient également possibles.

La combinaison des deux DDL décrits précédemment permet de générer un espace de travail plan pour l'extrémité de la patte, illustré à la figure 3.2a. Cependant, durant l'opération nominale de la patte, c'est-à-dire si aucun obstacle n'est frappé et aucune adaptation n'est déclenchée, l'extrémité de la patte suit la *trajectoire de base*, due uniquement à la rotation θ_1 de la manivelle, entraînée par un moteur. En effet, comme c'est souvent le cas pour les doigts auto-adaptatifs où le mouvement d'une phalange n'est pas déclenché tant que le contact n'est pas établi avec l'objet saisi, le DDL secondaire θ_2 est contraint à l'aide d'un ressort pré-chargé et d'une limite articulaire. Lors d'une collision avec un obstacle se trouvant dans la *zone adaptable*, soit le sous-ensemble de l'espace de travail comprenant les points balayés par la jambe durant la phase de vol, l'actionnement de θ_1 couplé à la résistance de l'obstacle au point de contact occasionne une augmentation des efforts internes du mécanisme suffisante pour vaincre la pré-charge du ressort et entraîner le mouvement passif de θ_2 .

Tel qu'illustré à la figure 3.2b, le mouvement combiné des deux DDL permet à la patte de glisser le long de l'obstacle jusqu'à éventuellement le surmonter. Tout comme dans le cas des doigts auto-adaptatifs, le ressort agissant sur le DDL secondaire n'est pas utilisé pour stocker de l'énergie utile à l'adaptation, mais plutôt pour empêcher les mouvements incohérents. En

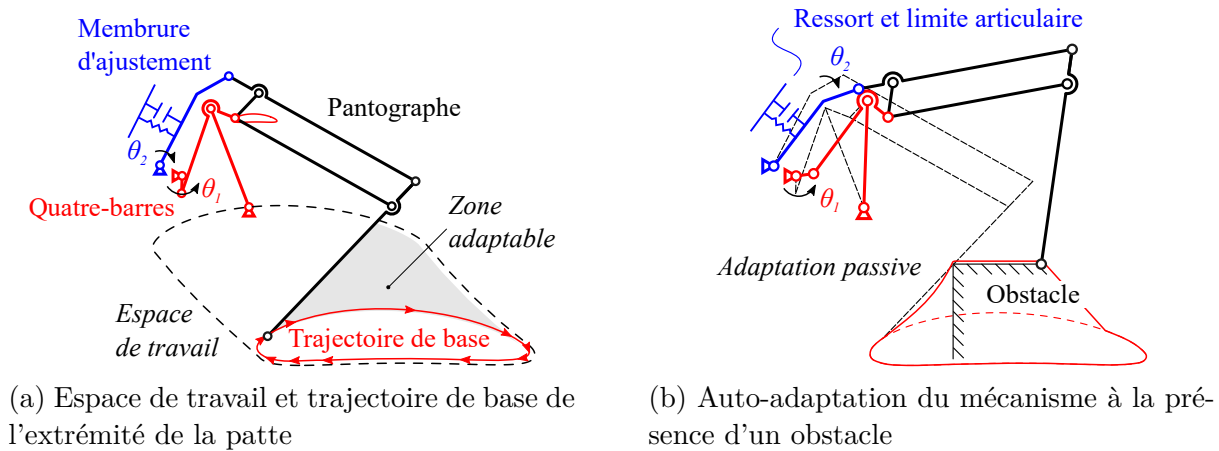


Figure 3.2 Description du mécanisme de patte auto-adaptative

conséquence, et afin de ne pas gêner le mouvement d'adaptation, la raideur et la pré-charge du ressort doivent être maintenues aussi basses que possible tout en étant en mesure de résister aux effets dynamiques subis par la membrure d'ajustement.

Tel qu'illustré précédemment à la figure 3.1b, chacun des deux points guides du pantographe peut être connecté à l'un ou à l'autre des DDL. La première configuration, dans laquelle le point médian est connecté au quatre-barres, permet cependant systématiquement d'augmenter la compacité du mécanisme et a donc été sélectionnée. Le choix n'est cependant pas aussi simple quand il s'agit de décider de l'orientation ou de la forme du pantographe. En effet, en utilisant une configuration dite "autruche" (telle que baptisée par Ottaviano et al. (2005)), pour laquelle l'orientation du pantographe subit une réflexion par rapport à la configuration "marcheur" présentée jusqu'à maintenant, il est possible d'augmenter grandement la proportion de l'espace de travail faisant partie de la zone adaptable. Cependant, tel qu'illustré à la figure 3.3, le retour de la patte vers la trajectoire de base après une adaptation complétée peut dans ce cas être empêché par un contact entre l'arrière de la patte et l'obstacle, qualifié d'*interférence*.

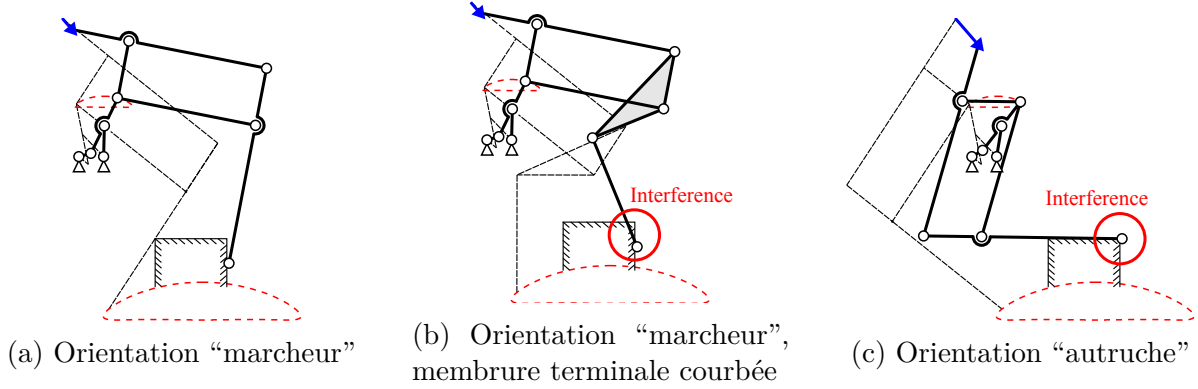


Figure 3.3 Influence de l'orientation du pantographe sur l'interférence

3.1.1 Première analyse : champ d'énergie potentielle

Un outil pratique pour estimer la faisabilité d'une adaptation passive de la patte à un obstacle donné est l'étude du chemin suivi par l'extrémité de celle-ci dans le champ d'énergie potentielle pouvant être tracé autour de la trajectoire de base, représentant l'étirement du ressort contraignant le DDL secondaire du mécanisme. Tel qu'illustré à la figure 3.4a, ce chemin depuis un point P situé sur la trajectoire de base vers un point Q situé au sommet de l'obstacle dépend également de la forme de la membrure terminale du pantographe. À la fin de l'adaptation, l'énergie $U_{ressort}(Q)$ emmagasinée dans le ressort contraignant θ_2 est uniquement une fonction de la variation angulaire associée, $\Delta\theta_2 \equiv \theta_2(Q) - \theta_2(P)$, et du couple induit par le ressort, τ_2 , lui-même dépendant de la raideur k et de la pré-charge τ_p :

$$U_{ressort}(Q) = \int_0^{\theta_2(Q)} \tau_2 d\theta_2 = \frac{1}{2}k\Delta\theta_2^2 + \tau_p\Delta\theta_2. \quad (3.1)$$

Puisque cette énergie est nécessairement fournie par le couple d'entrée τ_1 agissant sur la manivelle du mécanisme quatre-barres sur une plage de rotation $\Delta\theta_1 \equiv \theta_1(Q) - \theta_1(P)$, il est possible d'estimer le couple d'entrée moyen, $\bar{\tau}_1$:

$$\bar{\tau}_1 = \frac{\int_{\theta_1(P)}^{\theta_1(Q)} \tau_1 d\theta_1}{\Delta\theta_1} = \frac{U_{ressort}(Q)}{\Delta\theta_1}. \quad (3.2)$$

Dans l'équation ci-dessus, $\bar{\tau}_1$ est inversement proportionnel à $\Delta\theta_1$, ce qui signifie qu'il est difficile de générer un grand déplacement de la membrure d'ajustement à partir d'une petite rotation de la manivelle. En quadrillant l'espace de travail par des courbes de θ_1 constant et de θ_2 constant, tel qu'illustré à la figure 3.4b, il devient donc possible de déterminer visuel-

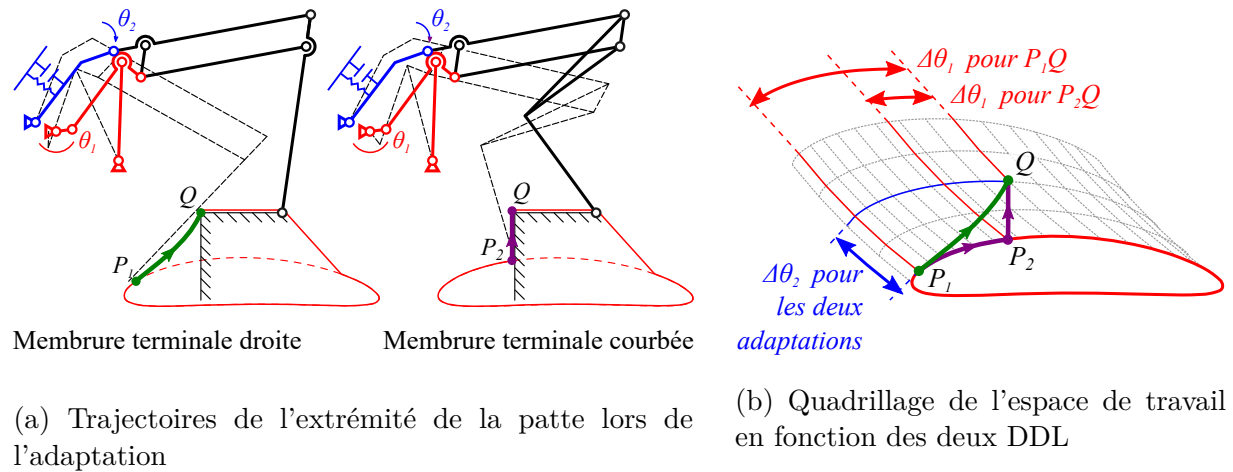


Figure 3.4 Analyse graphique de l'adaptation passive à un obstacle

lement si la patte peut s'adapter passivement à un obstacle par l'analyse de la trajectoire de l'extrémité de la patte. Ainsi, pour revenir à l'exemple de la figure 3.4, la trajectoire P_1Q associée à une membreure terminale droite demande un couple moyen plus faible à l'actionneur que la trajectoire P_2Q associée à une membreure terminale courbée, pour surmonter un obstacle identique, car l'énergie est alors fournie sur une plus grande plage de variation de θ_1 . Cette première analyse se trouve confirmée par l'allure des courbes du couple d'entrée τ_1 en fonction de l'angle de la manivelle, obtenues numériquement par analyse cinéto-statique du mécanisme (section 3.1.2) et tracées à la figure 3.5. Lorsque l'effet de la friction entre la patte et l'obstacle est négligé, l'aire sous ces deux courbes est effectivement identique, puisque le champ d'énergie potentielle est conservatif et que les points de départ et d'arrivée sont identiques.

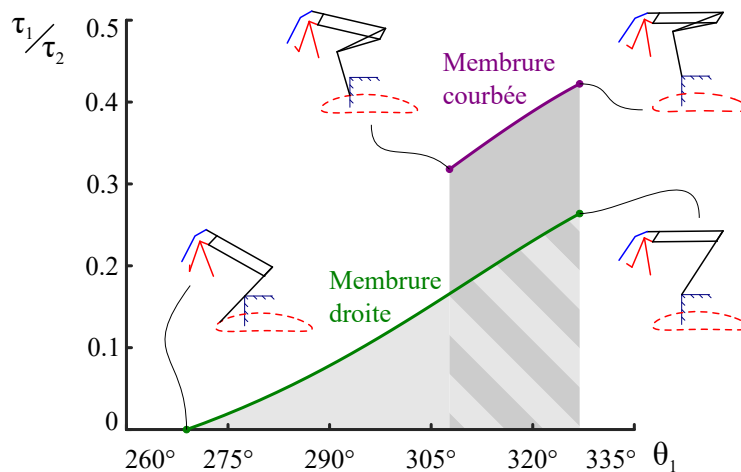


Figure 3.5 Évolution du couple d'entrée requis pendant l'adaptation

3.1.2 Seconde analyse : cinéto-statique

L'étude de l'énergie requise pour surmonter un obstacle, tel que décrite dans la section précédente, peut être reliée à l'analyse des vitesses instantanées au point de contact entre la patte et l'obstacle, révélées par la matrice Jacobienne \mathbf{J} . Cette matrice établit une relation entre les vitesses d'entrée, $\dot{\theta}_1$ et $\dot{\theta}_2$, et le visseur cinématique instantané plan (Davidson et Hunt, 2004) de la membrure terminale, $\boldsymbol{\xi}$, qui regroupe la vitesse angulaire ω et les composantes cartésiennes du vecteur vitesse \mathbf{v} :

$$\boldsymbol{\xi} = \mathbf{J}\dot{\boldsymbol{\theta}} \quad (3.3a)$$

$$\text{avec } \boldsymbol{\xi} \equiv \begin{bmatrix} \omega & \mathbf{v}^T \mathbf{x} & \mathbf{v}^T \mathbf{y} \end{bmatrix}^T \quad (3.3b)$$

$$\text{et } \dot{\boldsymbol{\theta}} \equiv \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 & \dot{\theta}_2 \end{bmatrix}^T. \quad (3.3c)$$

Étant donné que l'analyse repose sur les vitesses linéaires au point de contact avec l'obstacle, qui peut soit correspondre à l'extrémité de la patte (tel que le point P de la figure 3.6a) ou à un point proéminent de l'obstacle (tel le point Q de la figure 3.6b), une sous-matrice carrée \mathbf{J}^* est définie pour exprimer en fonction des vitesses d'entrée la vitesse \mathbf{v} de la membrure terminale évaluée en cet endroit :

$$\mathbf{v} = \mathbf{J}^* \dot{\boldsymbol{\theta}} \quad (3.4a)$$

$$\text{avec } \mathbf{J}^* = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{v}_1 & \mathbf{v}_2 \end{bmatrix}. \quad (3.4b)$$

Dans l'équation ci-dessus, \mathbf{v}_1 et \mathbf{v}_2 sont respectivement les dérivées de \mathbf{v} par rapport aux vitesses angulaires de la manivelle, $\dot{\theta}_1$, et de la membrure d'ajustement, $\dot{\theta}_2$. Tel que présenté à la figure 3.6c, lorsque ces vitesses sont évaluées à l'extrémité de la patte, le vecteur \mathbf{v}_1 demeure tangent à la trajectoire de base, générée par le DDL principal, alors que l'orientation de \mathbf{v}_2 dépend uniquement du DDL secondaire.

L'adaptation passive à un obstacle sous l'effet d'un actionnement appliqué au DDL principal du mécanisme peut être décrite de manière vectorielle à l'aide de la vitesse de la membrure terminale au point de contact, \mathbf{v} , ainsi que des vecteurs unitaires \mathbf{n} et \mathbf{t} représentant respectivement les directions normale et tangentielle le long de l'obstacle (voir figure 3.6), de la

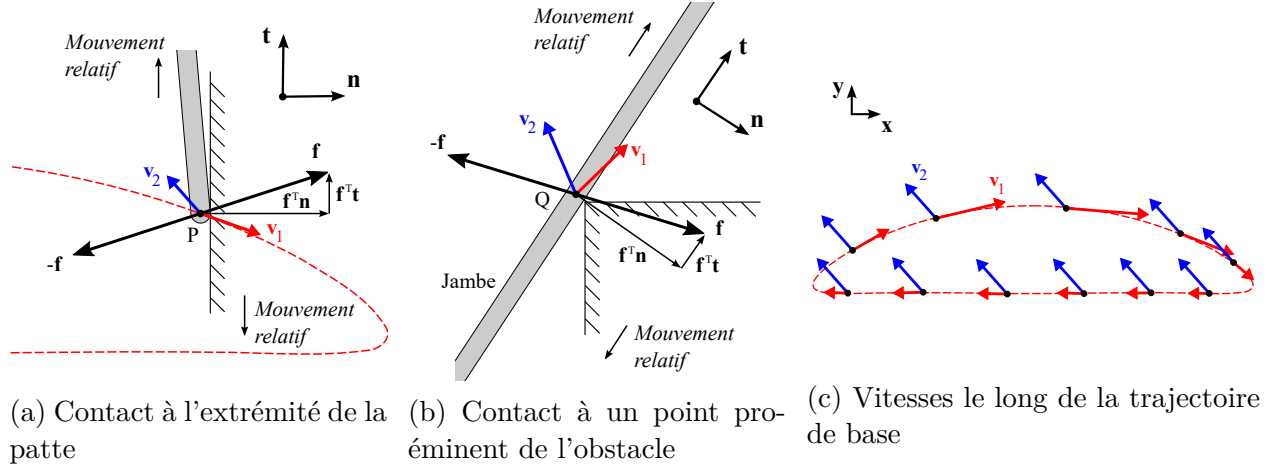


Figure 3.6 Vitesses au point de contact avec l'obstacle

manière suivante :

$$\dot{\theta}_1 > 0, \quad (3.5a)$$

$$\mathbf{v}^T \mathbf{n} = 0, \quad (3.5b)$$

$$\mathbf{v}^T \mathbf{t} > 0. \quad (3.5c)$$

Ces équations peuvent être réarrangées afin d'obtenir la contrainte suivante pour la matrice Jacobienne :

$$\frac{\mathbf{v}_1^T \mathbf{t}}{\mathbf{v}_1^T \mathbf{n}} - \frac{\mathbf{v}_2^T \mathbf{t}}{\mathbf{v}_2^T \mathbf{n}} > 0. \quad (3.6)$$

Géométriquement, pour permettre une adaptation passive à un obstacle donné, il doit donc être possible d'exprimer le déplacement désiré le long de celui-ci comme une combinaison linéaire de \mathbf{v}_1 and \mathbf{v}_2 :

$$\mathbf{t} = a\mathbf{v}_1 + b\mathbf{v}_2 \quad (3.7a)$$

$$\text{telle que } a > 0. \quad (3.7b)$$

où a et b sont deux grandeurs scalaires. Par ailleurs, la difficulté d'adaptation peut être exprimée en termes du ratio b/a , qui tend vers 0 lorsque aucun mouvement du DDL secondaire n'est nécessaire pour générer le déplacement tangentiel le long de l'obstacle :

$$\frac{b}{a} = \frac{-\mathbf{v}_1^T \mathbf{n}}{\mathbf{v}_2^T \mathbf{n}}. \quad (3.8)$$

Une évaluation complète de la capacité d'adaptation à un obstacle donné nécessite cepen-

nant la prise en compte des forces de friction présentes lors de l'instigation du mouvement de glissement. Tel qu'illustré à la figure 3.6, peu importe la localisation du contact, il est possible de définir une force \mathbf{f} exercée par la patte sur l'obstacle. Toujours sous l'hypothèse de conditions quasi-statiques, la relation entre \mathbf{f} , le couple d'entrée (τ_1) et le couple induit par le ressort (τ_2) s'énonce comme suit :

$$\mathbf{f} = \mathbf{J}^{*-T} \boldsymbol{\tau} \quad (3.9a)$$

$$\text{avec } \boldsymbol{\tau} = \begin{bmatrix} \tau_1 & \tau_2 \end{bmatrix}^T. \quad (3.9b)$$

Bien que cette approche ne tienne pas compte des forces inertielles, leur influence est négligeable sur la trajectoire de base, tant que la force exercée par le ressort est suffisante pour maintenir le contact entre la membrure d'ajustement et la butée. Pour ce qui est des forces (transitoires) induites par la collision, dans l'éventualité où elles seraient suffisantes pour arrêter complètement le mouvement de la patte, elles ne feraient alors que placer celle-ci dans les conditions statiques pour lesquelles la présente analyse est développée.

La prochaine étape est d'exprimer la force de contact \mathbf{f} , estimée à la limite du cône de frottement, par le biais du modèle de friction de Coulomb avec un coefficient μ :

$$\mathbf{f}^T \mathbf{t} = \mu \mathbf{f}^T \mathbf{n}. \quad (3.10)$$

Les équations (3.9) et (3.10) peuvent finalement être réarrangées pour exprimer le couple d'actionnement minimal nécessaire pour générer le mouvement de glissement désiré :

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{-\mathbf{v}_1^T (\mathbf{n} + \mu \mathbf{t})}{\mathbf{v}_2^T (\mathbf{n} + \mu \mathbf{t})}. \quad (3.11)$$

Le ratio τ_1/τ_2 , évalué pour des conditions normalisées, peut ainsi servir d'indicateur quantitatif de la capacité d'adaptation d'une patte auto-adaptative, notamment dans le but d'optimiser les paramètres géométriques tel que sera décrit à la section 3.4.

3.1.3 Analyse de la phase de support

Une faille importante du mécanisme considéré jusqu'à maintenant, pour lequel le second DDL consiste en une simple membrure d'ajustement, est l'instabilité de la patte durant la phase de support, tel que révélé par l'analyse énergétique ci-dessous. En effet, de manière analogue à la figure 3.4c, il est également possible de quadriller l'espace de travail autour de la phase de support par des courbes de θ_1 constant et θ_2 constant, tel qu'illustré à la figure 3.7.

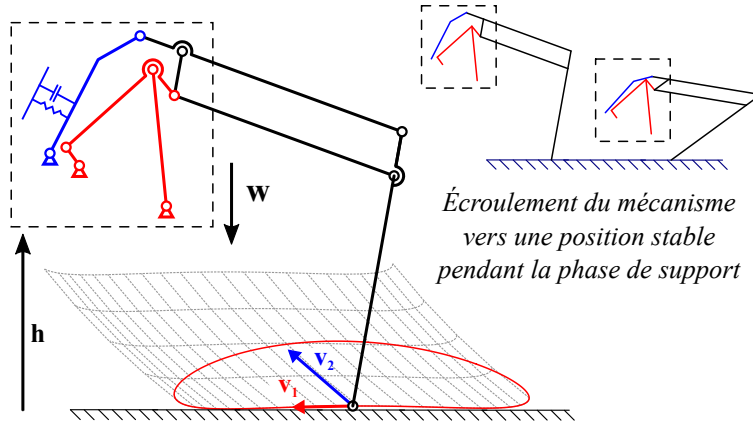


Figure 3.7 Champ d'énergie potentielle dessiné autour de la phase de support

Étant donné que cet espace de travail est encore situé au-dessus de la trajectoire de base, un déclenchement du DDL secondaire, associé au mouvement de l'extrémité de la patte dans la direction du vecteur \mathbf{v}_2 demeure possible. Cependant, puisque l'extrémité de la patte doit demeurer en contact avec le sol, la rotation de la membrure d'ajustement résulte maintenant en une chute du corps du robot. En effet, si cette rotation n'est pas empêchée, la force \mathbf{w} , représentant la fraction du poids du robot supportée par la jambe en question, causerait le déplacement du mécanisme vers une nouvelle position stable (représentée par un angle à l'équilibre $\theta_2(eq)$ et la hauteur h associée), pour laquelle la dérivée de l'énergie totale U_{tot} , somme de l'énergie potentielle gravitationnelle U_{grav} et de l'énergie potentielle élastique stockée dans le ressort $U_{ressort}$, est nulle :

$$\frac{dU_{tot}}{d\theta_2} = 0 \quad \longrightarrow \quad \frac{dU_{grav}}{d\theta_2} + \frac{dU_{ressort}}{d\theta_2} = 0 \quad (3.12a)$$

$$\text{avec} \quad U_{grav} = -\mathbf{w}^T \mathbf{h}. \quad (3.12b)$$

Tel qu'illustré à la figure 3.7, le vecteur \mathbf{h} est parallèle au vecteur \mathbf{w} et correspond à la hauteur h du robot. Les dérivées des termes d'énergie potentielle peuvent être exprimées ainsi :

$$\frac{dU_{grav}}{d\theta_2} = -\mathbf{w}^T \frac{d\mathbf{h}}{d\theta_2} = -\mathbf{w}^T \mathbf{v}_2, \quad (3.13a)$$

$$\frac{dU_{spring}}{d\theta_2} = \tau_2. \quad (3.13b)$$

Finalement, en combinant les équations (3.12) et (3.13), il est possible de trouver l'expression

de la position d'équilibre $\theta_2(eq)$, soit :

$$\tau_2(\theta_2(eq)) = \mathbf{w}^T \mathbf{v}_2(\theta_2(eq)). \quad (3.14)$$

En pratique, il est souhaitable de maintenir τ_2 aussi bas que possible afin de diminuer le couple devant être fourni par l'actionneur pour amorcer l'adaptation à un obstacle durant la phase de vol. Cependant, cela entraîne que la position d'équilibre durant la phase de support, décrite par l'équation précédente, est située significativement plus bas qu'à $\theta_2 = 0$, résultant potentiellement en un écroulement complet de la jambe sous le poids du robot, à moins que celui-ci ne soit très léger ou ne soit supporté par un très grand nombre de pattes.

Tel que sera discuté dans la section 3.3, il est possible en pratique de verrouiller la membrure d'ajustement à sa position de base pour l'entièreté de la phase de support en utilisant une came dont la rotation est synchronisée avec celle de la manivelle d'entrée. Cette solution présente également l'avantage que, à la différence des pattes compliantes, le mécanisme est entièrement rigide durant la phase de support, et donc indépendant de la charge transportée.

3.2 Vitesses instantanées du mécanisme

L'expression de la matrice Jacobienne \mathbf{J} , essentielle pour l'estimation de la capacité d'adaptation de la patte tel que mis en évidence par l'équation (3.11), peut être trouvée de plusieurs manières, décrites dans la présente section.

3.2.1 Analyse par la théorie des visseurs

De manière générale (c'est-à-dire en tenant compte des configurations alternatives illustrées à la figure 3.1), il est possible d'utiliser la théorie des visseurs plans (Davidson et Hunt, 2004). Les définitions suivantes sont utilisées pour ces visseurs, avec \mathbf{x} , \mathbf{y} , et \mathbf{z} les trois axes orthogonaux du système global de coordonnées, et \mathbf{r}_{ij} un vecteur orienté depuis le point i vers le point j :

a) Un visseur cinématique à pas nul, définissant une rotation autour du point A :

$$\xi_0(A, \mathbf{z}) \equiv \begin{bmatrix} 1 \\ -\mathbf{r}_{AP}^T \mathbf{y} \\ \mathbf{r}_{AP}^T \mathbf{x} \end{bmatrix}. \quad (3.15a)$$

b) Un visseur statique (torseur) à pas nul, définissant une force appliquée au point A et parallèle à la direction de \mathbf{r}_{AB} :

$$\zeta_0(A, \mathbf{r}_{AB}) \equiv \begin{bmatrix} \mathbf{r}_{AB}^T \mathbf{x} \\ \mathbf{r}_{AB}^T \mathbf{y} \\ (\mathbf{r}_{AB} \times \mathbf{r}_{AP})^T \mathbf{z} \end{bmatrix}. \quad (3.15b)$$

Le produit réciproque d'un visseur statique ζ par un visseur cinématique ξ est défini ainsi :

$$\zeta \circ \xi \equiv \zeta^T \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \xi = \zeta^T \Lambda \xi. \quad (3.16)$$

Visseurs des sous-mécanismes d'entrée de la patte

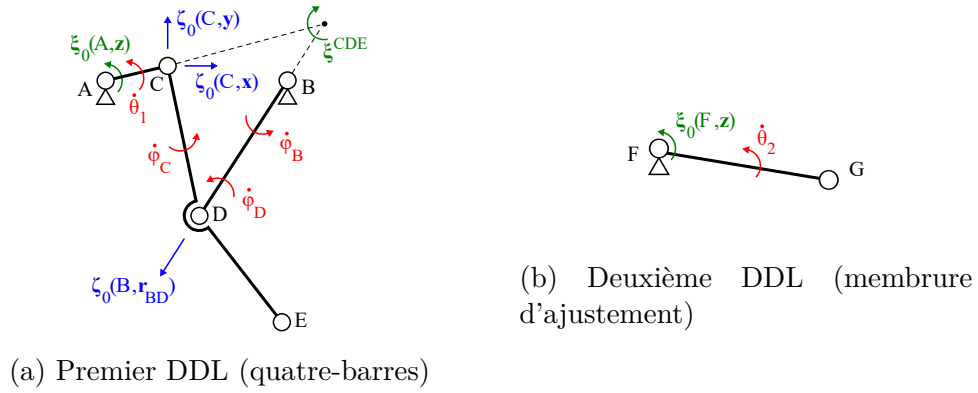


Figure 3.8 Visseurs des sous-mécanismes d'entrée de la patte

Plutôt que de résoudre simultanément les équations de l'ensemble du mécanisme, l'influence des vitesses d'entrée $\dot{\theta}_1$ et $\dot{\theta}_2$ sur les points guides du pantographe est d'abord déterminée. Ainsi, le visseur cinématique ξ^{CDE} de la bielle du mécanisme quatre-barres (soit la membrane CDE de la figure 3.8a) est d'abord exprimé en tant que fonction de $\dot{\theta}_1$ et des vitesses passives $\dot{\phi}_B$, $\dot{\phi}_C$ et $\dot{\phi}_D$, également illustrées à la figure 3.8a :

$$\begin{aligned} \xi^{CDE} &= \xi_0(A, \mathbf{z})\dot{\theta}_1 + \xi_0(C, \mathbf{z})\dot{\phi}_C \\ &= \xi_0(B, \mathbf{z})\dot{\phi}_B + \xi_0(D, \mathbf{z})\dot{\phi}_D. \end{aligned} \quad (3.17)$$

En utilisant le produit réciproque avec des visseurs statiques appropriés, il est ensuite possible d'éliminer les vitesses passives afin d'exprimer le mouvement de la bielle en fonction

uniquement de la vitesse d'entrée et de la géométrie :

$$\zeta_0(C, \mathbf{x}) \circ \boldsymbol{\xi}^{CDE} = \zeta_0(C, \mathbf{x}) \circ \boldsymbol{\xi}_0(A, \mathbf{z}) \dot{\theta}_1, \quad (3.18a)$$

$$\zeta_0(C, \mathbf{y}) \circ \boldsymbol{\xi}^{CDE} = \zeta_0(C, \mathbf{y}) \circ \boldsymbol{\xi}_0(A, \mathbf{z}) \dot{\theta}_1, \quad (3.18b)$$

$$\zeta_0(B, \mathbf{r}_{BD}) \circ \boldsymbol{\xi}^{CDE} = 0. \quad (3.18c)$$

Les équations ci-dessus peuvent également être écrites sous forme matricielle, avec \mathbf{J}^{ijk} représentant la matrice Jacobienne du corps ijk :

$$\boldsymbol{\xi}^{CDE} = \mathbf{J}^{CDE} \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad (3.19a)$$

$$\mathbf{J}^{CDE} = \begin{bmatrix} \zeta_0(C, \mathbf{x}) \circ \\ \zeta_0(C, \mathbf{y}) \circ \\ \zeta_0(B, \mathbf{r}_{BD}) \circ \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \zeta_0(C, \mathbf{x}) \circ \boldsymbol{\xi}_0(A, \mathbf{z}) & 0 \\ \zeta_0(C, \mathbf{y}) \circ \boldsymbol{\xi}_0(A, \mathbf{z}) & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (3.19b)$$

Pour le second DDL, le visseur cinématique de la membrure FG (illustré à la figure 3.8b) s'écrit simplement ainsi :

$$\boldsymbol{\xi}^{FG} = \mathbf{J}^{FG} \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad (3.20a)$$

$$\text{avec } \mathbf{J}^{FG} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_3 & \boldsymbol{\xi}_0(F, \mathbf{z}) \end{bmatrix}. \quad (3.20b)$$

Visseurs du pantographe

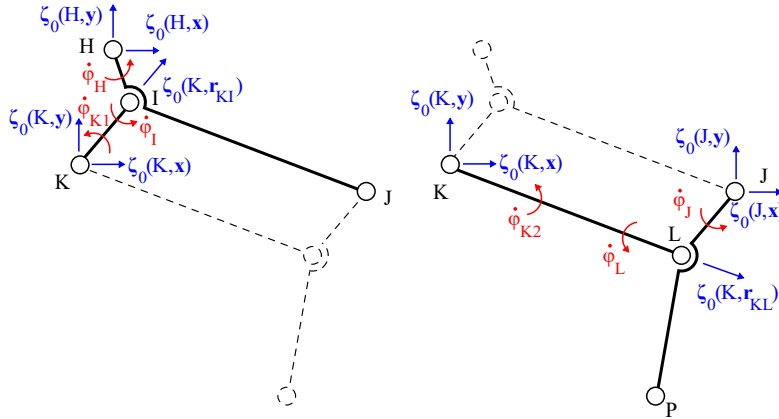


Figure 3.9 Visseurs du pantographe

Dépendamment de la variante de l'architecture Hoeken-Pantographe utilisée (tel que brièvement présenté à la figure 3.1b), les deux mouvements d'entrée peuvent être connectés à deux points guides différents du pantographe, soit chacun des points H et K de la figure 3.9.

En conséquence, les matrices Jacobiennes représentant le mouvement de ces points, \mathbf{J}^H et \mathbf{J}^K , doivent être définies ainsi :

$$\text{Cas 1) } \mathbf{J}^H = \mathbf{J}^{FG} \quad \text{et} \quad \mathbf{J}^K = \mathbf{J}^{CDE}, \quad (3.21a)$$

$$\text{Cas 2) } \mathbf{J}^H = \mathbf{J}^{CDE} \quad \text{et} \quad \mathbf{J}^K = \mathbf{J}^{FG}. \quad (3.21b)$$

Ensuite, le visseur cinématique de la membrure HIJ peut être exprimé en fonction des visseurs cinématiques des points guides ainsi que des vitesses passives $\dot{\phi}_H$, $\dot{\phi}_{K1}$, et $\dot{\phi}_I$:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\xi}^{HIJ} &= \mathbf{J}^H \dot{\boldsymbol{\theta}} + \boldsymbol{\xi}_0(H, \mathbf{z}) \dot{\phi}_H \\ &= \mathbf{J}^K \dot{\boldsymbol{\theta}} + \boldsymbol{\xi}_0(K, \mathbf{z}) \dot{\phi}_{K1} + \boldsymbol{\xi}_0(I, \mathbf{z}) \dot{\phi}_I. \end{aligned} \quad (3.22)$$

Après l'élimination des vitesses passives, les équations suivantes sont obtenues :

$$\boldsymbol{\xi}^{HIJ} = \mathbf{J}^{HIJ} \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad (3.23a)$$

$$\mathbf{J}^{HIJ} = \begin{bmatrix} \zeta_0(H, \mathbf{x}) \circ \\ \zeta_0(H, \mathbf{y}) \circ \\ \zeta_0(K, \mathbf{r}_{KI}) \circ \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \zeta_0(H, \mathbf{x}) \circ \mathbf{J}^H \\ \zeta_0(H, \mathbf{y}) \circ \mathbf{J}^H \\ \zeta_0(K, \mathbf{r}_{KI}) \circ \mathbf{J}^K \end{bmatrix}. \quad (3.23b)$$

La même méthode est répétée une troisième fois pour finalement obtenir le visseur cinématique de la membrure terminale JLP :

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\xi}^{JLP} &= \mathbf{J}^{HIJ} \dot{\boldsymbol{\theta}} + \boldsymbol{\xi}_0(J, \mathbf{z}) \dot{\phi}_J \\ &= \mathbf{J}^K \dot{\boldsymbol{\theta}} + \boldsymbol{\xi}_0(K, \mathbf{z}) \dot{\phi}_{K2} + \boldsymbol{\xi}_0(L, \mathbf{z}) \dot{\phi}_L. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Une fois les vitesses passives éliminées, la matrice Jacobienne recherchée est obtenue :

$$\boldsymbol{\xi}^{JLP} = \mathbf{J}^{JLP} \dot{\boldsymbol{\theta}}, \quad (3.25a)$$

$$\mathbf{J}^{JLP} = \begin{bmatrix} \zeta_0(J, \mathbf{x}) \circ \\ \zeta_0(J, \mathbf{y}) \circ \\ \zeta_0(K, \mathbf{r}_{KL}) \circ \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \zeta_0(J, \mathbf{x}) \circ \mathbf{J}^{HIJ} \\ \zeta_0(J, \mathbf{y}) \circ \mathbf{J}^{HIJ} \\ \zeta_0(K, \mathbf{r}_{KL}) \circ \mathbf{J}^K \end{bmatrix}. \quad (3.25b)$$

À travers cette matrice Jacobienne, la théorie des visseurs permet non seulement d'obtenir les vitesses linéaires à l'extrémité de la patte (point P), mais également à un point arbitraire Q de la membrure terminale si les coordonnées de P sont remplacées par celles de Q dans les équations (3.17) à (3.25).

Singularités du mécanisme

Il est important de noter que la matrice Jacobienne du mécanisme ne peut pas être évaluée si une des matrices inversées dans les équations (3.19), (3.23), ou (3.25) est singulière. Les conditions de singularité peuvent être obtenues en exprimant les déterminants de ces matrices, par exemple, pour l'équation (3.19), le déterminant est :

$$\det \left(\begin{bmatrix} \zeta_0(C, \mathbf{x})^\circ \\ \zeta_0(C, \mathbf{y})^\circ \\ \zeta_0(B, \mathbf{r}_{BD})^\circ \end{bmatrix} \right) = \begin{vmatrix} \mathbf{r}_{CP}^T \mathbf{y} & 1 & 0 \\ -\mathbf{r}_{CP}^T \mathbf{x} & 0 & 1 \\ (\mathbf{r}_{BD} \times \mathbf{r}_{BP})^T \mathbf{z} & \mathbf{r}_{BD}^T \mathbf{x} & \mathbf{r}_{BD}^T \mathbf{y} \end{vmatrix} = (\mathbf{r}_{BD} \times \mathbf{r}_{BC})^T \mathbf{z}. \quad (3.26)$$

De manière similaire, pour les équations (3.23) et (3.25), les déterminants sont respectivement $(\mathbf{r}_{KI} \times \mathbf{r}_{KH})^T \mathbf{z}$ et $(\mathbf{r}_{KL} \times \mathbf{r}_{KJ})^T \mathbf{z}$. Pour que le déterminant soit nul, le produit vectoriel présent dans chacune des matrices doit donc être accompli sur des vecteurs parallèles. En conséquence, il est possible d'utiliser l'angle entre ces vecteurs en tant que mesure de la distance par rapport à une configuration singulière du mécanisme. Ces configurations singulières, de même que les vecteurs mis en évidence, sont illustrés à la figure 3.10. Alors que les singularités du quatre-barres peuvent être évitées en choisissant correctement les dimensions des membrures, celles du pantographe sont plus difficiles à éviter lorsque le DDL passif est déclenché, et constituent la limite supérieure de l'espace de travail du mécanisme.

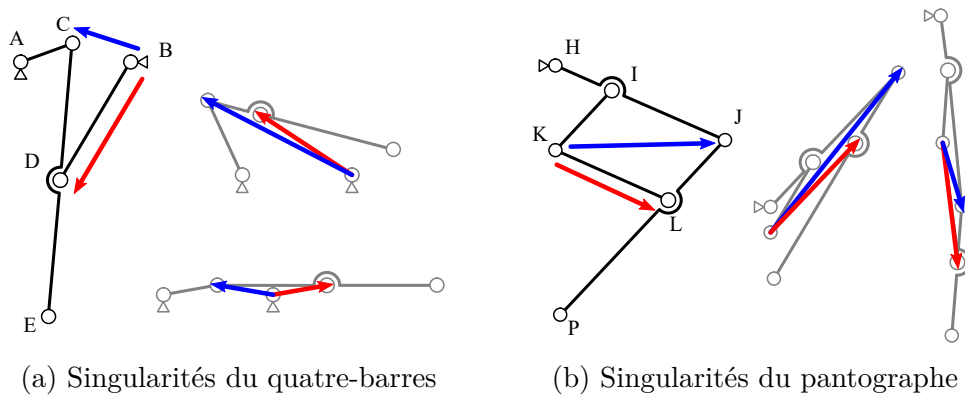


Figure 3.10 Configurations singulières du mécanisme de la patte

3.2.2 Analyse par le théorème de Kennedy

Les vitesses \mathbf{v}_1 et \mathbf{v}_2 peuvent également être déterminées de manière graphique, en utilisant le théorème de Kennedy, permettant d'arriver au même résultat mais en utilisant une manière plus facile à visualiser et à interpréter.

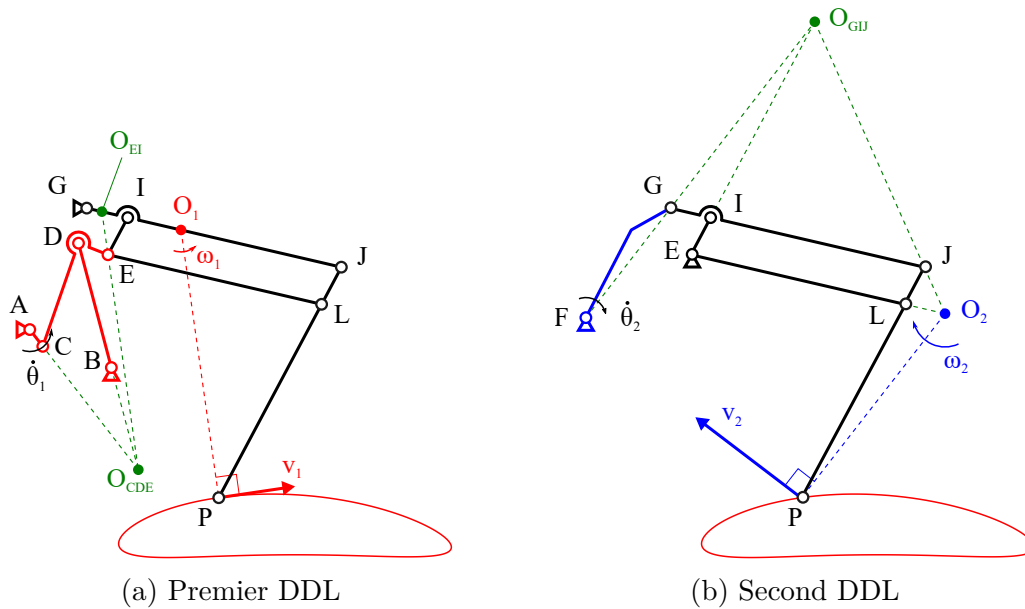


Figure 3.11 Vitesses instantanées de la patte

Les deux DDL sont ici traités indépendamment, en commençant avec le premier principal dont les vitesses instantanées sont illustrées à la figure 3.11a. Pour simplifier la notation, la distance l_{ij} entre deux points arbitraires i et j est définie ainsi :

$$l_{ij} = \sqrt{\mathbf{r}_{ij}^T \mathbf{r}_{ij}}. \quad (3.27)$$

Le centre instantané de rotation O_{CDE} de la bielle CDE se trouve à l'intersection des lignes définies par la manivelle AC et l'oscillateur BD. La vitesse angulaire ω_{CDE} de cette bielle peut ensuite être exprimée avec l'aide du théorème de Kennedy :

$$\omega_{CDE} = \frac{-l_{AC}}{l_{CO_{CDE}}} \dot{\theta}_1. \quad (3.28)$$

Puisque seules les vitesses dues au premier DDL sont pour le moment prises en compte, le point G doit être considéré immobile et le centre instantané de rotation O_{EI} de la membrure EI peut être trouvé à l'intersection de la ligne GI et de celle passant par O_{CDE} et E. La

vitesse angulaire instantanée associée, ω_{EI} , peut ensuite être exprimée ainsi :

$$\omega_{EI} = \frac{-l_{EO_{CDE}}}{l_{EO_{EI}}} \omega_{CDE}. \quad (3.29)$$

Pour trouver la localisation du centre instantané de rotation de la membrure terminale JLP par rapport au premier DDL, O_1 , il est d'abord nécessaire de trouver la vitesse angulaire de la membrure GIJ, ω_G :

$$\omega_G = \frac{l_{IO_{EI}}}{l_{GI}} \omega_{EI} = \frac{l_{JO_1}}{l_{GJ}} \omega_1. \quad (3.30)$$

Puisque les membrures EI et JLP du pantographe demeurent parallèles en tout temps, leurs vitesses instantanées ω_{EI} et ω_1 sont identiques :

$$\omega_1 = \omega_{EI} = \frac{l_{EO_{CDE}} l_{AC}}{l_{EO_{EI}} l_{CO_{CDE}}} \dot{\theta}_1. \quad (3.31)$$

En conséquence, les équations (3.30) et (3.31) peuvent être utilisées pour positionner O_1 sur la membrure GIJ à une distance $\sqrt{\mathbf{r}_{JO_1}^T \mathbf{r}_{JO_1}}$ du point J, calculable ainsi :

$$l_{JO_1} = \frac{l_{IO_{EI}} l_{GJ}}{l_{GI}}. \quad (3.32)$$

Finalement, la magnitude et la direction de \mathbf{v}_1 , la vitesse linéaire instantanée générée à l'extrémité de la patte (ou à un autre point arbitraire de la membrure terminale) par la rotation de la manivelle peut être calculée :

$$\mathbf{v}_1 = \omega_1 \mathbf{E} \mathbf{r}_{O_1 P} \quad \text{avec } \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}. \quad (3.33)$$

De manière similaire, pour le second DDL, le point guide E du pantographe est considéré immobile et le centre instantané de rotation O_{GIJ} de la membrure GIJ peut être trouvé à l'intersection des lignes FG et EI, tel qu'illustré à la figure 3.11b. La vitesse angulaire instantanée associée, ω_{GIJ} peut être décrite en fonction de la vitesse angulaire de la membrure d'ajustement, $\dot{\theta}_2$, ainsi :

$$\omega_{GIJ} = \frac{-l_{FG}}{l_{GO_{GIJ}}} \dot{\theta}_2. \quad (3.34)$$

Le centre instantané de rotation de la membrure terminale par rapport au second DDL, O_2 , se trouve à l'intersection de la ligne EL et de celle passant par O_{GIJ} et J. La magnitude et

la direction de \mathbf{v}_2 peuvent ensuite être calculées directement à partir de ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{-l_{JO_{GIJ}}}{l_{JO_2}} \omega_{GIJ} = \frac{l_{JO_{GIJ}} l_{FG}}{l_{JO_2} l_{GO_{GIJ}}} \dot{\theta}_2, \quad (3.35a)$$

$$\mathbf{v}_2 = \omega_2 \mathbf{E} \mathbf{r}_{O_2 P}. \quad (3.35b)$$

Bien que le but premier de l'analyse effectuée ci-dessus soit l'obtention des vitesses \mathbf{v}_1 et \mathbf{v}_2 qui permettent de calculer le couple d'entrée à partir de l'équation (3.11), l'inspection de la position des centres instantanés de rotation O_1 et O_2 permet également d'obtenir visuellement de l'information intéressante sur les capacités du mécanisme.

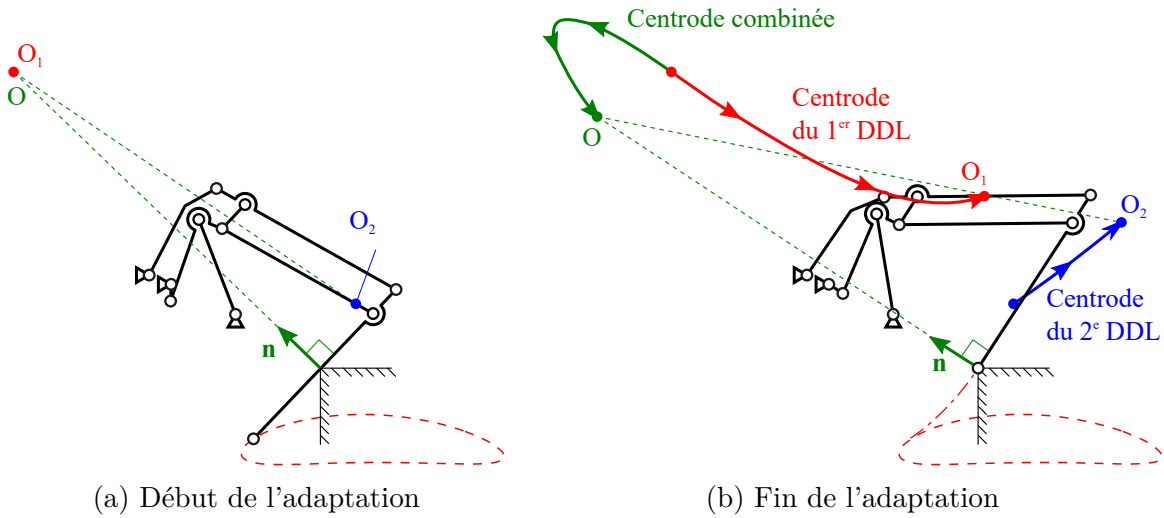


Figure 3.12 Évolution des centres instantanés de rotation durant l'adaptation

En effet, tel qu'illustré à la figure 3.12, le vrai centre instantané de rotation de la membrure terminale, O , se trouve durant l'adaptation sur la ligne reliant O_1 et O_2 , puisque le mouvement de cette membrure est une combinaison linéaire des deux DDL. De plus, étant donné que la composante normale de la vitesse linéaire de la membrure terminale au point de contact avec l'obstacle est nulle, le centre instantané de rotation de cette membrure doit également se trouver sur une ligne parallèle au vecteur normal \mathbf{n} et passant par ce point de contact. En conséquence, il est possible de localiser le point O à l'intersection de ces deux lignes, et d'établir le ratio des vitesses angulaires des deux DDL :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{-l_{O_1 O}}{l_{O_2 O}}. \quad (3.36)$$

En combinant l'équation ci-dessus avec les expressions de ω_1 (équation (3.31)) et de ω_2 (équation (3.35)), ainsi qu'avec l'équation du principe des travaux virtuels ($\tau_1 \dot{\theta}_1 = \tau_2 \dot{\theta}_2$), il

est ainsi même possible de retrouver l'expression du ratio des couples d'entrée τ_1/τ_2 si la friction est négligée :

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{-l_{O_1O} l_{EO_{CDE}} l_{AC} l_{JO_2} l_{GO_{GIJ}}}{l_{O_2O} l_{EO_{EI}} l_{CO_{CDE}} l_{JO_{GIJ}} l_{FG}}. \quad (3.37)$$

Il est par exemple possible de constater qu'au début de l'adaptation illustrée à la figure 3.12, seul le premier DDL était suffisant pour générer un mouvement tangent à l'obstacle puisque les centres O et O₁ étaient coïncidents, mais que le ratio τ_1/τ_2 a progressivement augmenté au cours de l'adaptation, tel que précédemment montré à la figure 3.5 pour ce même cas.

3.3 Validation expérimentale

Un premier prototype de patte auto-adaptative, illustré de manière schématisée à la figure 3.13, a été construit afin de valider expérimentalement le principe d'un tel mécanisme. Le système de verrouillage, nécessaire pour empêcher le déclenchement du DDL secondaire durant la phase de support et donc permettre à la patte d'exercer des forces sur le sol, est constitué d'une came et d'engrenages y transmettant la rotation de la manivelle d'entrée.

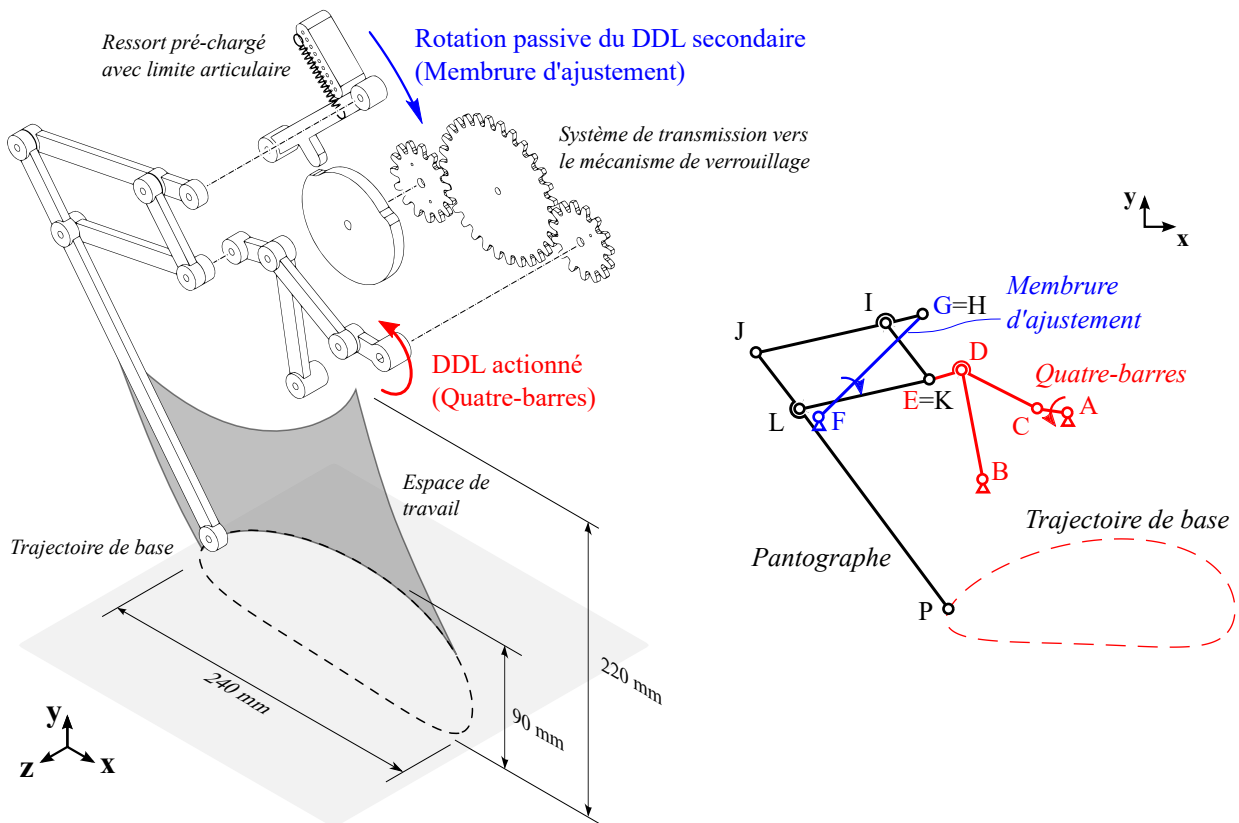


Figure 3.13 Vue éclatée du premier prototype de patte auto-adaptative

Afin de favoriser des contacts patte-obstacle localisés à l'extrémité de la patte (pour lesquels

l'analyse mathématique est légèrement plus facile), la configuration “autruche” du pantographe (tel qu’illustré précédemment à la figure 3.3) a été sélectionnée ici, mais la présence d’interférences a mené à l’abandon de cette approche pour les designs subséquents. Les dimensions de ce premier prototype, détaillées dans le tableau 3.1, ont pour but de générer une trajectoire de base suffisamment linéaire, tout en gardant le mécanisme compact et en permettant l’adaptation aux obstacles. Les différentes membrures ont été fabriquées en ABS par impression 3D, avec des axes en acier pour réaliser les articulations rotoïdes. Un moteur DC de 20 Watts (maxon RE 25 avec contrôleur ESCON Module 50/5 et rapport de réduction total de 14.4 :1) est utilisé pour entraîner la rotation de la manivelle.

Tableau 3.1 Dimensions des membrures du prototype

Sous-mécanisme	Dimensions			Masse
Quatre-barres	AC	l_{AC}	1.00 (25.4 mm)	3.9 g
	BD	l_{BD}	3.65 (92.7 mm)	9.7 g
		l_{CD}	2.78 (70.5 mm)	
	CDE	l_{DE}	1.10 (28.0 mm)	11.6 g
		$\angle CDE$	137°	
Membrure d’ajustement	FG	l_{FG}	4.80 (121.8 mm)	14.7 g
Pantographe		l_{HI}	1.25 (31.6 mm)	
	HIJ	l_{IJ}	4.36 (110.7 mm)	14.2 g
		$\angle HIJ$	179°	
	KI	l_{KI}	2.34 (59.4 mm)	7.2 g
	KL	l_{KL}	4.36 (110.7 mm)	11.1 g
		l_{JL}	2.34 (59.4 mm)	
	JLP	l_{LP}	8.17 (207.6 mm)	24.0 g
		$\angle JLP$	179°	

De par son rôle de simple démonstrateur, le prototype est limité à une patte unique, montée sur un rail et dont le mouvement est contraint au plan sagittal, tel qu’illustré à la figure 3.14. Le comportement du prototype, y compris le fonctionnement du mécanisme de verrouillage, est mis en lumière par une vidéo, disponible en ligne à l’adresse suivante :

www.youtube.com/watch?v=w9Pv8jG_RRg

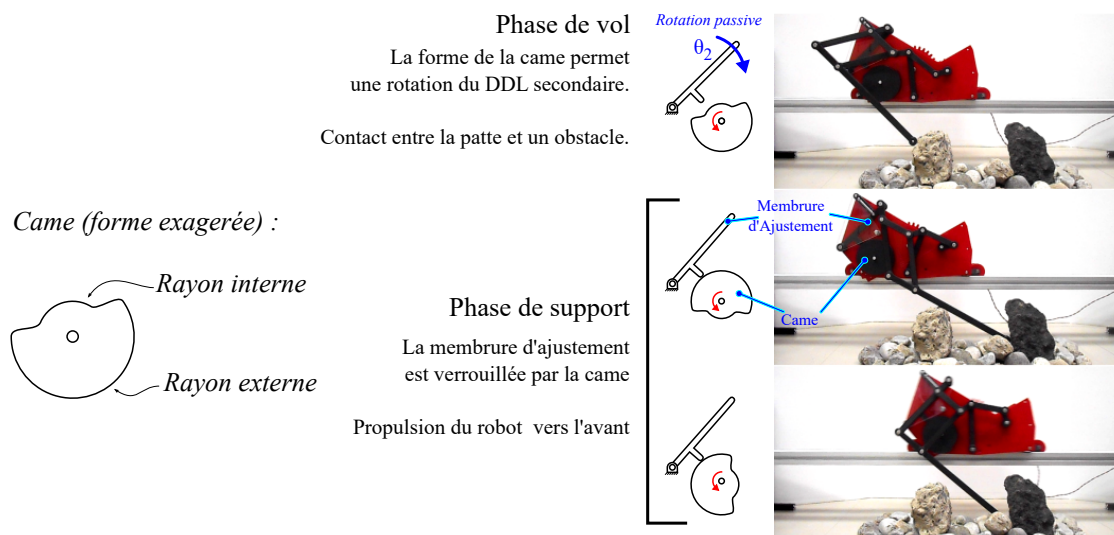


Figure 3.14 Démonstration du prototype de patte traversant un terrain simulé

Tel que mentionné précédemment, le ressort pré-tendu utilisé pour générer le couple τ_2 retenant la membrure d'ajustement doit être aussi faible que possible afin de faciliter l'adaptation de la jambe durant la phase de vol. La raideur du ressort a en effet un impact important sur la performance du mécanisme, notamment en ce qui a trait aux forces de contact entre la patte et l'obstacle : bien que des forces de contact élevées puissent, en théorie, permettre de déplacer des obstacles mobiles, comme des roches, il est plus robuste de plutôt les minimiser pour laisser la patte glisser durant la phase de vol puis retourner à la trajectoire de base. Également, en raison de la tension accumulée dans le ressort durant l'adaptation, ce retour s'accompagne d'un choc, dont l'impact est réduit si le ressort est moins rigide. Avec le ressort sélectionné (dont la raideur vaut $k = 0.05 \text{ N/mm}$ et la pré-charge initiale vaut 0.36 N), les oscillations associées au retour de θ_2 vers sa position de base étaient généralement dissipées en moins de 0,2 secondes par la limite articulaire, à comparer avec une durée de totale de cycle d'environ 2,4 secondes.

Le second DDL permet d'obtenir un espace de travail au dessus de la trajectoire de base qui augmente la hauteur maximale d'un pas de 90 mm à 220 mm pour les paramètres géométriques sélectionnés, alors que la hauteur totale du mécanisme est de seulement 305 mm. Des considérations pratiques empêchent cependant l'utilisation de l'entièreté de cet espace de travail pour l'adaptation passive aux obstacles, tel que mis en évidence par les résultats expérimentaux présentés dans cette section. Un exemple de résultat expérimental est présenté à la figure 3.15 : la présence d'un obstacle orienté à 60° par rapport à l'horizontale force la patte à quitter la trajectoire de base en déclenchant le mouvement du DDL secondaire. Dans la représentation schématique de cette adaptation, le point de contact initial est marqué par

un cercle (\circ), alors que le point de fin du glissement, correspondant dans ce cas à la limite de l'obstacle, est marqué par le symbole \times .

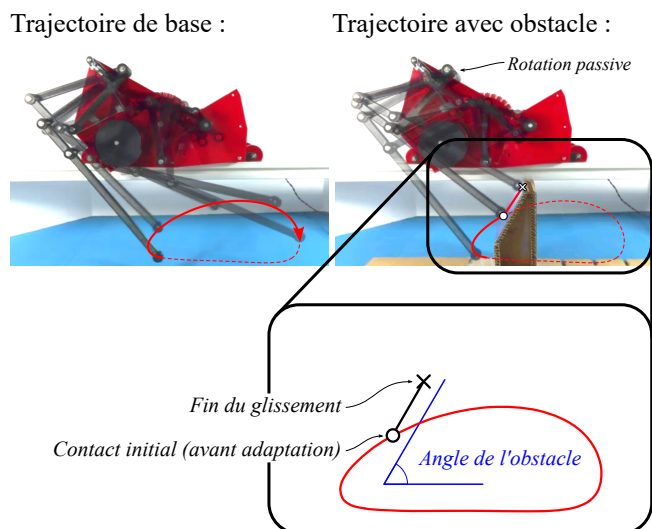


Figure 3.15 Représentation schématique de l'adaptation du prototype à un obstacle

En utilisant des obstacles de plus grande taille, le mouvement de glissement n'est pas interrompu par la fin de l'obstacle, mais atteint plutôt sa conclusion naturelle : l'arrêt en raison de l'atteinte d'une limite mécanique ou bien en raison d'un couple insuffisant pour vaincre la friction. Après avoir fixé le corps du robot aux rails afin d'en empêcher le mouvement, les trajectoires de l'extrémité de la patte ont été documentées sous différentes conditions afin d'en évaluer les capacités auto-adaptatives. Ainsi, des collisions ont été induites à différents endroits de la phase de vol, avec des obstacles soit en carton (coefficient de friction μ mesuré à 0.32) ou en Polyéthylène basse densité (LDPE, μ mesuré à 0.19), dont l'angle par rapport à l'horizontale varie entre 60° et 90° . Les résultats expérimentaux pour chacun de ces essais indépendants ont été regroupés à la figure 3.16, en réutilisant la même notation pour les points de début et de fin du mouvement d'adaptation (respectivement \circ et \times).

Pour chaque essai, la distance parcourue par l'extrémité de la patte en glissant le long de l'obstacle fut enregistrée en marquant directement les points de début et de fin d'adaptation à la surface de celui-ci. L'hypothèse posée était celle de l'existence d'une corrélation inverse entre la distance parcourue et la difficulté du mouvement d'adaptation, telle qu'estimée par le couple τ_1 requis calculé à partir du ratio τ_1/τ_2 (équation 3.11) en tenant compte de la friction, de l'angle de l'obstacle et du couple réel τ_2 en fonction de l'angle θ_2 . Ce couple requis calculé est également indiqué sur la figure 3.16 par la couleur de l'espace de travail. Expérimentalement, lorsque le couple demandé est faible, le mouvement d'adaptation n'est limité que par la forme de la came, dont le faible rayon interne est malheureusement suffisant

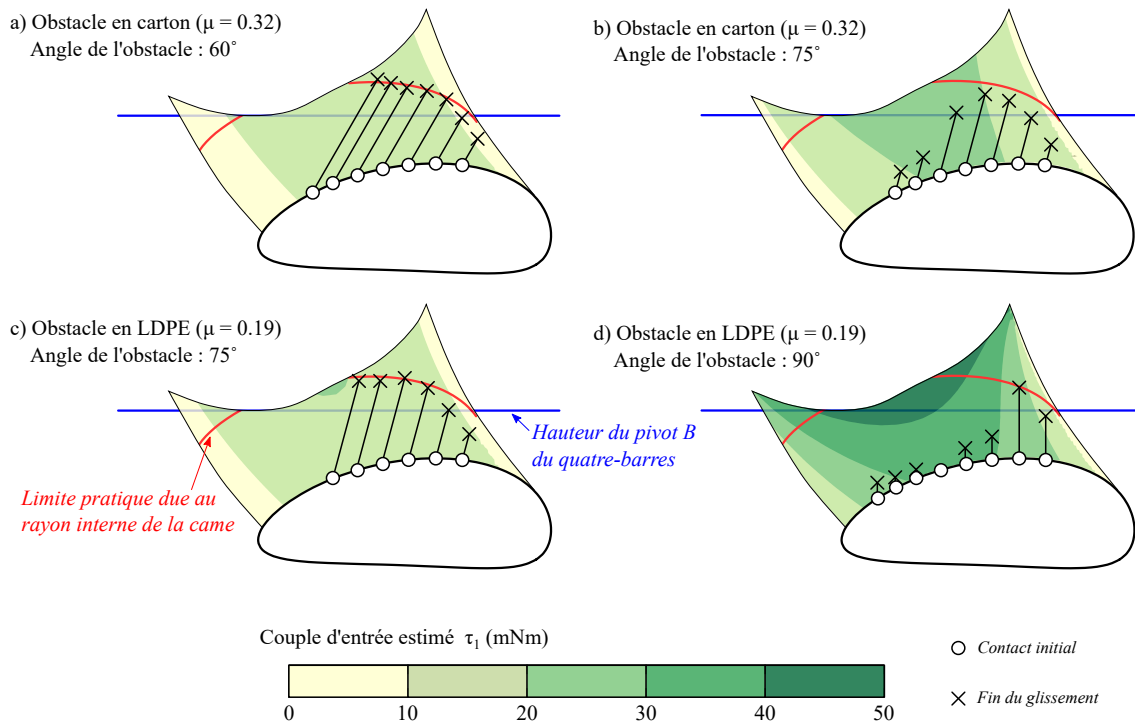


Figure 3.16 Données expérimentales pour l'adaptation du prototype

pour empêcher une rotation complète de θ_2 . Les résultats se sont avérés moins concluants dans le cas d'obstacles verticaux (figure 3.16d), ce qui peut s'expliquer entre autres par la présence de friction et d'imprécisions dans le mécanisme de transmission lui-même, rendant difficile la génération des petites rotations requises de l'angle d'entrée θ_1 .

Un facteur limitant la capacité du prototype à surmonter des obstacles est la position du pivot B du mécanisme quatre-barres qui, à 120 mm du sol, risque d'entrer en collision avec un obstacle même si la patte est en mesure de le surmonter. Cette hauteur est en effet atteinte de façon fiable par l'extrémité de la patte à la suite d'adaptations à des obstacles dont l'angle est inférieur à 75° pour une grande partie de la phase de vol. Il s'agit néanmoins d'une augmentation de 33% en comparaison avec le dégagement vertical initial offert par la trajectoire de base.

En utilisant un asservissement en vitesse du moteur, la durée choisie pour un cycle (2.4 secondes) n'est pas affectée par la présence d'un obstacle, tel qu'illustré à la figure 3.17. Il est cependant possible de constater l'augmentation tant du couple que de la tension aux bornes du moteur, bien que la puissance maximale consommée demeure inférieure à 1 W.

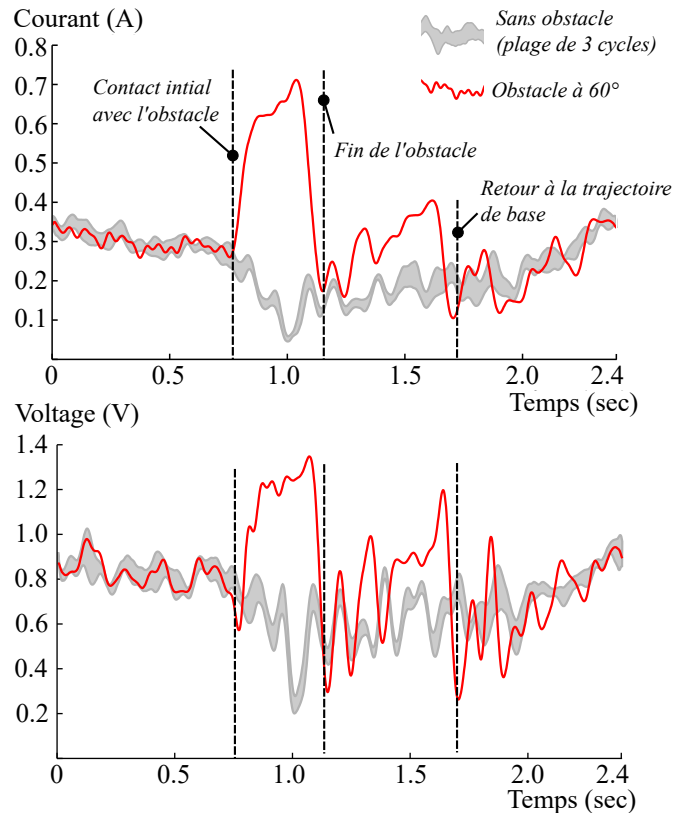


Figure 3.17 Courant et voltage typiques mesurés aux bornes du moteur

3.4 Optimisation de la géométrie

Subséquentement, une approche systématique d'optimisation des dimensions du mécanisme fut employée pour remplacer les paramètres géométriques ad-hoc du premier prototype. La première étape de cette approche consiste à réduire les dimensions du mécanisme au plus petit nombre possible de paramètres indépendants, puis à explorer l'influence de ces variables sur deux indices de performance évaluant respectivement la capacité d'adaptation passive du mécanisme ainsi que la qualité de sa trajectoire de base.

3.4.1 Paramètres géométriques initiaux

Bien que plusieurs mécanismes à membrures soient en mesure de générer une trajectoire de base possédant les caractéristiques recherchées, le mécanisme de Hoeken (un exemple spécifique de quatre-barres) est le plus simple de ceux-ci en raison de son nombre réduit de membrures et de pivots. Les paramètres géométriques pré-optimisation de ce sous-mécanisme sont présentés à la figure 3.18 et au tableau 3.2.

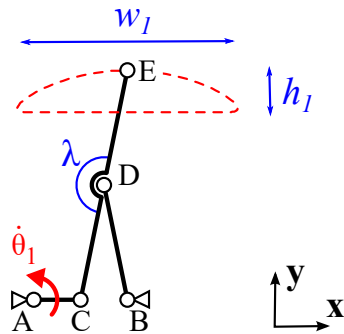


Figure 3.18 Dimensions du mécanisme de Hoeken (pré-optimisation)

Tableau 3.2 Dimensions du mécanisme de Hoeken (pré-optimisation)

Paramètre géométrique	Valeur
Coordonnées de A	(0.00 0.00)
Coordonnées de B	(2.00 0.00)
l_{AC}	1.00
$l_{BD}=l_{CD}=l_{DE}$	2.50
λ	180°

Si les coordonnées du point A sont fixées à l'origine du plan Cartésien et que la longueur de la manivelle, l_{AC} est fixée à 1 unité, cinq paramètres demeurent nécessaires pour définir de façon unique un quatre-barres : les longueurs des trois membrures restantes (celle de la base l_{AB} , de la bielle l_{CD} , et de l'oscillateur l_{BD}), ainsi que la localisation du point de bielle (*coupler point*), représentée par l_{DE} et λ . Les plages autorisées pour chacun de ces paramètres sont données dans le tableau 3.3.

Tableau 3.3 Paramètres géométriques définissant un mécanisme quatre-barres

Paramètre	Description	Plage pour l'optimisation
l_{AB}	Longueur de la base	1.1 - 10
l_{CD}	Longueur de la bielle	1.1 - 10
l_{BD}	Longueur de l'oscillateur	1.1 - 10
l_{DE}	Longueur additionnelle de la bielle	0.1 - 10
λ	Forme de la bielle	0-360°

De plus, afin que la manivelle soit en mesure d'effectuer un tour complet (Condition de Grashof), les inégalités suivantes doivent être respectées :

$$l_{AB} + l_{BD} > l_{CD} + 1, \quad (3.38a)$$

$$l_{CD} + l_{BD} > l_{AB} + 1, \quad (3.38b)$$

$$l_{AB} + l_{CD} > l_{BD} + 1. \quad (3.38c)$$

L'étape suivante consiste à décrire et positionner le pantographe. Si la position des points guides H et K est connue, la description de la géométrie de ce mécanisme se réduit à seulement deux ratios :

- ρ est le ratio d'amplification entre les triangles similaires HIK et HJP, illustrés à la figure 3.19.
- α est le facteur de forme des triangles HIP et HJP, défini comme étant le rapport suivant :

$$\alpha \equiv \frac{l_{IK}}{l_{HI}} = \frac{l_{JP}}{l_{HJ}}. \quad (3.39)$$

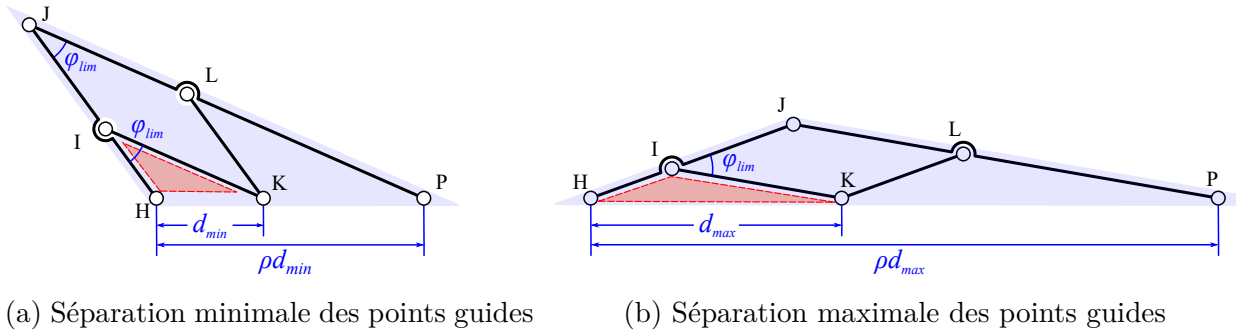


Figure 3.19 Géométrie d'un pantographe

Une considération importante dans la conception de la patte mécanique est l'évitement des configurations singulières, qui peuvent notamment être détectées par l'analyse du parallélogramme IJKL : aucun de ses angles intérieurs ne devrait être inférieur à une valeur limite ϕ_{lim} . Cette condition permet d'établir une contrainte sur les valeurs acceptables pour d , la distance entre les points guides H et K. En premier lieu, la loi des cosinus est utilisée avec le triangle HIK pour les deux configurations limites présentées à la figure 3.19 :

$$d_{min}^2 = l_{HI}^2 + l_{IK}^2 - 2 \cdot l_{HI} \cdot l_{IK} \cdot \cos(\phi_{lim}), \quad (3.40a)$$

$$d_{max}^2 = l_{HI}^2 + l_{IK}^2 - 2 \cdot l_{HI} \cdot l_{IK} \cdot \cos(\pi - \phi_{lim}). \quad (3.40b)$$

Les deux équations ci-dessus peuvent être combinées en utilisant le ratio α précédemment défini afin d'exprimer la plage de valeurs autorisées pour d :

$$\frac{d_{max}}{d_{min}} = \sqrt{\frac{1 + \alpha^2 + 2\alpha \cdot \cos(\phi_{lim})}{1 + \alpha^2 - 2\alpha \cdot \cos(\phi_{lim})}}. \quad (3.41)$$

Ce ratio est maximal lorsque $\alpha = 1$, c'est-à-dire lorsque les triangles HIK et HJP sont isocèles.

Pour l'architecture retenue, le point guide K du pantographe est connecté à la bielle du mécanisme quatre-barres, et sa position est donc connue. Afin de réduire davantage le nombre de paramètres, le DDL secondaire connecté au point guide H du pantographe est remplacé par un vecteur δ_{max} représentant le mouvement effectué par ce point lors d'une adaptation maximale. En conséquence, seulement six inconnues sont présentes dans le dimensionnement du pantographe :

- Les coordonnées x et y de H_{base} , définissant la position du point guide H durant la trajectoire de base.
- Les coordonnées x et y de H_{adap} , définissant la position du point guide H pour le plus grand mouvement du DDL secondaire θ_2 autorisé.
- Les ratios ρ et α du pantographe.

Tel qu'illustré à la figure 3.20, une translation δ_{max} de H depuis H_{base} vers H_{adap} résulte en un déplacement de tous les points de la trajectoire de base par un vecteur $(R-1)\delta_{max}$, constituant ainsi la limite supérieure de l'espace de travail (*trajectoire d'adaptation maximale*).

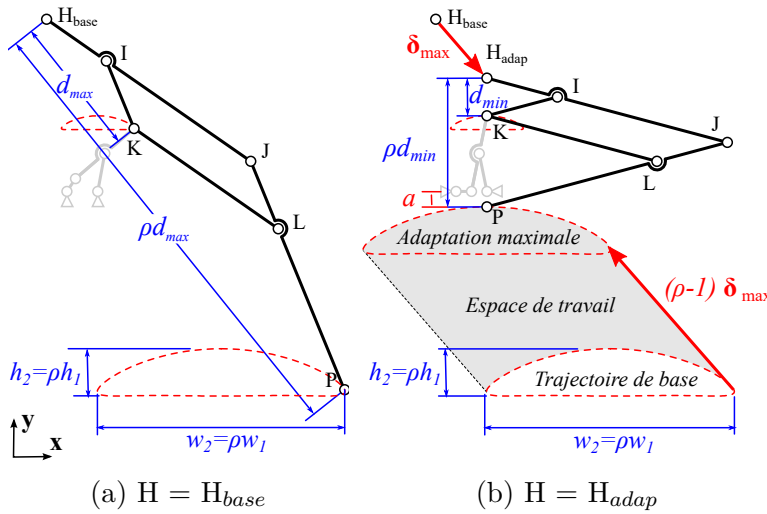


Tableau 3.4 Dimensions du pantographe pré-optimisation

Paramètre géométrique	Valeur
Position de H_{base}	(-1.33 11.17)
Position de H_{adap}	(2.00 7.35)
$l_{IK} = l_{HI} = l_{JL}$	4.73
$l_{KL} = l_{IJ} = l_{LP}$	11.40

Figure 3.20 Dimensionnement du pantographe

Afin de garder une solution unique et ainsi simplifier l'optimisation subséquente, six contraintes ont été choisies, dont certaines arbitraires. En utilisant la figure 3.20 comme référence, les objectifs guidant la sélection de ces contraintes sont listés ci-dessous :

- Maximiser la compacité du mécanisme.
 - ⇒ Contrainte C_1 : le centre de la trajectoire d'adaptation maximale et celui de la trajectoire générée par le quatre-barres au point K du pantographe sont alignés horizontalement.
 - ⇒ Contrainte C_2 : le facteur de forme α est fixé à 1.

- Empêcher les configurations singulières.
 ⇒ Contrainte C_3 : l'angle limite ϕ_{lim} est fixé à 30° . Le ratio d_{max}/d_{min} équivaut en conséquence à 3.73 (tel que dicté par l'équation 3.41).
- Empêcher l'interférence entre l'adaptation à un obstacle et le mécanisme quatre-barres.
 ⇒ Contrainte C_4 : afin que la membrure terminale de la patte soit la seule à entrer en contact avec l'obstacle, le point le plus bas de l'enveloppe physique du quatre-barres doit être à la même hauteur que le sommet de la trajectoire d'adaptation maximale. Dans le cas du mécanisme de Hoeken, la distance a sur la figure 3.20b équivaut donc à 1 unité, soit la longueur de la manivelle.
- Garantir un espace de travail suffisant tout en maintenant la possibilité d'une adaptation passive à un obstacle. En effet, les courbes de θ_1 constant, précédemment décrites à la section 3.1.1 et ici parallèles au vecteur δ_{max} , ne doivent pas être trop proches de la verticale, de manière à garder le couple d'entrée acceptable. Le compromis suivant est arbitrairement établi :
 ⇒ Contrainte C_5 : la distance verticale $(\rho - 1)\delta_{max}^T \mathbf{y}$ entre la trajectoire d'adaptation maximale et la trajectoire de base est le triple de la hauteur h_2 de cette dernière :

$$(\rho - 1)\delta_{max}^T \mathbf{y} = 3h_2. \quad (3.42)$$

- ⇒ Contrainte C_6 : la distance horizontale $(\rho - 1)\delta_{max}^T \mathbf{x}$ entre la trajectoire d'adaptation maximale et la trajectoire de base est la moitié de la largeur w_2 de cette dernière :

$$(\rho - 1)\delta_{max}^T \mathbf{x} = w_2/2. \quad (3.43)$$

Les paramètres géométriques uniques satisfaisant ces six contraintes pour le pantographe de la patte utilisant le mécanisme de Hoeken comme générateur de trajectoire sont obtenus numériquement et présentés au tableau 3.4.

3.4.2 Évaluation des performances

Qualité de la trajectoire de base

Un premier critère, crucial pour un mécanisme de patte robotique qu'elle soit auto-adaptative ou non, est la qualité de sa trajectoire de base. Puisque celle-ci est ici une simple homothétie de la courbe générée par le mécanisme quatre-barres, il est plus rapide de directement évaluer cette dernière, par le biais de l'indice de performance I_{trj} , composé de trois critères notés sur une échelle de 0 à 100% :

• **Linéarité de la phase de support** : la distance verticale s entre les points extrêmes de la phase de support est comparée à la hauteur totale h_1 de la trajectoire (afin de prendre en compte la transition entre les phases, celles-ci sont définies comme représentant 95% de la largeur w_1 de la trajectoire, tel qu'illustré à la figure 3.21) :

$$lin\% = \left(1 - \frac{\Delta h}{h_1}\right) \times 100\%. \quad (3.44a)$$

• **Ratio de la phase de support** : la fraction du cycle de la manivelle d'entrée pour laquelle la patte se trouve en phase de support est comparée avec la cible fixée à 0.6 :

$$duree\% = \min\left(\left(\frac{\text{durée de la phase de support}}{0.6}\right), 1\right) \times 100\%. \quad (3.44b)$$

• **Ratio hauteur/largeur** : afin de pénaliser les trajectoires trop aplaties, le ratio hauteur/largeur est comparé à la cible fixée à 0.19, soit la valeur de ce ratio pour le mécanisme de Hoeken :

$$hauteur\% = \min\left(\left(\frac{h_1/w_1}{0.19}\right), 1\right) \times 100\%. \quad (3.44c)$$

L'indice de performance I_{trj} , devant être minimisé, est subséquentement défini de manière à combiner ces trois critères. Arbitrairement, une pondération équivalente est attribuée à chacun d'entre eux :

$$I_{trj} = 1 - \frac{lin\%}{100\%} \cdot \frac{duree\%}{100\%} \cdot \frac{hauteur\%}{100\%}. \quad (3.45)$$

Le tableau 3.5 présente le calcul de cet indice de performance pour les paramètres géométriques pré-optimisation, basés sur le mécanisme de Hoeken. Pour faciliter la visualisation du ratio de la phase de support, des points ont été ajoutés à la trajectoire de la figure 3.21, régulièrement espacés de 10° de rotation de la manivelle d'entrée.

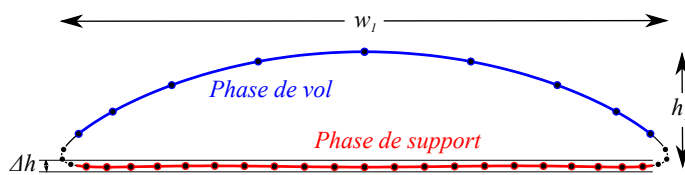


Figure 3.21 Trajectoire générée par le mécanisme de Hoeken

Tableau 3.5 Évaluation de I_{trj} pour les paramètres géométriques pré-optimisation

Linéarité	98.6%
Durée de la phase de support	98.3%
Hauteur/largeur	100%
I_{trj}	0.03

Capacité d'adaptation

Le second critère permettant d'évaluer la qualité d'une patte auto-adaptative est sa capacité d'adaptation passive. Tel que précédemment mis en évidence par les équations 3.11 et 3.37, le couple d'entrée devant être appliqué sur la manivelle pour produire un mouvement de glissement le long d'un obstacle donné dépend de la localisation du point de contact et de la géométrie du mécanisme :

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{-\mathbf{v}_1^T \mathbf{n}}{\mathbf{v}_2^T \mathbf{n}} = \frac{-l_{O_1O}}{l_{O_2O}} \frac{l_{EO_{CDE}} l_{AC}}{l_{EO_{EI}} l_{CO_{CDE}}} \frac{l_{JO_2} l_{GO_{GIJ}}}{l_{JO_{GIJ}} l_{FG}}. \quad (3.46)$$

Dans le cadre de la présente optimisation, le remplacement de la membrure d'ajustement par une simple direction de translation permet de réduire le nombre de paramètres indépendants tout en normalisant les géométries, mais nécessite d'adapter l'expression du couple d'entrée, car celle-ci fait intervenir les variables τ_2 et l_{FG} qui sont à présent indéfinies. En introduisant la force $f_2 \equiv \tau_2 \times l_{FG}$ s'appliquant au point H pour contraindre le DDL secondaire, il est possible de réécrire l'équation 3.46 ainsi (l_{AC} est déplacé au dénominateur afin de normaliser l'indice) :

$$\frac{\tau_1}{l_{AC} f_2} = \frac{-l_{O_1O}}{l_{O_2O}} \frac{l_{EO_{CDE}}}{l_{EO_{EI}} l_{CO_{CDE}}} \frac{l_{JO_2} l_{GO_{GIJ}}}{l_{JO_{GIJ}}}. \quad (3.47)$$

Un exemple de l'évolution calculée de ce ratio durant l'adaptation à un obstacle pour une patte utilisant les paramètres géométriques pré-optimisation (avec $\mu = 0$) est présenté à la figure 3.22. La valeur maximale de $\tau_1/l_{AC} f_2$ est dans ce cas de 8.21, au tout début de l'adaptation.

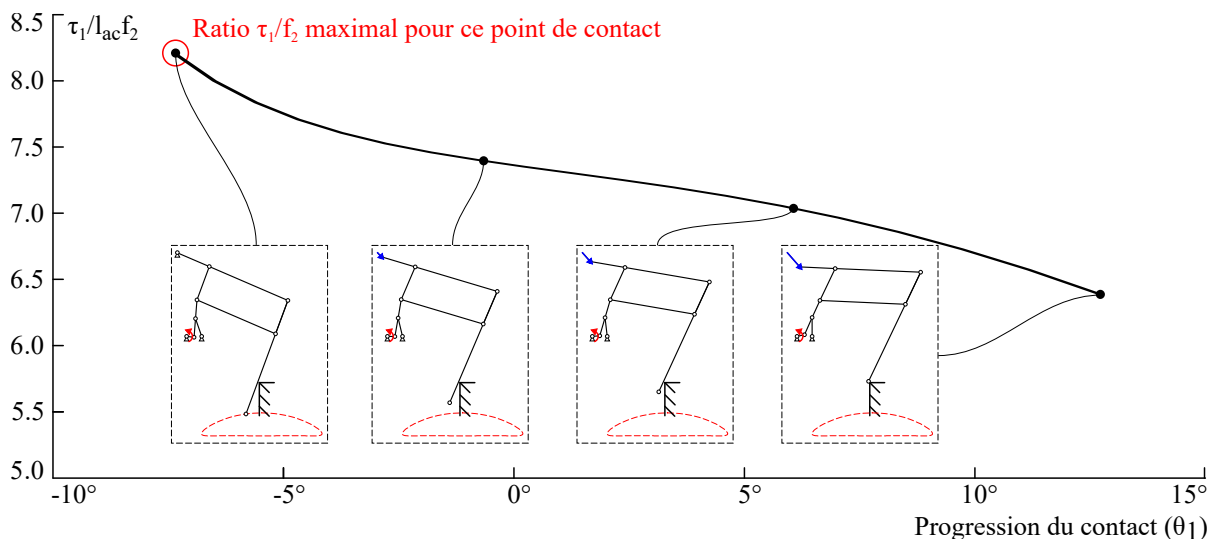


Figure 3.22 Évolution du couple d'entrée (géométrie pré-optimisation)

En comparaison avec la simulation similaire présentée précédemment à la figure 3.5, les différences principales sont l'allure générale de la courbe (décroissante plutôt que croissante) et l'ordre de grandeur des ratios (autour de 7 plutôt qu'autour de 0.2). Alors que la première différence tient essentiellement au parcours différent requis dans le champ d'énergie potentielle, l'ordre de grandeur élevé du couple d'entrée s'explique par l'absence du terme l_{FG} dans le dénominateur de l'équation utilisée ici. Par ailleurs, le processus d'optimisation lui-même contribue significativement à améliorer les capacités d'adaptation du mécanisme.

Une simulation de contact similaire peut être effectuée pour tous les points de collision potentiels formant la zone adaptable, soit le sous-ensemble de l'espace de travail balayé par la membrure terminale de la patte durant la phase de vol. À la figure 3.23a et b, la zone adaptable est ainsi respectivement évaluée pour des membrures terminales droite et courbée (en supposant $\mathbf{n} = [1 \ 0]^T$ et $\mu = 0$).

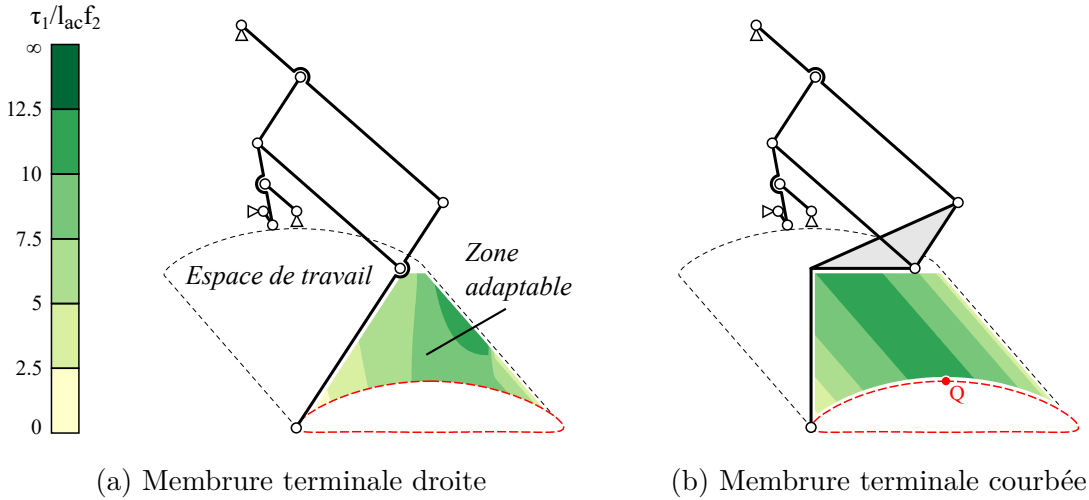


Figure 3.23 Couple d'entrée évalué pour tous les points de la zone adaptable

Bien que, comme prévu, le couple requis soit généralement plus élevé dans le cas de la membrure terminale courbée, il est numériquement beaucoup plus rapide d'évaluer le couple d'entrée pour un contact survenant à l'extrémité de la patte. Ainsi, la définition suivante est proposée pour créer un indice de performance I_{adap} indépendant tant de l'obstacle considéré que du choix de la membrure terminale :

L'indice de la capacité d'adaptation passive (I_{adap}) est obtenu en calculant la moyenne quadratique du ratio $\tau_1 / l_{AC} f_2$ évalué le long de la phase de vol en posant l'hypothèse d'un contact sans friction ($\mu = 0$) survenant entre l'extrémité de la patte et un obstacle vertical ($\mathbf{n} = [1 \ 0]^T$).

Pour les paramètres géométriques initiaux, basés sur le mécanisme de Hoeken, la figure 3.24 illustre le calcul de I_{adap} . Ainsi, bien qu'une valeur maximale de 10.56 soit atteinte pour le ratio $\tau_1/l_{AC}f_2$ au sommet de la phase de vol (point Q de la figure 3.23b), la moyenne quadratique s'établit plutôt à 6.23 pour cette géométrie.

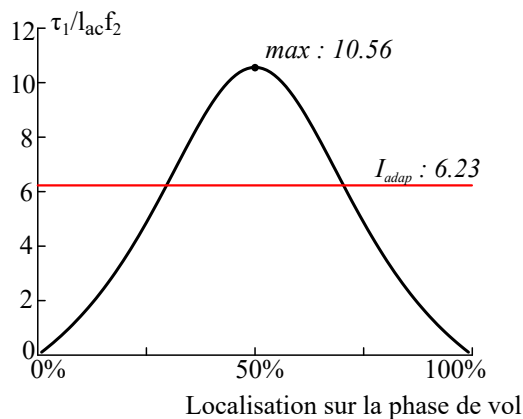


Figure 3.24 Évaluation de I_{adap} pour les paramètres géométriques pré-optimisation

3.4.3 Optimisation multi-objectifs

La contradiction entre les indices de performance définis dans la section précédente se révèle notamment par la manière dont ils sont influencés par la grandeur du vecteur \mathbf{v}_1 durant la phase de vol, représentant la vitesse à laquelle cette phase est parcourue par l'extrémité de la patte durant la phase de vol. Alors que, en accord avec l'équation 3.46, I_{adap} augmente proportionnellement à la magnitude de \mathbf{v}_1 , le critère $duree\%$ intégral à l'indice I_{trj} est quant à lui plus facilement rempli si la phase de vol est parcourue rapidement.

La meilleure façon de visualiser le compromis entre les deux indices de performance est donc de tracer le front de Pareto, obtenu par une optimisation multi-objectif du mécanisme quatre-barres. Pour les géométries se trouvant sur ce front, la diminution d'une des deux fonctions objectifs ne peut que s'accompagner de l'augmentation de l'autre. En conséquence, les mérites respectifs de ces géométries ne dépendent que de l'importance relative accordée aux deux indices de performance.

Le domaine de l'optimisation est limité aux cinq variables décrites précédemment dans le tableau 3.3. Tel que présenté sur le diagramme de la figure 3.25, les indices I_{trj} and I_{adap} sont assignés à une géométrie candidate définie par ces cinq variables en trouvant d'abord l'orientation optimale du quatre-barres minimisant I_{trj} , puis en générant le pantographe satisfaisant les contraintes C_1 à C_6 , ce qui permet d'évaluer I_{adap} .

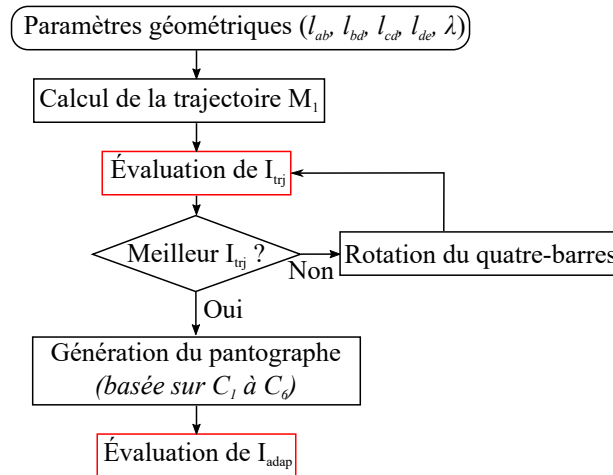


Figure 3.25 Séquence d'évaluation d'une géométrie candidate

En raison de la nature hautement non-linéaire du problème, un algorithme génétique fourni par le Optimization Toolbox de MATLAB a été utilisé avec les options spécifiées dans le tableau 3.6 afin d'explorer le domaine d'optimisation et de trouver des géométries se rapprochant de l'optimalité. Les meilleurs individus après 100 générations sont présentés à la figure 3.26.

Tableau 3.6 Options des algorithmes d'optimisation utilisés

Algorithme génétique (Fonction @ga de Matlab)	
<i>Number of iterations</i>	100
<i>Population size</i>	100
<i>Pareto population limit</i>	35
<i>Crossover fraction</i>	0.8
<i>Crossover mechanism</i>	Randomly weighted average
<i>Mutation mechanism</i>	Adaptive Feasible
<i>Selection mechanism</i>	Tournament (size=4)
Algorithme déterministe (Fonction @fmincon de Matlab)	
<i>Algorithm</i>	Sequential Quadratic Programming
<i>Évaluations de la fonction</i>	357

À la différence des techniques usuelles d'optimisation, un algorithme génétique permet d'optimiser simultanément les deux objectifs en gardant une population élevée de géométries candidates, en plus d'aider à éviter les pièges que représentent les minimums locaux.

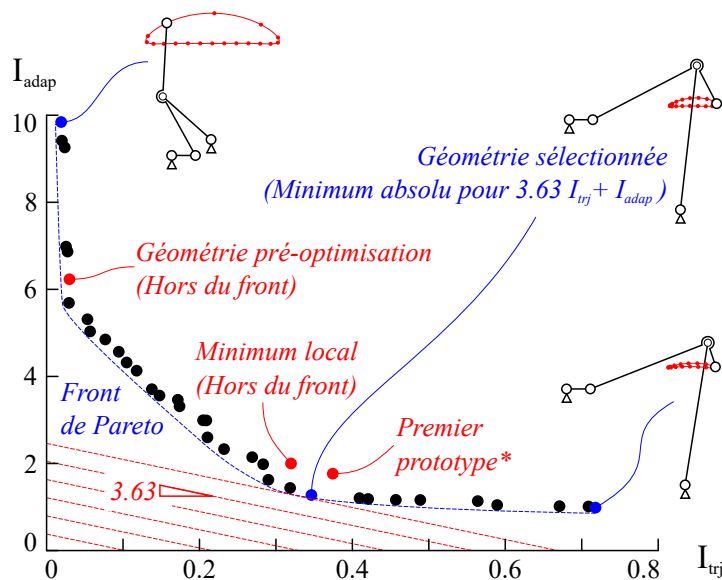


Figure 3.26 Front de Pareto obtenu après 100 générations

Il peut être aisément montré que le problème à l'étude possède des minimums locaux. En effet, pour l'exemple, une géométrie particulière faisant partie du front de Pareto a été sélectionnée. Tel qu'illustré à la figure 3.26, cette géométrie correspond au minimum absolu de la fonction d'optimisation $I = 3.63I_{trj} + I_{adap}$. Cependant, un algorithme déterministe optimisant cette dernière fonction à partir des paramètres géométriques pré-optimisation converge plutôt vers une autre géométrie, sous-optimale, dont les caractéristiques sont décrites dans le tableau 3.7.

Tableau 3.7 Résultats des optimisations

Paramètre	Géométrie	Minimum	Géométrie
	Initiale	Local	Sélectionnée
l_{AB}	2	5.23	6.08
l_{CD}	2.5	8.90	4.99
l_{BD}	2.5	10.00	6.17
l_{DE}	2.5	3.73	1.82
λ	180°	302°	270°
I_{trj}	0.03	0.32	0.35
I_{adap}	6.23	2.01	1.27
$3.63I_{trj} + I_{adap}$	6.34	3.17	2.53

Pour fins de comparaison, l'évaluation de la performance du premier prototype est également présentée sur la figure 3.26. Il est cependant important de noter que celui-ci n'a pas été généré de manière à respecter les critères C_1 à C_6 et que, en conséquence, son espace de travail est beaucoup plus petit et que sa distance aux configurations singulières est réduite.

3.4.4 Évaluation de la géométrie retenue

La géométrie spécifique retenue (décrite à la figure 3.27 et au tableau 3.8) présente un quatre-barres significativement différent du mécanisme de Hoeken, mais permettant encore de générer une trajectoire satisfaisante. Puisque le point le plus bas du quatre-barres est maintenant le pivot B, c'est celui-ci qui constitue la limite supérieure de l'espace de travail de la patte, bien que la zone adaptable soit ici limitée par le point L du pantographe.

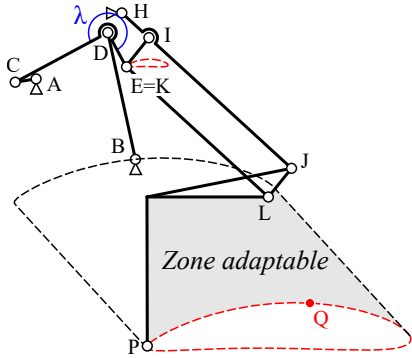


Figure 3.27 Géométrie choisie

Tableau 3.8 Paramètres géométriques choisis

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
Coord. de A	(0 0)	Coord. de H_{base}	(4.08 3.14)
Coord. de B	(4.72 -3.83)	Coord. de H_{adap}	(5.27 1.84)
l_{AC}	1.00	$l_{IK} = l_{HI} = l_{JL}$	1.75
l_{BD}	6.17	$l_{KL} = l_{IJ} = l_{LP}$	9.19
l_{CD}	4.99	λ	270°
l_{DE}	1.82		

Tel qu'il est possible de le constater à la lecture de la figure 3.28 et du tableau 3.9, cette géométrie permet une nette amélioration de l'indice I_{adap} en comparaison avec les paramètres pré-optimisation, puisque celui-ci est passé de 6.23 à 1.27. Cependant, il est possible de constater une détérioration de I_{trj} depuis 0.03 à 0.35, qui s'explique essentiellement par la réduction de la durée de la phase de support de 59% à 44% du cycle de la jambe. Pour compenser ce problème, il est notamment envisageable d'augmenter le nombre de pattes du robot, ou encore d'altérer la vitesse de rotation de la manivelle au cours du cycle, par exemple par l'utilisation d'une transmission non-linéaire.

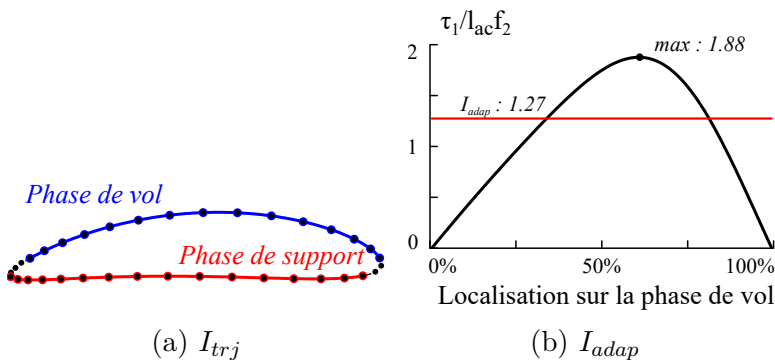


Tableau 3.9 Évaluation de I_{trj} pour la géométrie choisie

Linéarité	93.3%
Phase de support	73.4%
Hauteur/largeur	95.4%
I_{trj}	0.35
I_{adap}	1.27

Figure 3.28 Évaluation de la géométrie choisie

L'amélioration de la capacité d'adaptation entre la géométrie pré-optimisation et la géométrie sélectionnée peut également être illustrée par l'étude du couple requis pour initier le mouvement de glissement à un point analogue, soit le sommet de la phase de vol (point Q des figures 3.23 et 3.27). Les effets de l'angle de l'obstacle et du coefficient de friction pour des contacts survenant à l'extrémité de la patte sont explorés pour ces deux géométries à la figure 3.29. Dépendamment du coefficient de friction, l'adaptation s'avère même possible pour des obstacles en surplomb, c'est à dire dont la normale a une composante verticale négative.

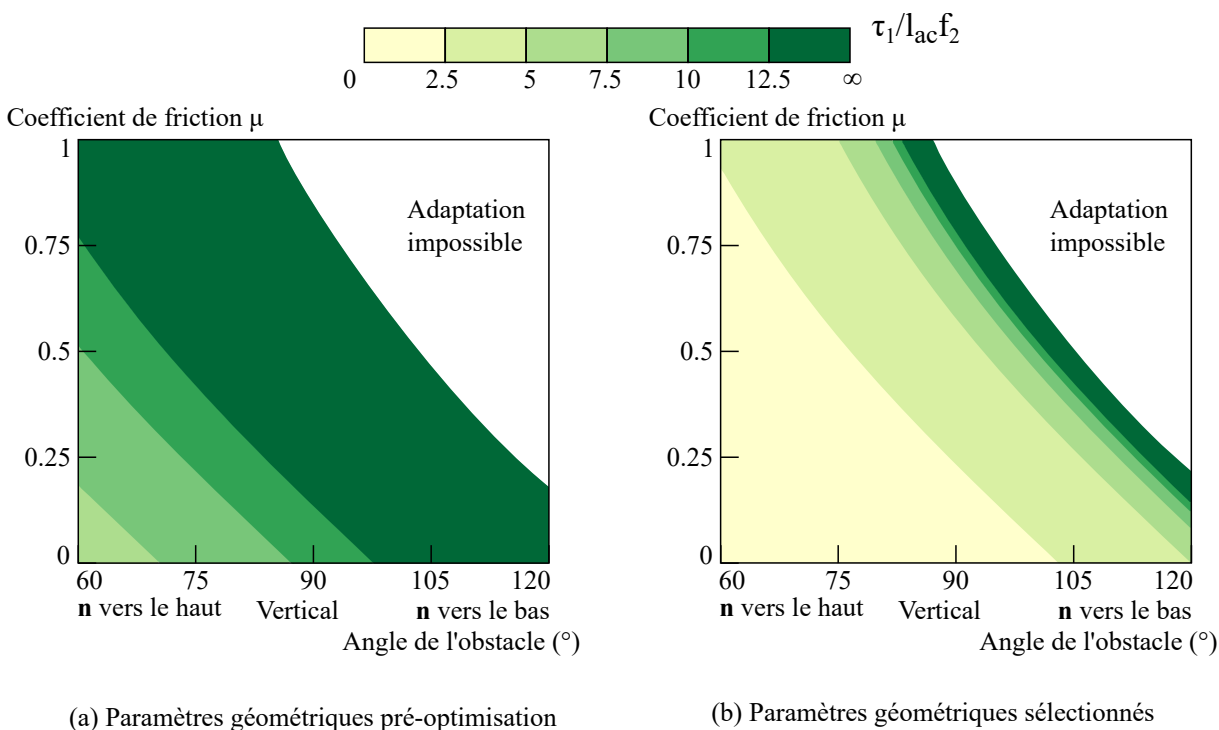


Figure 3.29 Effet de la friction et de l'angle de l'obstacle sur l'adaptation passive

L'adaptation passive à des obstacles en surplomb a par ailleurs été également étudiée à l'aide du logiciel de simulation dynamique MSC Adams. Étant donné qu'une patte unique était simulée, l'influence du reste du mécanisme était modélisée par des contraintes garantissant une position verticale constante du corps du robot ainsi que le maintien de la position horizontale de celui-ci durant la phase de vol. Cette dernière hypothèse est relativement prudente puisque, en réalité, on peut s'attendre à une propulsion du corps d'un robot multi-pattes vers l'avant durant la phase de vol d'une patte donnée, sous l'effet de l'action des autres pattes.

Les résultats de ces simulations pour une membrure terminale droite sont illustrés à la figure 3.30a. Après un contact survenant le long de cette membrure et l'adaptation qui s'en suit, l'extrémité de la patte revient à la trajectoire de base en suivant une direction parallèle au vecteur δ , représentant le déplacement autorisé par le DDL secondaire, ce qui permet d'initier

la phase de support suivante. À la figure 3.30b, l'adaptation au même obstacle est testée pour une forme de patte courbée. Tel que prévu, la patte est en mesure de glisser passivement le long de l'obstacle, même si le vecteur normal au point de contact initial est dirigé vers le bas. La légère interférence qui survient entre l'obstacle et le mécanisme lors du retour à la trajectoire de base résulte en un glissement du point R le long de l'obstacle (voir figure 3.30b) et en un léger déplacement du corps du robot vers l'avant. Ce glissement additionnel pour trouver un point d'appui n'empêche l'initiation de la phase de support suivante, au cours de laquelle la patte pivote autour de son extrémité P. Une vidéo complète de ces simulations, incluant des obstacles de plus grande taille, peut être visionnée en ligne à l'adresse suivante :

www.youtube.com/watch?v=-ArcRu-ErvA

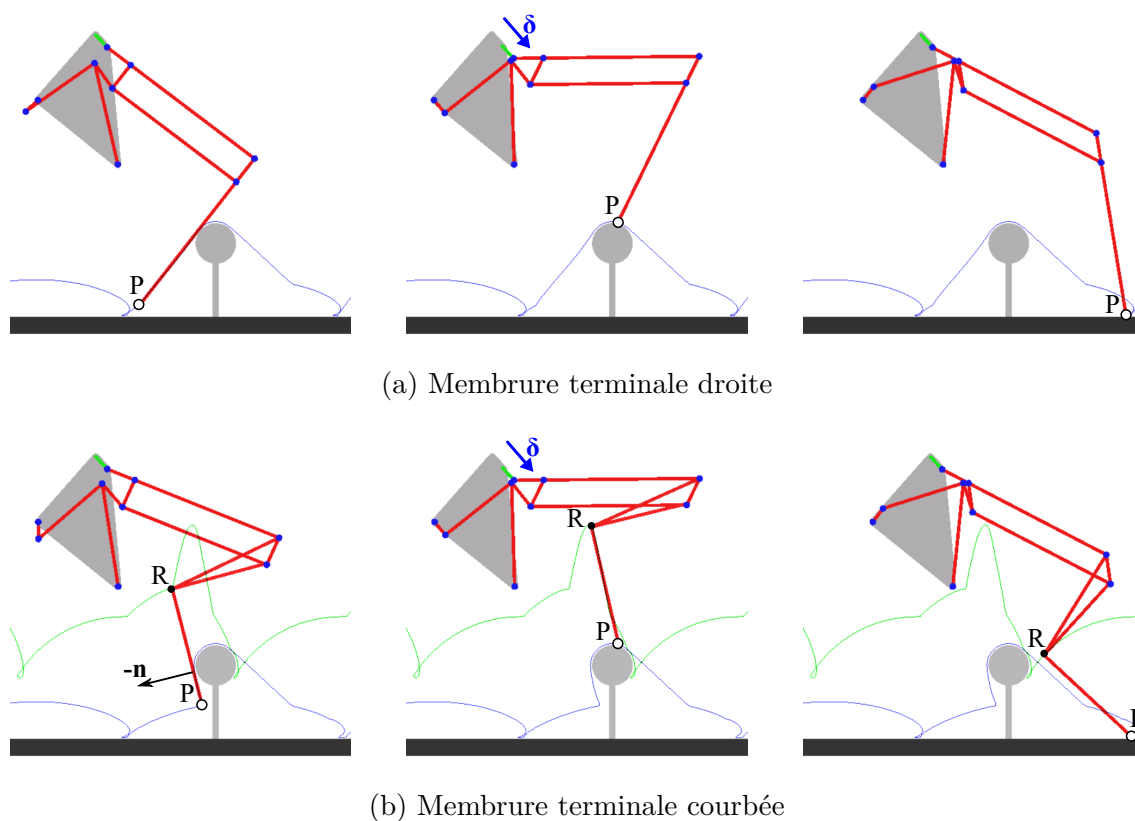


Figure 3.30 Simulations dynamiques du mécanisme à l'aide de MSC Adams

3.5 Mécanisme de verrouillage

Un des avantages de l'approche utilisée lors de l'optimisation des paramètres géométriques, consistant à modéliser le DDL secondaire par une simple direction autorisée pour le déplacement du point guide du pantographe, est la liberté offerte pour subséquemment concevoir

un mécanisme de verrouillage approprié. Tel que décrit précédemment à la section 3.1.3, il est nécessaire d'empêcher le robot de s'effondrer sous son propre poids durant la phase de support en verrouillant le mouvement du DDL secondaire pendant cette phase.

Comme illustré à la figure 3.31, il est possible de simplifier grandement le mécanisme à came, utilisé pour le premier prototype, en positionnant le pivot de la membrure d'ajustement suffisamment près de la manivelle d'entrée, tout en générant un mouvement orienté correctement dans la direction du vecteur δ , le long de la trajectoire de base. Le mécanisme de transmission à bases d'engrenages peut ainsi être éliminé, puisque la came est directement fixée sur l'arbre de la manivelle, entraînée par le moteur.

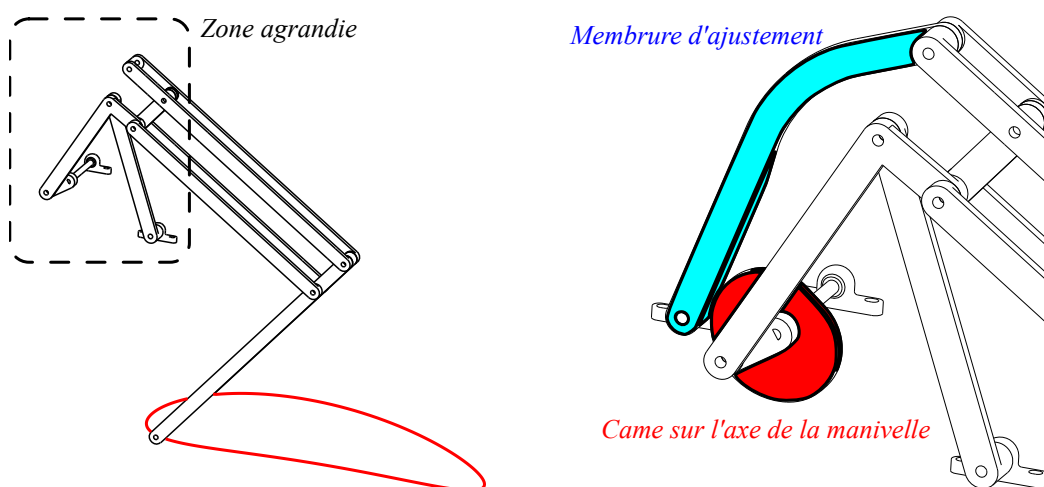


Figure 3.31 Système verrouillant le DDL secondaire en utilisant une came

Le bon fonctionnement de ce système de verrouillage, combiné aux nouveaux paramètres géométriques, a été démontré à l'aide d'un nouveau prototype, illustré ci-dessous :

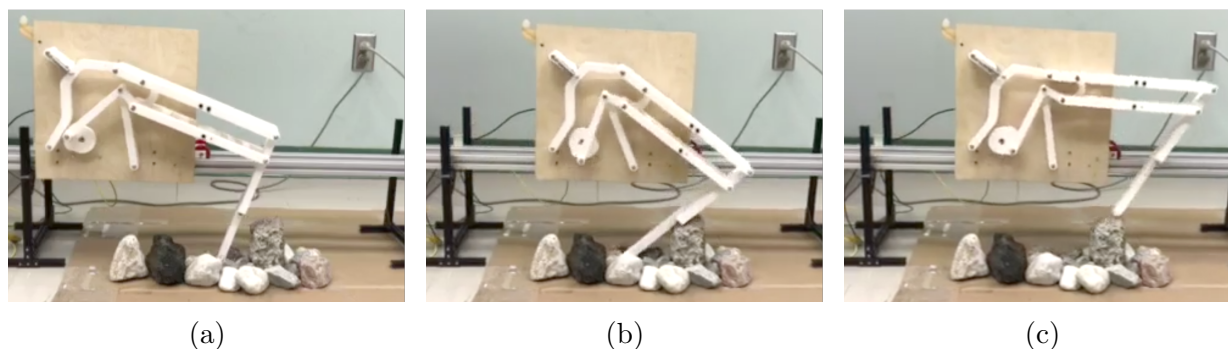


Figure 3.32 Adaptation du nouveau prototype de patte passive à un terrain simulé

Plutôt que de verrouiller le DDL secondaire, il est également possible de modifier la conception de celui-ci afin que son déclenchement durant la phase de support ne mette plus en péril la stabilité du mécanisme. Pour obtenir cette propriété, l'orientation des courbes de θ_1 constant tracées autour de la trajectoire de base, décrites précédemment lors de l'analyse de l'espace de travail à la section 3.1.1, doit varier au cours du cycle de la patte. Il n'est cependant pas possible d'obtenir un tel comportement à l'aide d'une membrure d'ajustement dont la direction est constante.

Tel qu'illustré à la figure 3.33a, ce changement d'orientation du vecteur δ , définissant la direction autorisée pour le mouvement du point guide, peut être obtenu en remplaçant la membrure d'ajustement par une glissière dont la translation est contrainte par un ressort. L'orientation de la glissière est cependant dépendante de celle de la manivelle grâce à un mécanisme de transmission, représenté ici par une courroie.

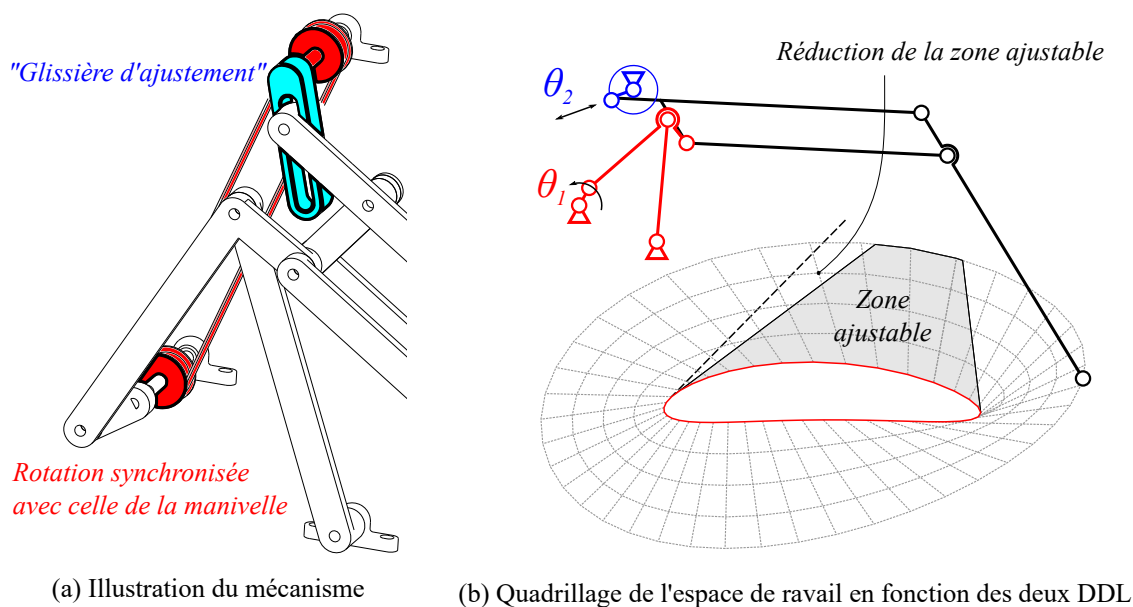


Figure 3.33 Système de verrouillage alternatif utilisant une glissière

Puisque l'espace de travail est maintenant centré sur la trajectoire de base, tel qu'illustré à la figure 3.33b, plutôt que d'être situé à la verticale de celui-ci, un éventuel mouvement de θ_2 durant la phase de support ne résulte plus en une diminution de l'énergie potentielle gravitationnelle du mécanisme. En effet, la trajectoire de base demeure ainsi en tout temps l'état le plus stable du mécanisme. Cette approche présente cependant quelques inconvénients, en plus de la complexité mécanique accrue. Notamment, puisque l'extrémité de la patte peut maintenant s'éloigner davantage des points guides, il est nécessaire d'augmenter la taille du pantographe afin de continuer à éviter les configurations singulières, ce qui entraîne une diminution de la taille de la zone ajustable (illustrée à la figure 3.33b).

Conclusion

Le mécanisme décrit dans ce chapitre consiste est basé sur une architecture combinant un quatre-barres et un pantographe, ayant été proposée dans le passé pour la fabrication de pattes robotiques à plusieurs DDL. L'innovation principale du design développé est de rendre le second DDL, permettant de dévier de la trajectoire de base, passivement déclenchable à la suite d'une collision entre la patte et un obstacle durant la phase de vol.

Outre l'analyse cinématique du mécanisme et de cette propriété d'adaptation, par le biais notamment de la théorie des visseurs, la géométrie du mécanisme a été optimisée de manière à favoriser l'adaptation tout en cherchant à assurer la qualité de la trajectoire de base de la patte.

Au final, bien que la capacité du mécanisme développé à surmonter de manière purement passive des obstacles ait été démontrée, sa validation complète nécessite la construction d'un prototype à plusieurs jambes, affranchi de son rail de support. Il serait par la suite possible de réellement comparer les performances d'un tel robot aux approches concurrentes en se basant sur des critères tels la transversalité ou l'efficacité énergétique.

CHAPITRE 4 ORTHÈSES AUTO-ADAPTATIVES

Ce chapitre porte sur le second thème de la thèse, soit la conception d'un système portable de réadaptation pour la jambe. Voici les caractéristiques du système conçu par rapport à la recherche dans ce domaine :

1. Génération de couples correcteurs sur les articulations de la hanche et du genou du patient lorsque la pose de la jambe dévie du cycle prescrit, à la manière de systèmes de réadaptation tels le ALEX (Banala et al., 2010).
 - Plutôt que d'employer une stratégie de commande en impédance, ce comportement est obtenu ici de manière purement mécanique en définissant la position de référence d'une *jambe virtuelle* vers laquelle la jambe du patient est attirée par un champ élastique, tel que proposé pour les doigts auto-adaptatifs dans Catalano et al. (2014).
2. Conception d'un système portable entièrement passif, analogue au RGO (Dall et al., 1999), permettant ainsi de réduire le poids et le coput, en plus de ne pas être affecté par l'autonomie d'une batterie.
 - Le mécanisme proposé vise cependant à reproduire au mieux le cycle réel de la marche, afin de pouvoir être utilisé comme outil de réadaptation.
3. Utilisation d'un système de câbles pour la transmission des efforts afin de minimiser le poids ajouté au système, de manière similaire au LOPES (Veneman et al., 2007).
 - Les câbles ne sont cependant pas utilisés uniquement pour la transmission des forces mais également pour la génération de celles-ci, en reliant l'allongement de ressorts (éléments passifs) aux rotations articulaires par des poulies non-circulaires (Schmit et Okada, 2012).

Le contenu de ce chapitre reprend des éléments précédemment publiés dans les articles suivants :

- D. Fedorov et L. Birglen, "Design of a compliant mechanical device for upper-leg rehabilitation", *IEEE Robotics and Automation Letters*, 2019.
- D. Fedorov et L. Birglen, "Differential noncircular pulleys for cable robots and static balancing", *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 10, no. 6, p. 061001, 2018.

4.1 Description du mécanisme

La trajectoire nominale, devant pouvoir être suivie par la cheville de l'utilisateur sans résistance de la part du mécanisme (d'où son nom de *trajectoire zéro-effort*), est basée sur des données expérimentales disponibles dans la littérature (Stansfield et al., 2006; Schwartz et al., 2008; Selber et de Godoy; Van den Bogert et al., 2013). Ces données, reproduites à la figure 4.1, illustrent la nature cyclique des rotations de la hanche (θ_{hanche}) et du genou (θ_{genou}) lors d'une démarche saine, ainsi que la trajectoire résultante au niveau de la cheville.

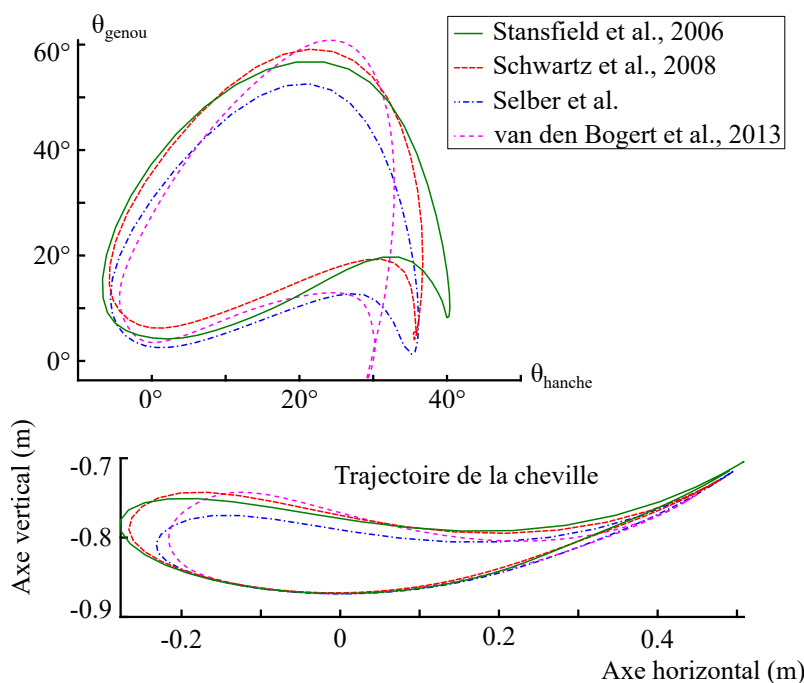


Figure 4.1 Définition d'une démarche saine à partir de données expérimentales

Afin de générer passivement un champ élastique autour d'une trajectoire nominale semblable aux courbes présentées à la figure 4.1, il est nécessaire de faire varier la déformation d'un ou plusieurs éléments compliants en fonction des deux rotations articulaires, simultanément. Le mécanisme développé à cette fin est illustré à la figure 4.2. Il utilise deux câbles et deux paires de poulies, formant deux sous-systèmes respectivement baptisés *centrifuge* et *centripète* en raison des directions dans lesquelles agissent les forces générées. Pour le sous-système centripète, ces deux poulies sont clairement non-circulaires. Les formes des « poulies » du sous-système centrifuge ont quant à elles été fixées préalablement : chacune consiste en fait en un simple point d'attache excentré. Les raisonnements guidant le choix de ces formes est détaillé à la section 4.3.4.

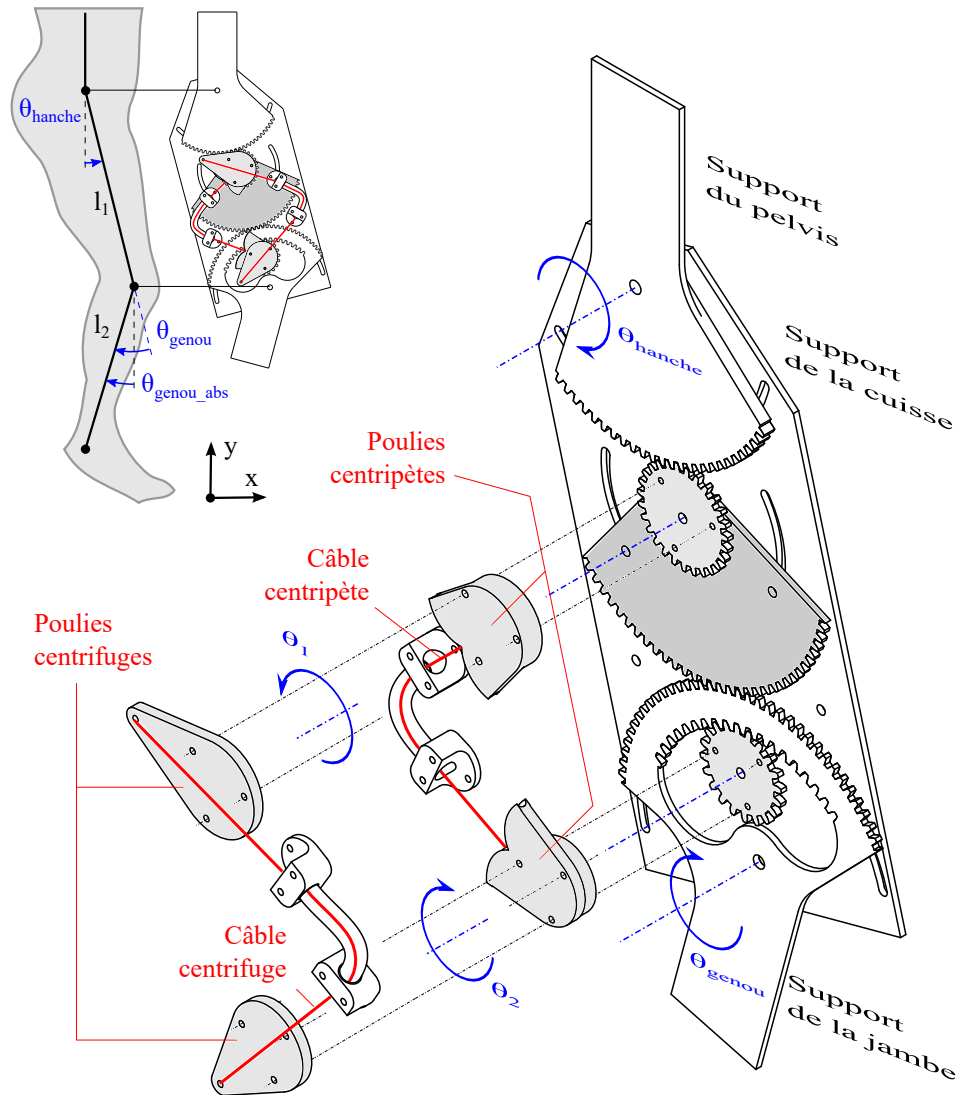


Figure 4.2 Représentation isométrique de l'orthèse passive proposée

Chacun de ces sous-systèmes permet de lier l'allongement ΔL d'un câble élastique, et donc l'énergie potentielle U stockée dans celui-ci, aux rotations θ_1 et θ_2 des deux poulies qui le composent. L'allongement des câbles induit des couples agissant dans la direction inverse au gradient du champ d'énergie potentielle $U_{tot}(\theta_1, \theta_2)$. Dans le plan θ_1 - θ_2 (baptisé *l'espace opérationnel*), ces couples tendent à ramener le système vers une courbe fermée pour laquelle l'énergie potentielle est minimale en raison de l'allongement nul des câbles, la *trajectoire zéro-effort*. Tel que sera détaillé à la section 4.2, la forme de cette courbe dépend directement des profils des poulies. En particulier, avec les profils sélectionnés (section 4.3.4) cette courbe possède une forme quasi-circulaire dans le plan θ_1 - θ_2 , avec un rayon θ_{limite} fixé arbitrairement à 70° .

L'action des deux sous-systèmes peut être décrite avec le support de la figure 4.3. En raison de la forme symétrique des poulies et de la trajectoire générée, seul le premier quadrant du plan θ_1 - θ_2 est dessiné, mais le comportement du mécanisme peut aisément être extrapolé à l'ensemble de l'espace opérationnel.

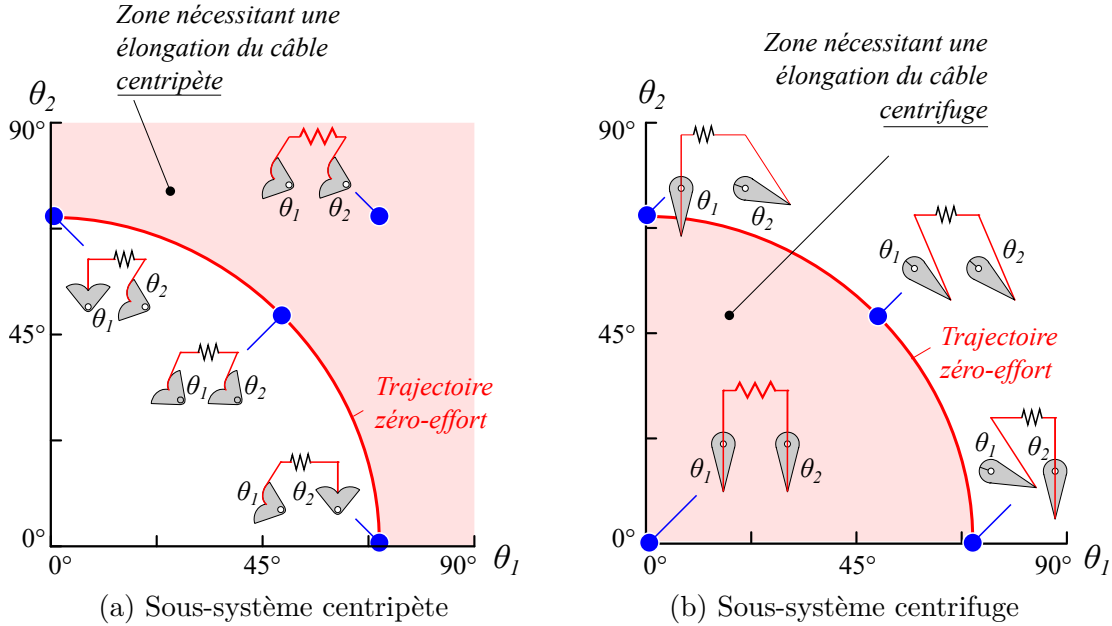


Figure 4.3 Illustration des sous-systèmes dans le plan θ_1 - θ_2 (espace opérationnel)

Comme son nom l'indique, le sous-système centripète entraîne un allongement de son câble, illustrée à la figure 4.3a par un ressort étiré, lorsque l'état du système (θ_1, θ_2) est situé à l'extérieur de la courbe correspondant à la trajectoire zéro-effort. Puisque le câble ne peut exercer que des forces de tension, le second sous-système, baptisé centrifuge, est nécessaire pour entraîner l'allongement d'un second câble lorsque l'état du système se trouve à l'intérieur de la trajectoire zéro-effort (voir figure 4.3b). Ensemble, ces deux sous-systèmes garantissent que l'énergie totale stockée dans les deux câbles compliants soit minimale le long de la trajectoire zéro-effort, mais augmente dès que l'état du système en dévie.

Pour obtenir l'effet désiré, la courbe quasi-circulaire générée doit correspondre au mieux à la démarche humaine. Ainsi, un mécanisme de transmission transférant les rotations articulaires θ_{hanche} et θ_{genou} aux poulies, générant les rotations θ_1 et θ_2 de celles-ci, est inclus dans le support de la cuisse (voir figure 4.2). En d'autres mots, il effectue une transformation linéaire entre le plan θ_1 - θ_2 (baptisé *espace opérationnel*) et le plan θ_{hanche} - θ_{genou} (c'est-à-dire l'espace articulaire), pouvant être définie par l'équation suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{bmatrix} = \mathbf{J}_{mec} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{hanche} \\ \dot{\theta}_{genou} \end{bmatrix}. \quad (4.1)$$

Cette transformation fait intervenir la matrice Jacobienne \mathbf{J}_{mec} , qui est ici constante, et qui dépend des ratios de réduction des différents trains d'engrenage illustrés précédemment à la figure 4.2. La transformation entre l'espace articulaire et l'espace Cartésien (c'est-à-dire le plan $x-y$ où la position de la cheville est représentée) nécessite quant à elle une seconde matrice Jacobienne $\mathbf{J}_{\text{jambe}}$. Puisque cette transformation n'est pas linéaire, la matrice $\mathbf{J}_{\text{jambe}}$ n'est pas seulement fonction des dimensions du mécanisme (soit la longueur l_1 de la cuisse et celle, l_2 , de la jambe, illustrées à la figure 4.2) mais également de la pose de celui-ci, tel que décrit dans l'équation suivante :

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = \mathbf{J}_{\text{jambe}} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{\text{hanche}} \\ \dot{\theta}_{\text{genou}} \end{bmatrix} \quad (4.2a)$$

$$\text{avec } \mathbf{J}_{\text{jambe}} = \begin{bmatrix} l_1 \cos \theta_{\text{hanche}} + l_2 \cos(\theta_{\text{genou_abs}}) & -l_2 \cos(\theta_{\text{genou_abs}}) \\ l_1 \sin \theta_{\text{hanche}} - l_2 \sin(\theta_{\text{genou_abs}}) & l_2 \sin(\theta_{\text{genou_abs}}) \end{bmatrix}. \quad (4.2b)$$

La relation entre les différents systèmes de coordonnées requis est illustrée graphiquement à la figure 4.4.

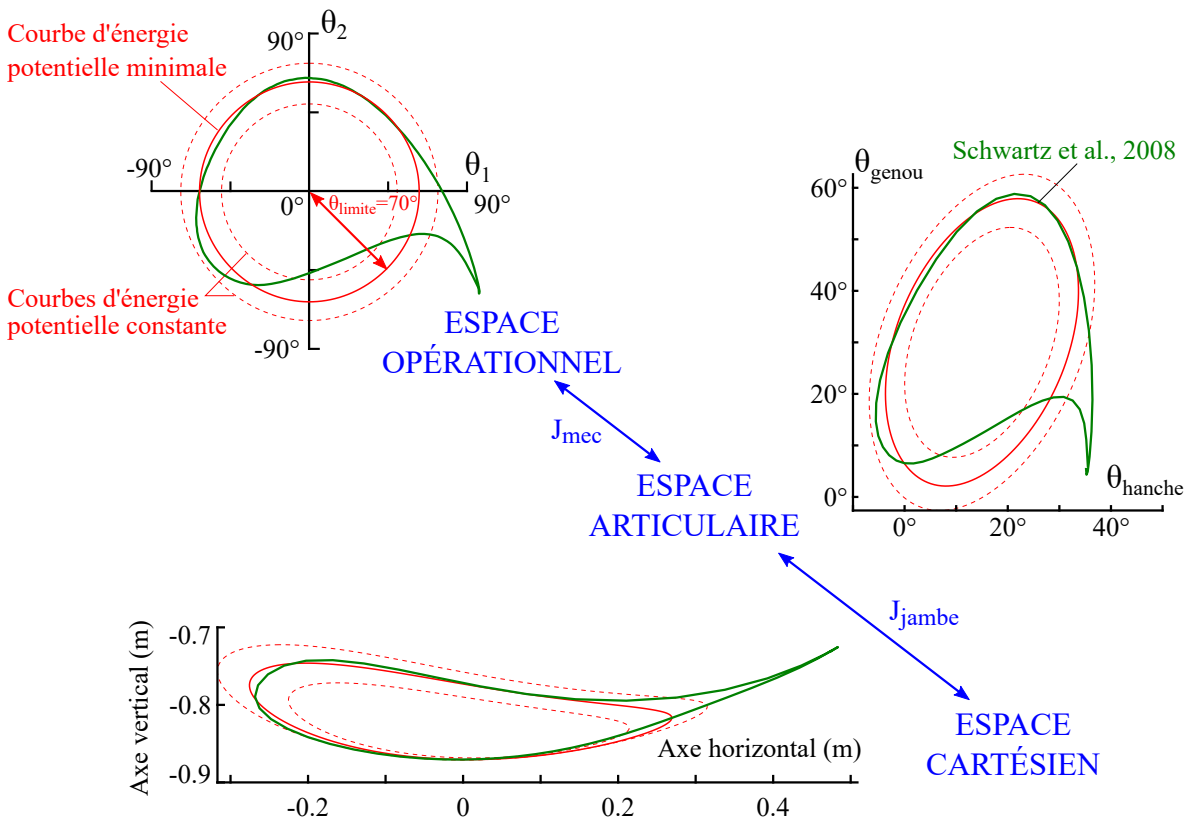


Figure 4.4 Systèmes de coordonnées utilisés pour décrire la trajectoire générée

4.2 Analyse des deux systèmes câble-poulies

Le rôle des poulies non-circulaires dans ce mécanisme est de lier un angle de rotation θ à l'allongement ΔL d'un câble. D'après la convention choisie, présentée à la figure 4.5a, l'allongement requis ΔL (par rapport à une valeur de référence arbitraire) est positif lorsque le câble s'enroule autour de la poulie, et négatif lorsqu'il se déroule. En particulier, les profils de poulies choisis (section 4.3.4) génèrent respectivement des fonctions $\Delta_L(\theta)$ concave pour le système centrifuge, et convexe pour le système centripète, chacune très similaire en apparence à une parabole (i.e. $\Delta_L(\theta) \approx \pm a\theta \mp b$, où a et b sont des constantes).

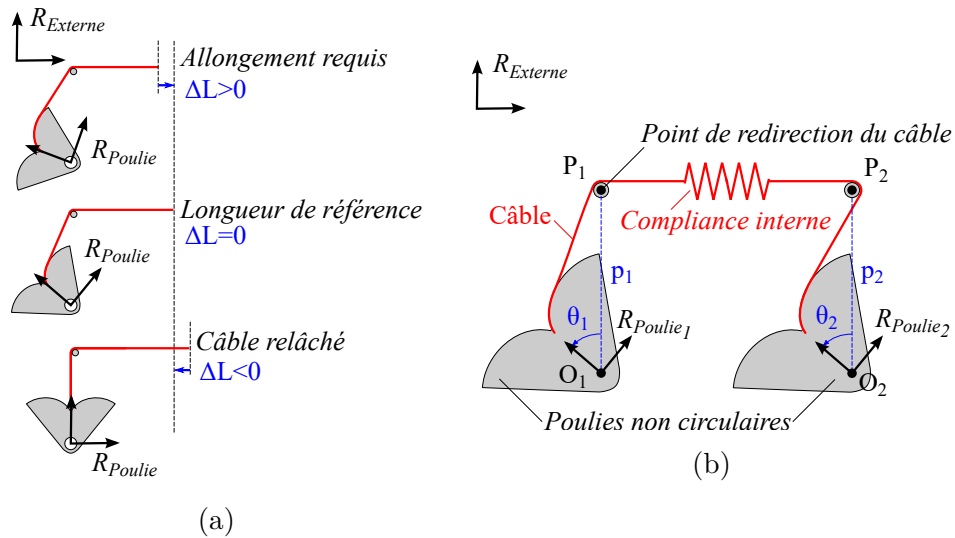


Figure 4.5 Géométrie des systèmes de poulies utilisés dans l'orthèse passive

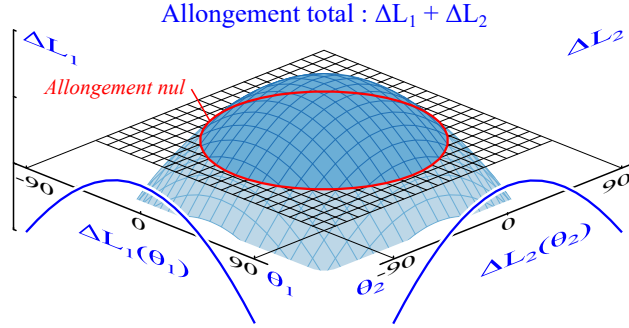
Dans chacun des deux sous-systèmes composant le mécanisme à l'étude, deux poulies sont connectées aux extrémités d'un même câble, tel qu'illustré à la figure 4.5b. Alors que chaque poulie tourne autour de son point de référence O_k ($k = 1, 2$), le câble est redirigé aux points P_k , dont la distance l'un à l'autre est constante. Pour que l'allongement du câble demeure nul, les allongements requis ΔL_1 et ΔL_2 , générés respectivement par les deux poulies, doivent donc s'annuler, c'est-à-dire être de magnitudes identiques mais de signes opposés. En d'autres mots, une des deux poulies doit toujours être déroulée de manière à compenser exactement l'enroulement du câble autour de l'autre. Pour n'importe quelle combinaison d'angles de rotation des poulies (θ_1, θ_2) , l'allongement total du câble, ΔL_{tot} , est en effet simplement obtenu par l'équation suivante :

$$\Delta L_{tot}(\theta_1, \theta_2) = \Delta L_1(\theta_1) + \Delta L_2(\theta_2). \quad (4.3)$$

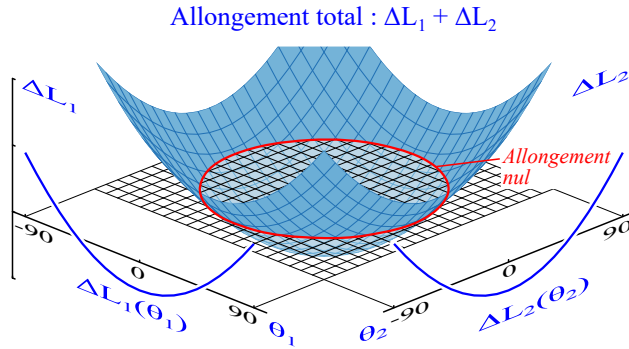
Cet allongement total peut être représenté comme une surface dans l'espace θ_1 - θ_2 - ΔL , tel qu'illustré à la figure 4.6 pour les paramètres géométriques retenus. Mathématiquement, cette surface peut être approximée ainsi :

$$\text{Centrifuge : } \Delta L_{tot}(\theta_1, \theta_2) \approx -a\theta_1^2 - a\theta_2^2 + 2b, \quad (4.4a)$$

$$\text{Centripète : } \Delta L_{tot}(\theta_1, \theta_2) \approx a\theta_1^2 + a\theta_2^2 - 2b. \quad (4.4b)$$



(a) Sous-système centrifuge



(b) Sous-système centripète

Figure 4.6 Allongement de câble requis en fonction des angles d'entrée θ_1 et θ_2

La courbe d'allongement nul (équivalente à la trajectoire zéro-effort), peut donc être trouvée à l'intersection de cette surface $\Delta L_{tot}(\theta_1, \theta_2)$ avec le plan $\Delta L = 0$, permettant d'obtenir la courbe quasi-circulaire introduite précédemment, décrite par :

$$\theta_1^2 + \theta_2^2 \approx (70^\circ)^2. \quad (4.5)$$

La génération d'une courbe d'allongement nul fermée, ce qui est essentiel pour reproduire la nature cyclique de la démarche humaine, nécessite que les fonctions $\Delta L(\theta_1)$ et $\Delta L(\theta_2)$ soient toutes les deux concaves (ce qui est le cas du sous-système centrifuge illustré à la figure 4.6a) ou bien toutes les deux convexes (tel le sous-système centripète de la figure 4.6b). Il est

cependant important que les courbes d'allongement nul générées par les deux sous-systèmes soient identiques, afin de garantir que l'énergie potentielle stockée dans le mécanisme soit minimale le long de cette trajectoire ; le moyen le plus simple de satisfaire cette contrainte est d'utiliser des fonctions $\Delta L(\theta)$ identiques mais de signes opposés pour les deux sous-systèmes.

4.3 Synthèse des profils de poulies

La capacité du mécanisme d'orthèse passive à générer un champ d'énergie potentielle autour de la trajectoire cyclique désirée dépend en grand partie des poulies non-circulaire établissant une relation entre les rotations des articulations de la jambe et l'allongement des câbles compliant. En conséquence, il est essentiel de pouvoir modéliser mathématiquement ces éléments centraux du mécanisme, ainsi que d'être en mesure de déterminer le profil de poulie approprié pour accomplir une tâche donnée (i.e. accomplir la *synthèse* du profil de poulie).

4.3.1 Analyse cinématique d'une poulie non-circulaire

De manière générale, le comportement d'une poulie peut être décrit en tant qu'interaction, dépendante du rayon variable $r = f(\theta)$ de la poulie, entre trois variables : l'angle de rotation de la poulie, la longueur du câble entre le point d'attache de celui-ci sur la poulie et un point P extérieur à la poulie, ainsi que la distance p entre la poulie et ce point. Au point P, le câble peut être soit fixé, soit redirigé (comme dans les deux sous-systèmes du mécanisme à l'étude), ce qui peut notamment s'accomplir à l'aide d'une poulie de renvoi (*idler pulley*) de rayon q . La figure 4.7a présente les paramètres géométriques généraux d'une poulie non-circulaire en se plaçant cette fois-ci dans le référentiel \mathcal{R}_{poulie} (dans lequel la poulie est considérée immobile), à la différence de la figure 4.5a. La rotation relative θ_P entre la poulie et le référentiel extérieur est donc plutôt représentée par la trajectoire représentant les positions successives du point P.

Le câble, initialement fixé sur la poulie non-circulaire au point F, est enroulé autour de celle-ci jusqu'au point de tangence T. Ensuite, entre les points U et V, il est enroulé autour de la poulie de renvoi. En utilisant la notation L_{ij} pour décrire la longueur de câble entre deux points arbitraires i et j , et en définissant ΔL par rapport à une longueur de référence arbitraire, $\Delta L \equiv L_{FV}(p, \theta_P) - L_{FV}(p_0, \theta_P = 0)$, l'enroulement ou le déroulement d'une poulie non-circulaire peut donc être défini ainsi :

$$g(p, \theta_P, \Delta L) = 0. \quad (4.6)$$

L'approche utilisée ici pour l'analyse et la synthèse des poulies non-circulaires repose en

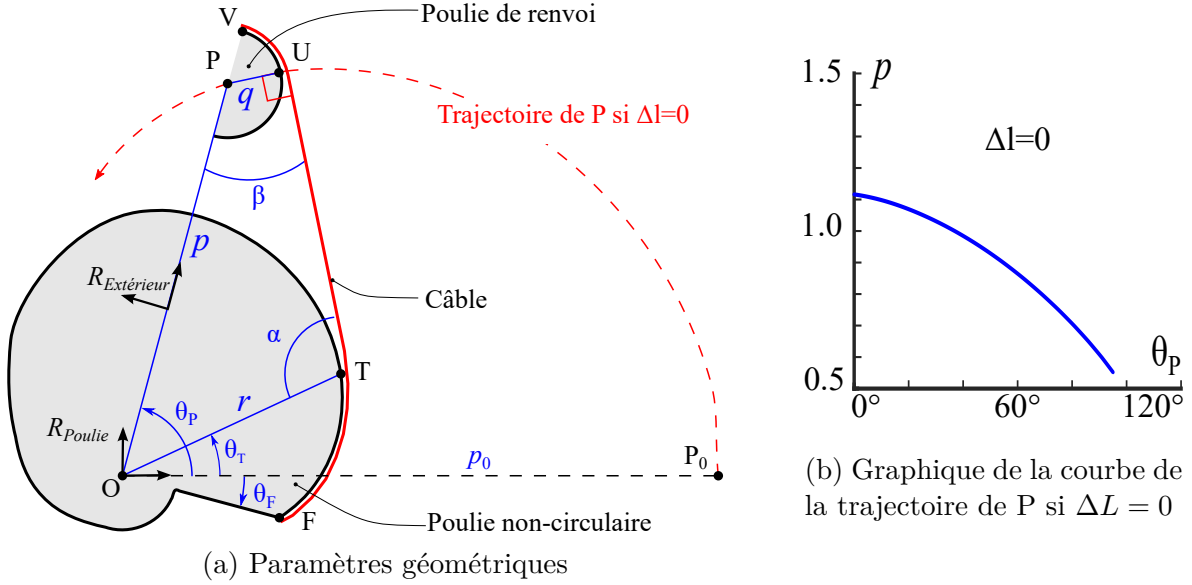


Figure 4.7 Géométrie d'une poulie non-circulaire

grande partie sur l'analyse de la courbe tracée par le point P si la longueur du L_{FV} du câble demeure constante, i.e. si $\Delta L = 0$. Il est important de noter que cette courbe correspond à la développante (Abbena et al., 2017) du profil de la poulie dans le cas où le rayon q est négligé. Pour cette raison, si l'équation de cette courbe est obtenue, le profil $r(\theta)$ peut également l'être directement puisqu'il en est la développée.

L'équation polaire de la courbe $\Delta L = 0$ est illustrée pour l'exemple choisi à la figure 4.7b. Il s'agit d'une fonction strictement décroissante dans la direction d'enroulement de la poulie. Un seul point stationnaire peut exister si les points O, F et P sont alignés (i.e. $\theta_P = \theta_F$); la fonction $p(\theta_P)$ est alors concave.

L'équation différentielle de cette même courbe, exprimant $\frac{dp}{d\theta_P}$ pour $\Delta L = 0$ peut être obtenue en considérant la forme différentielle de l'interaction entre p , θ_P , et L_{FV} :

$$dL_{FV} = \frac{\partial L_{FV}}{\partial \theta_P} d\theta_P + \frac{\partial L_{FV}}{\partial p} dp. \quad (4.7)$$

et en fixant à zéro l'allongement infinitésimal du câble, dL_{FV} , ce qui permet d'obtenir :

$$\frac{dp}{d\theta_P} = -\frac{\partial p}{\partial L_{FV}} \frac{\partial L_{FV}}{\partial \theta_P}. \quad (4.8)$$

Les dérivées partielles présentes dans l'Équation (4.8) sont hautement dépendantes des angles α et β illustrés à la figure 4.7a. En définissant r et θ_T respectivement comme le rayon de la poulie et l'angle au point de tangence T, les deux angles α et β peuvent être calculés pour un angle θ_P donné en résolvant les équations de fermeture suivantes :

$$q - p \sin \beta - r \sin \alpha = 0, \quad (4.9a)$$

$$\alpha + \beta + \theta_P - \theta_T = \pi. \quad (4.9b)$$

Deux inconnues, r et θ_T , s'ajoutent à ces angles si la position du point de tangence T est inconnue. Celui-ci peut être localisé en ajoutant l'équation du profil de la poulie, $r(\theta)$, et la relation établie dans Schmit et Okada (2012) pour l'angle α :

$$\sin \alpha = \frac{r}{\sqrt{\left(\frac{dr}{d\theta_T}\right)^2 + r^2}}. \quad (4.10)$$

Ensuite, la longueur totale du câble, L_{FV} , peut être exprimée en tant que $L_{FV} = L_{FT} + L_{TU} + L_{UV}$, avec les relations suivantes :

$$L_{FT} = \int_{\theta_F}^{\theta_T} \sqrt{\left(\frac{dr}{d\theta}\right)^2 + r^2} d\theta, \quad (4.11a)$$

$$L_{TU} = r \cos \alpha + p \cos \beta, \quad (4.11b)$$

$$L_{UV} = q \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right). \quad (4.11c)$$

Le calcul des dérivées partielles de la longueur totale L_{FV} par rapport à θ_P permet d'obtenir :

$$\frac{\partial L_{FV}}{\partial \theta_P} = \frac{\partial L_{FT}}{\partial \theta_P} + \frac{\partial L_{TU}}{\partial \theta_P} + \frac{\partial L_{UV}}{\partial \theta_P} \quad (4.12a)$$

avec :

$$\frac{\partial L_{FT}}{\partial \theta_P} = \frac{r}{\sin \alpha} \frac{d\theta_T}{d\theta_P}, \quad (4.12b)$$

$$\frac{\partial L_{TU}}{\partial \theta_P} = r \sin \alpha - \frac{r}{\sin \alpha} \frac{d\theta_T}{d\theta_P} + q \frac{d\beta}{d\theta_P}, \quad (4.12c)$$

$$\frac{\partial L_{UV}}{\partial \theta_P} = -q \frac{d\beta}{d\theta_P}. \quad (4.12d)$$

Il est finalement possible de simplifier cette expression ainsi :

$$\frac{\partial L_{FV}}{\partial \theta_P} = r \sin \alpha. \quad (4.13)$$

Cette dérivée partielle possède une signification géométrique importante, puisqu'elle correspond au bras de levier de la tension du câble entre les points T et U par rapport au pivot de la poulie, O.

De manière similaire, la dérivée partielle de L_{FV} par rapport à p s'écrit ainsi :

$$\frac{\partial L_{FV}}{\partial p} = \frac{\partial L_{FT}}{\partial p} + \frac{\partial L_{TU}}{\partial p} + \frac{\partial L_{UV}}{\partial p} \quad (4.14a)$$

avec :

$$\frac{\partial L_{FT}}{\partial p} = \frac{r}{\sin \alpha} \frac{d\theta_T}{dp}, \quad (4.14b)$$

$$\frac{\partial L_{TU}}{\partial p} = \cos \beta - \frac{r}{\sin \alpha} \frac{d\theta_T}{dp} + q \frac{d\beta}{dp}, \quad (4.14c)$$

$$\frac{\partial L_{UV}}{\partial p} = -q \frac{d\beta}{dp}, \quad (4.14d)$$

se simplifiant en :

$$\frac{\partial L_{FV}}{\partial p} = \cos \beta. \quad (4.15)$$

La combinaison des équations (4.8), (4.13), et (4.15) permet d'obtenir la relation recherchée :

$$\frac{dx}{d\theta_P} = \frac{-r \sin \alpha}{\cos \beta}. \quad (4.16)$$

Ainsi, connaissant le profil de la poulie donné par la fonction $r(\theta)$, il est possible de déterminer par intégration la relation entre θ_P et L_{FV} si p est constant, à l'aide de l'équation (4.13), ou encore celle entre θ_P et p si L_{FV} est fixé, grâce à l'équation (4.16).

Ces deux cas sont spécifiquement mentionnés, car il s'agit des modes d'opération les plus communs pour les poulies non-circulaires. En effet, dans la grande majorité des applications recensées dans la littérature, le point P est contraint à un mouvement purement rotatif par rapport au centre de la poulie. L'allongement du câble requis, ΔL_{FV} , est alors généré par l'allongement d'un ressort linéaire, ce qui permet de générer une caractéristique angle-coupe particulière, ou par le mouvement d'un corps auquel le câble est connecté après la redirection, dont la trajectoire devient ainsi dépendante de l'angle θ_P . Pour sa part, le second

mode d'opération, pour lequel la distance p jusqu'à la poulie de renvoi n'est pas constante, a également débouché sur plusieurs applications intéressantes surtout lorsque combiné à une configuration différentielle de deux poulies, tel que décrit dans le chapitre 5, consacré aux résultats complémentaires.

4.3.2 Méthode de synthèse graphique

Tel que mentionné précédemment, l'enroulement ou le déroulement d'un câble autour d'une poulie non-circulaire peut être décrit comme une fonction liant l'angle relatif θ_P à p , la distance de O à P, et la variation de longueur de câble entre les points F et V, ΔL . Le problème de synthèse peut donc être formulé comme suit :

“Connaissant la fonction $g(p, \theta_P, \Delta L) = 0$ requise, quel est le profil de poulie $r = f(\theta)$ correspondant ?”

Des méthodes numériques ou algébriques ont été employées dans le passé pour synthétiser des profils de poulies non-circulaires, essentiellement dans des situations où p est une constante (Endo et al., 2010; Schmit et Okada, 2012; Kim et Deshpande, 2014). Néanmoins, une nouvelle approche générale, reposant sur des principes géométriques et pouvant accommoder des variations arbitraires des trois paramètres θ_P , p , et ΔL , est proposée ici.

Dans les cas particuliers où $q = 0$, correspondant aux situations où le câble est attaché au point P ou encore où le rayon de la poulie de renvoi peut être négligé, les étapes de la méthode graphique sont listées ci-dessous :

1. À partir de la fonction $g(p, \theta_P, \Delta L) = 0$, calculer $s(p, \theta_P, \Delta L) = 0$ défini comme la différence entre ΔL et son maximum sur le domaine, tel qu'illustré à la figure 4.8a.
2. Discrétiser les fonctions g et s en une séquence de positions P_i du point P et de grandeurs associées s_i , avec $i = 0, 1, \dots, n$.
3. Dans le référentiel \mathcal{R}_{Poulie} , dessiner un cercle de rayon s_i centré en P_i pour chacun de ces points, tel qu'illustré à la figure 4.8b. L'enveloppe de ces cercles est la développante du profil de poulie recherché.
4. Obtenir le profil de la poulie en traçant la développée, correspondant à l'enveloppe des normales de la développante, tel qu'illustré à la figure 4.8c.

Dans l'exemple choisi pour la figure 4.8, les valeurs numériques utilisées correspondent au problème classique de synthèse d'un ressort de torsion à couple constant, i.e. $\tau = 1$ pour $0 < \theta_P < \pi$. Ce comportement est ici obtenu en combinant la poulie non-circulaire à un ressort de traction dont la caractéristique force-allongement est modélisée par $F = F_0 + k\Delta L$, où F_0 est la tension initiale et k est la constante de rappel. En utilisant le principe des travaux

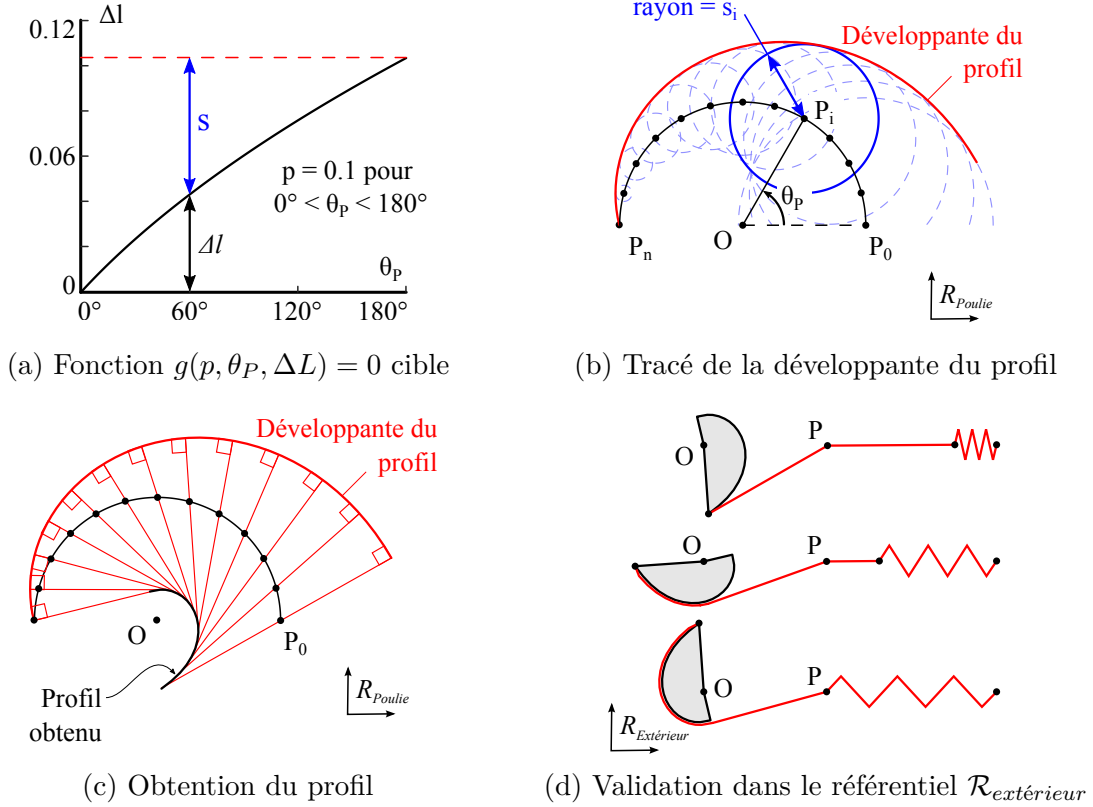


Figure 4.8 Exemple d'application de la méthode de synthèse graphique proposée

virtuels, il est possible d'obtenir la relation suivante :

$$\int_0^{\theta_P} \tau(\theta) d\theta = \int_0^e F d(\Delta L), \quad (4.17)$$

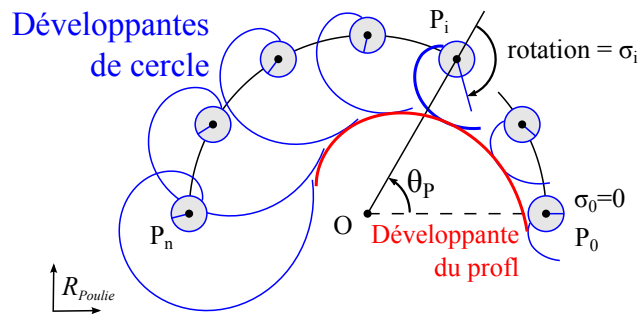
qui se résout ainsi :

$$\Delta L(\theta_P) = \frac{-F_0 + \sqrt{F_0^2 + 2k \int_0^{\theta_P} \tau(\theta) d\theta}}{k}. \quad (4.18)$$

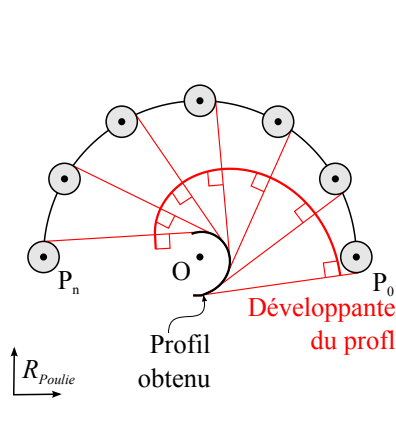
Tel que représenté à la figure 4.8d, l'allongement du ressort de traction est obtenu en le connectant au câble s'enroulant autour de la poulie après que celui-ci ait été redirigé par une poulie de renvoi fixe. Naturellement, afin d'obtenir un couple constant au point O, le bras de levier de la tension diminue à mesure que celle-ci augmente avec l'allongement du câble.

Dans les cas où $q \neq 0$, la méthode de synthèse présentée ci-dessus doit être adaptée. Dorénavant, à chaque position successive P_i , il est nécessaire de tracer la poulie de renvoi ainsi que la développante de celle-ci, pivotées d'un angle $\sigma_i \equiv \frac{\Delta L}{q}$, tel qu'illustré à la figure 4.9a. L'enveloppe de ces développantes de cercle correspond à la développante du profil de la poulie non-circulaire, et peut donc servir à déterminer ce profil (voir figure 4.9b). Le résultat est

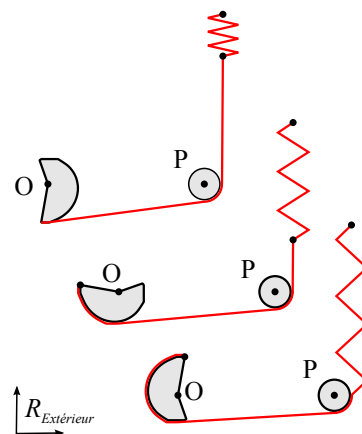
validé dans le référentiel extérieur à la figure 4.9c pour trois valeurs de θ_P . Les paramètres numériques de cet exemple sont essentiellement les mêmes que ceux de la figure 4.8, à la différence du rayon $q = 0.02$ de la poulie de renvoi et de $p = 0.2$, augmenté afin d'améliorer la lisibilité de l'illustration.



(a) Tracé de la développante du profil



(b) Obtention du profil



(c) Validation dans le référentiel $\mathcal{R}_{\text{extérieur}}$

Figure 4.9 Exemple d'application de la méthode de synthèse graphique si $q \neq 0$

En comparaison avec les approches algébriques ou numériques, plus courantes, la méthode introduite ici et implémentée dans **Matlab** fournit au concepteur un outil visuel permettant de rapidement voir l'impact des différents paramètres sur la forme de la poulie et ainsi plus rapidement acquérir une compréhension intuitive de l'interaction des différents facteurs. L'avantage principal de cette méthode est cependant sa polyvalence, puisque les changements d'angle de rotation, de distance entre les poulies, et de longueur de câble peuvent être arbitrairement combinés. Cette dernière propriété est particulièrement utile lors de la conception de systèmes différentiels, pour lesquels la distance entre la poulie non-circulaire et la poulie de renvoi n'est pas constante.

4.3.3 Configuration différentielle de deux poulies non-circulaires

Tel que décrit précédemment, l'enroulement d'un câble autour d'une poulie à la suite d'une rotation de cette dernière entraîne soit un allongement du câble entre les points F et V, ou une réduction de la distance entre les points O et P. Bien que les poulies non-circulaires puissent générer des fonctions non-linéaires entre ces quantités, celles-ci sont limitées à un seul point stationnaire (i.e. un minimum de ΔL si les points O, F, et P sont alignés). Pour surmonter cette limitation, ce qui est nécessaire pour générer les deux fonctions complémentaires que requiert le mécanisme d'orthèse passive, une configuration différentielle de deux poulies antagonistes, utilisant un seul câble en série, est introduite. Tel qu'illustré à la figure 4.10a, le câble s'enroule autour d'une première poulie (enroulante) entre les points F_+ et T_+ , avant d'être redirigé par une poulie de renvoi vers une seconde poulie coaxiale (déroulante), d'où il se déroule simultanément entre les points T_- et F_- .

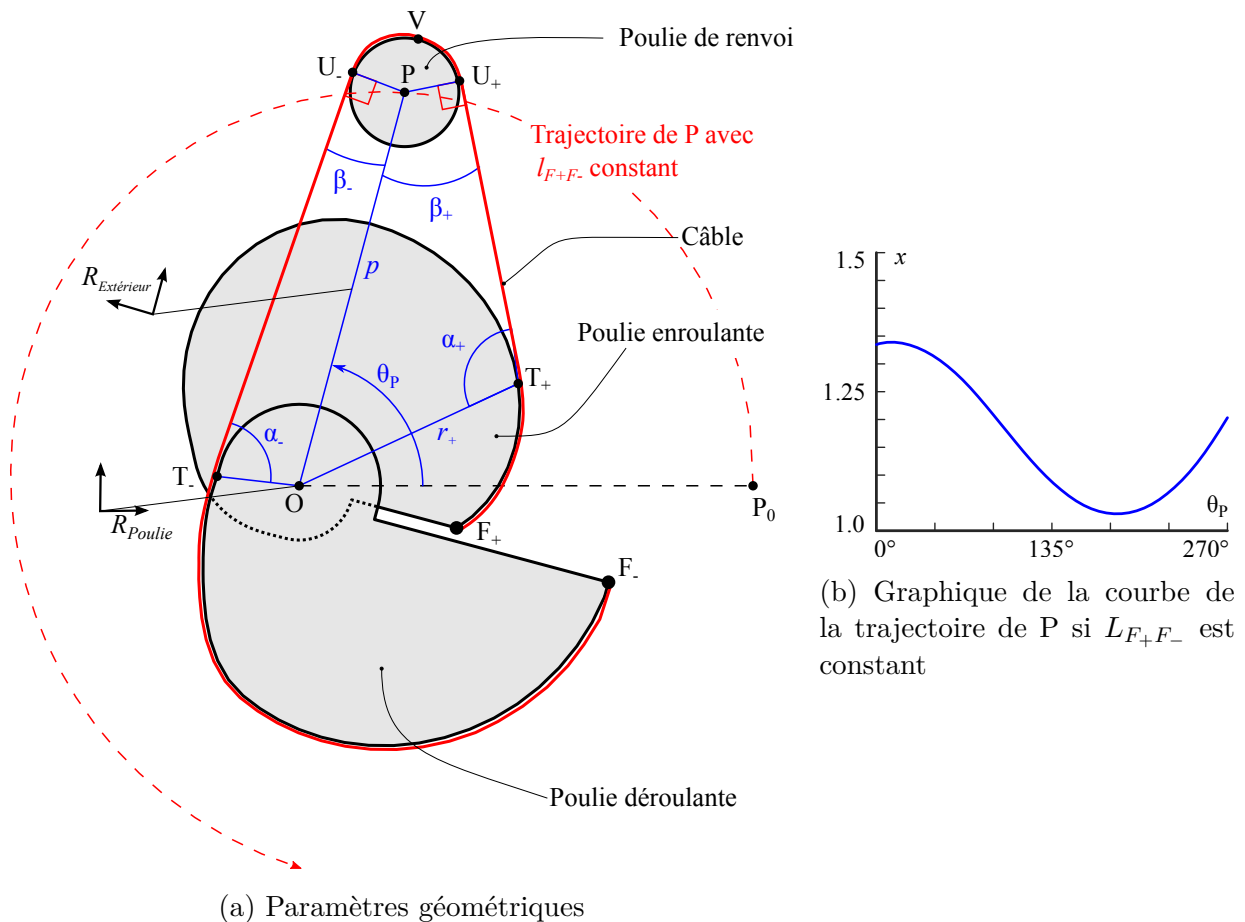


Figure 4.10 Géométrie de la configuration différentielle des poulies

La vitesse à laquelle les deux poulies non-circulaires s'enroulent et se déroulent permet de contrôler le mouvement du point P avec beaucoup de liberté et de générer des fonctions $p(\theta_P)$ non-monotones, tel qu'illustré à la figure 4.10b. En effet, pour maintenir la longueur de câble $L_{F_+F_-}$ constante tout en gardant le câble tendu, la distance p entre les poulies doit varier. La tension peut alors être maintenue soit par gravité ou à l'aide d'un ressort. Une validation expérimentale de chacun de ces deux moyens est présente en annexe pour deux applications prometteuses : l'équilibrage statique d'un pendule et le guidage d'un robot à câbles suspendu.

Le cadre de l'analyse effectuée à la section précédente pour une poulie unique peut aisément être élargi pour inclure la configuration différentielle décrite ci-dessous. Dans, ce cas, en utilisant les indices $+$ et $-$ pour représenter des quantités associées respectivement à la poulie enroulante et déroulante, l'Équation (4.16) devient :

$$\frac{dx}{d\theta_P} = \frac{r_- \sin \alpha_- - r_+ \sin \alpha_+}{\cos \beta_- + \cos \beta_+}. \quad (4.19)$$

Synthèse graphique

De manière similaire, la méthode graphique introduite pour la synthèse des poulies non-circulaire peut également être adaptée à la synthèse simultanée des deux profils d'un système différentiel. Puisque $L_{F_+F_-}$ est constant, la fonction cible est donc dorénavant de la forme $g(\theta_P, p) = 0$.

Tel qu'illustré à la figure 4.11, le but est encore d'obtenir les développantes des profils de poulies à partir des positions successives du point P, en traçant des cercles de rayon s_i ou encore des développantes de cercle si $q \neq 0$. Les grandeurs s_i et σ_i sont toujours définies en fonction de Δl , qui correspond à la variation de L_{F_+V} et à celle, de signe opposé, de L_{F_-V} nécessaires pour garder constante la longueur totale $L_{F_+F_-}$. La fonction $\Delta L(\theta_P)$ représente donc le transfert de câble depuis la poulie déroulante vers la poulie enroulante, et doit être choisie par le concepteur de manière à ce que le rayon de chacune des deux courbes développantes soit une fonction monotone.

Ainsi, pour la fonction cible $p(\theta_P)$ illustrée à la figure 4.11a, une fonction $\Delta L(\theta_P)$ linéaire (illustrée à la figure 4.11b) permet de tracer les développantes de formes spiralées montrées à la figure 4.11c. En traçant les normales aux développantes, il est par la suite possible d'obtenir les profils recherchés (puisque le problème est symétrique, seul le profil de la poulie enroulante est dessiné à la figure 4.11d). Comme le montre la figure 4.11e, un tel système peut finalement être utilisé pour obtenir un ressort dont l'étirement est une fonction concave de l'angle θ_P . En d'autres mots, avec ce mécanisme il existe une position de la poulie où

l'allongement du ressort est maximal et pour laquelle une rotation dans n'importe quel sens réduit l'étirement, ce qui correspond au comportement recherché pour le système centrifuge du mécanisme d'orthèse.

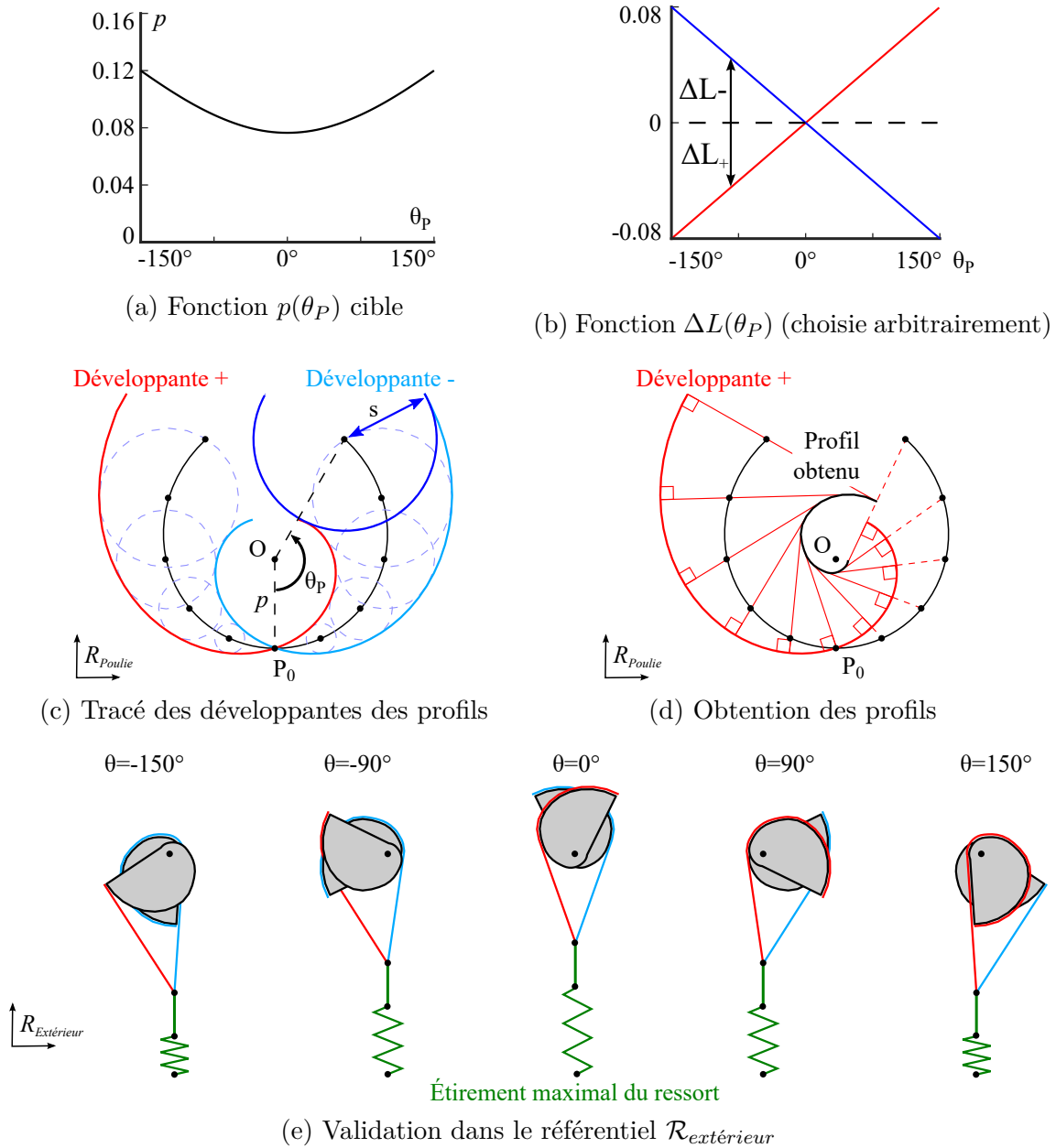


Figure 4.11 Application de la méthode graphique pour un système différentiel

4.3.4 Synthèse des poulies de l'orthèse passive

Tel que décrit précédemment, la forme des fonctions complémentaires $\Delta L(\theta)$, et donc la courbe zéro-effort dans l'espace opérationnel, est grandement dictée par la forme pré-définie des poulies du système centrifuge. En effet, bien qu'il soit possible d'obtenir une fonction $\Delta L(\theta)$ convexe à l'aide d'une seule poulie non-circulaire, la génération d'une fonction $\Delta L(\theta)$ concave passe par une configuration différentielle de deux poulies. Devant la complexité mécanique importante d'une telle solution, et compte tenu de la magnitude relativement faible de ΔL qu'elle permet d'obtenir, une conception alternative, offrant cependant moins de flexibilité, a été choisie. Ainsi, la présence d'un maximum d'allongement peut également être obtenue simplement en attachant le câble en un point C diamétralement opposé au point de redirection P, comme présenté à la figure 4.12, toujours dans dans le référentiel \mathcal{R}_{Poulie} .

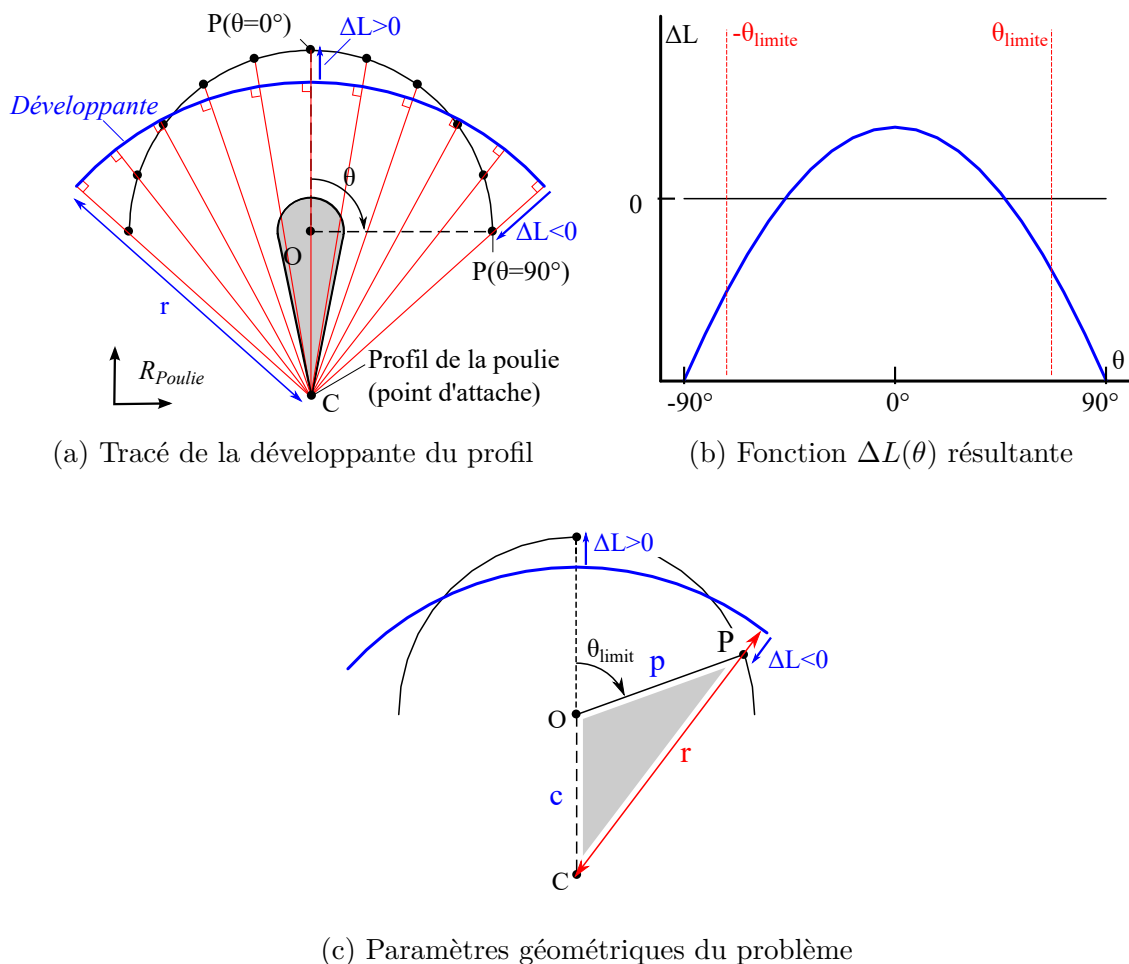


Figure 4.12 Synthèse des poulies du système centrifuge du mécanisme

L'allongement requis au câble, ΔL , peut ensuite être représenté (figure 4.12a) simultanément pour toutes les valeurs de l'angle de rotation de la poulie, θ , en traçant la développante du profil de la poulie. Comme ce profil est un simple point (le point d'attache C), sa développante est un cercle de rayon arbitraire r , centré sur celui-ci. Pour un angle θ donné, l'allongement ΔL correspond alors à la distance entre la position correspondante du point de redirection P et la développante du profil. Tel qu'illustré à la figure 4.12a, cet allongement est maximal pour $\theta = 0$, et minimal for $\theta = \pm 90$. En traçant le graphique $\Delta L(\theta)$ à la figure 4.12b, il est possible de s'assurer que la fonction générée est bel et bien concave.

Mathématiquement, la forme de la fonction $\Delta L(\theta)$ dépend uniquement de la distance p entre le centre de rotation de la poulie, O, et le point de redirection du câble, P, ainsi que de la distance c entre O et le point d'attache C. Ces deux distances sont illustrées à la figure 4.12c. En appliquant la loi des cosinus au triangle OCP, $\Delta L(\theta)$ peut être exprimé ainsi :

$$\Delta L(\theta) = \sqrt{p^2 + c^2 + 2pc \cos \theta} - r. \quad (4.20)$$

La constante arbitraire r peut être éliminée en l'exprimant en fonction de l'angle θ_{limite} , qui représente le "rayon" de la trajectoire quasi-circulaire générée dans l'espace opérationnel et illustrée à la figure 4.4. En supposant des formes identiques pour les deux poulies qui composent le système centrifuge, le relâchement du câble représenté par la valeur négative de $\Delta L(\theta_{limite})$ doit donc balancer parfaitement l'allongement maximal requis, $\Delta L(0)$:

$$\Delta L(\theta_{limite}) + \Delta L(0) = 0. \quad (4.21)$$

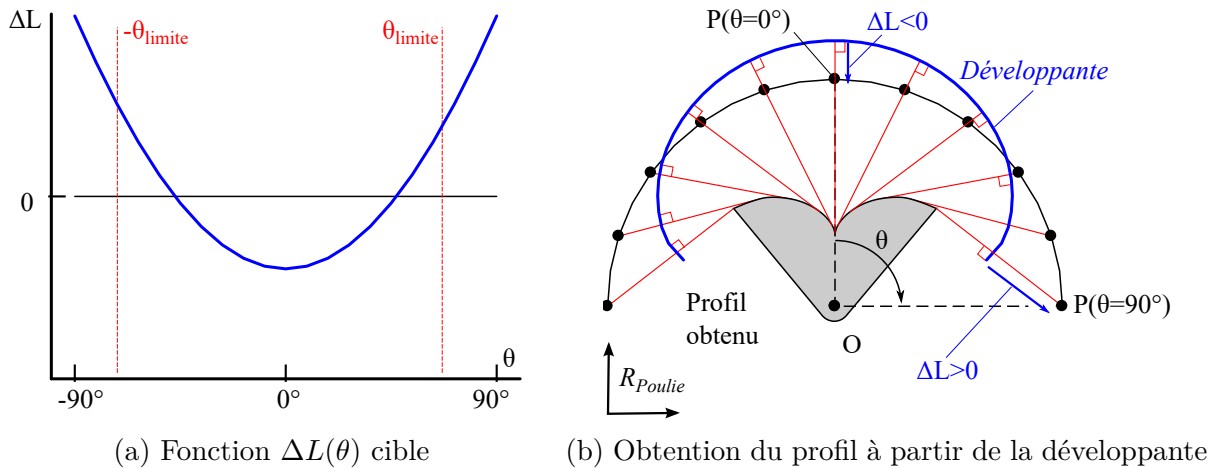


Figure 4.13 Synthèse des poulies du système centripète du mécanisme

En combinant les Équations (4.20) et (4.21), il est possible d'obtenir l'expression suivante pour r :

$$r = \frac{1}{2} \left(\sqrt{p^2 + c^2 + 2pc} + \sqrt{p^2 + c^2 + 2pc \cos \theta_{limite}} \right). \quad (4.22)$$

Pour les deux poulies du système centripète, leur forme s'apparentant à celle d'une cardioïde (précédemment illustrée aux figures 4.3 et 4.5) est requise pour générer une fonction $\Delta L(\theta)$ identique à celle dérivée plus haut, mais de signe opposé, de manière à ce que les courbes d'allongement nul générées par les deux systèmes soient superposées. Cette fonction $\Delta L(\theta)$ est illustrée pour le système centrifuge à la figure 4.13a. À partir de cette fonction cible, le profil de la poulie peut ensuite être directement obtenu : la développante du profil est tracée à partir des positions successives du point P, puis la développée en est trouvée par le tracé de l'enveloppe des normales (voir figure 4.13b).

4.4 Approximation de la démarche humaine

La correspondance entre la trajectoire zéro-effort générée, de forme circulaire dans l'espace opérationnel, et le cycle nominal de la démarche humaine est obtenue à l'aide du mécanisme de transmission. Or, il est important de noter l'existence d'une variabilité de la démarche, tant entre les individus, que pour une même personne marchant à des vitesses différentes.

Cette variabilité est notamment mise en évidence dans (Schwartz et al., 2008), pour une population composée de 83 sujets en bonne santé, âgés de 4 à 17 ans, effectuant chacun cinq essais à des vitesses de marche augmentant progressivement. Les trajectoires articulaires moyennes pour les cinq groupements de vitesse résultants sont reproduites à la figure 4.14. par ailleurs, l'écart-type fourni (de l'ordre de 6° tant pour θ_{hanche} que pour θ_{genou}) est également illustré à l'échelle pour un des points expérimentaux, représentatif de l'ensemble des trajectoires.

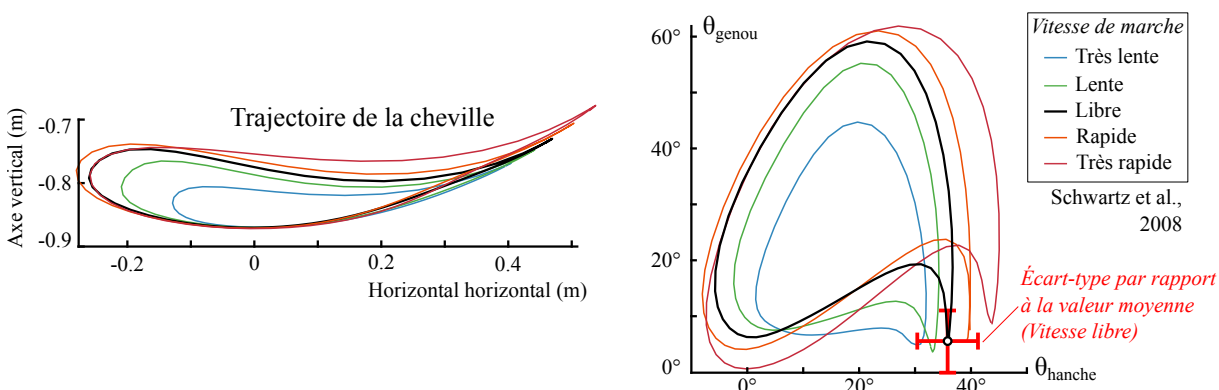


Figure 4.14 Influence de la vitesse sur la démarche humaine (Schwartz et al., 2008)

Les courbes correspondant aux différentes vitesses peuvent être approchées à l'aide de différents ratios de transmission (influençant la matrice \mathbf{J}_{mec}). Tel qu'illustré à la figure 4.15, une bonne approximation pour la vitesse « très lente » peut être obtenue avec une matrice

de transmission diagonale. Avec l'augmentation de la vitesse, des termes hors diagonale deviennent nécessaires pour déformer et incliner l'ellipse générée. Celle-ci demeure cependant incapable de reproduire l'ensemble des caractéristiques de la courbe cible. En particulier, l'ellipse dévie d'environ 10° de la pointe située à l'extrémité droite du cycle, correspondant à la transition entre les phases de vol et de support, i.e. l'impact du talon sur le sol (*heel strike*).

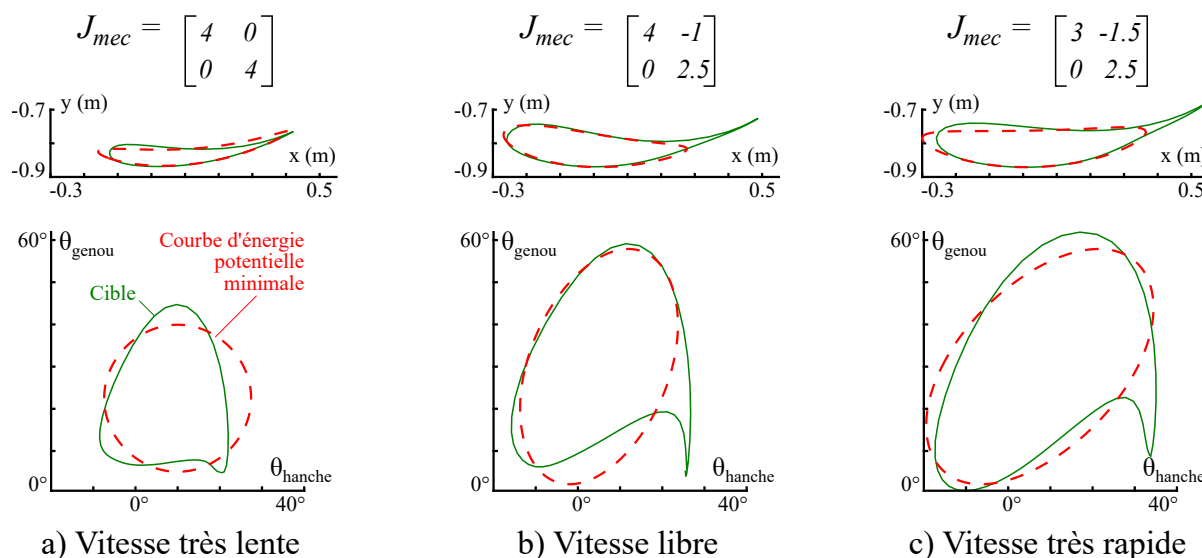


Figure 4.15 Matrices de transmission appropriées pour diverses vitesses

Plusieurs stratégies peuvent être utilisées pour prendre en compte les sources de variabilité affectant la démarche ainsi que les différences anthropométriques (i.e. les dimensions des différents segments de la jambe). Premièrement, un appareil ajustable peut être envisagé, afin que les dimensions des supports et les ratios de transmission puissent être ajustés à l'utilisateur ou à la vitesse désirée. Il s'agit cependant d'une modification qui augmenterait significativement la complexité du prototype. En second lieu, une alternative possible est la personnalisation de l'orthèse à chaque utilisateur par une conception individualisée des supports, des poulies, et du mécanisme de transmission. Cependant, bien que le procédé actuel de fabrication (impression 3D et découpe laser) se prête bien à cette approche, il ne s'agit probablement pas d'une stratégie fiable à long terme et à plus grande échelle.

La meilleure solution pour simultanément corriger le problème de la variabilité, et celui potentiellement encore plus important de l'approximation inexacte de la trajectoire cible, semble être l'inclusion d'une zone tampon, sorte de tunnel autour de la trajectoire générée à l'intérieur duquel l'allongement des deux câbles demeure nul. Cette stratégie nécessite de ne plus utiliser des fonctions $\Delta L(\theta)$ identiques pour les deux sous-systèmes, mais plutôt d'ajuster la synthèse des poulies.

4.4.1 Mécanisme de transmission

La conception du mécanisme de transmission, et donc du prototype, a été basée sur la trajectoire associée à la vitesse librement choisie, telle que décrite par Schwartz et al. (2008). Comme présenté à la figure 4.15, ce mécanisme doit, dans ce cas, permettre d'obtenir la matrice Jacobienne suivante :

$$\mathbf{J}_{\text{mec}} = \begin{bmatrix} j_{11} & j_{12} \\ j_{21} & j_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4 & -1 \\ 0 & 2.5 \end{bmatrix}. \quad (4.23)$$

La présence du terme non-diagonal j_{12} dans la matrice Jacobienne \mathbf{J}_{mec} choisie complique la conception du mécanisme de transmission, puisque θ_1 doit donc dépendre tant de θ_{hanche} que de θ_{genou} . Ainsi, alors que la rotation θ_2 peut être obtenue via un simple rapport de transmission entre deux engrenages, tel qu'illustré à la figure 4.16, un système différentiel est requis pour θ_1 .

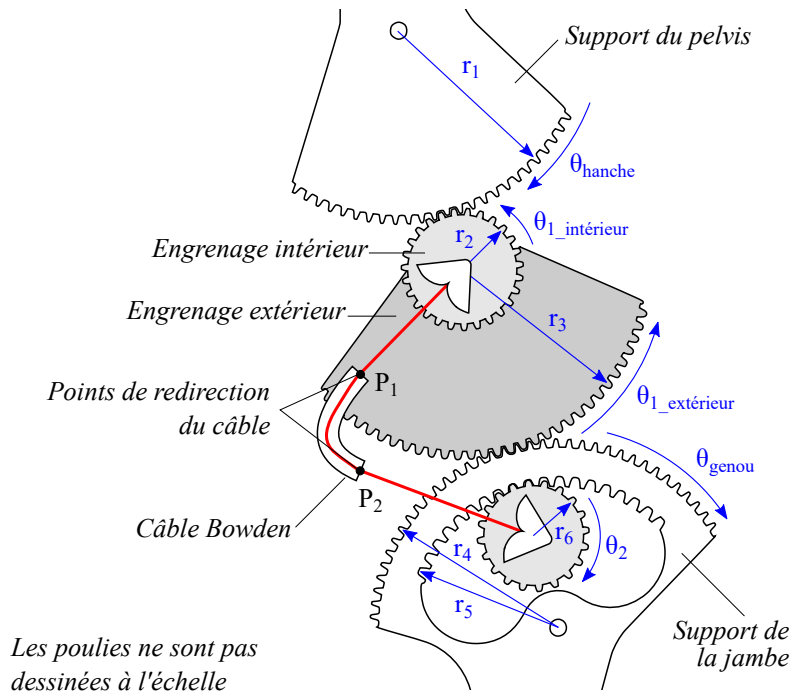


Figure 4.16 Transmission depuis les angles articulaires vers les angles θ_1 et θ_2

Cet effet différentiel est ici obtenu en fixant la poulie associée à l'angle θ_1 et son point de redirection associé, P_1 , sur deux engrenages indépendants, chacun entraîné par une rotation articulaire différente, comme également présenté à la figure 4.16. L'angle θ_1 entre la poulie et le point de redirection, qui détermine la longueur de câble reprise par la poulie, dépend ainsi de la rotation des deux engrenages intérieurs ($\theta_{1_interieur}$) et extérieurs ($\theta_{1_exterieur}$), portant

respectivement la poulie et le point de redirection, tel que décrit ci-dessous :

$$\theta_1 = \theta_{1_intérieur} - \theta_{1_extérieur}. \quad (4.24)$$

En se basant sur la géométrie des trains d'engrenages illustrée à la figure précédente, la sélection des rayons des engrenages (dimensions r_1 à r_6) s'effectue en reformulant l'Équation (4.23) ainsi :

$$\theta_1 = 4\theta_{hanche} - \theta_{genou} = \frac{r_1}{r_2}\theta_{hanche} - \frac{r_4}{r_3}\theta_{genou}, \quad (4.25a)$$

$$\theta_2 = 2.5\theta_{genou} = \frac{r_5}{r_6}\theta_{genou}. \quad (4.25b)$$

Étant donné que le point de redirection de la première poulie (point P_1 de la figure 4.16) est maintenant mobile, la distance entre les deux points de redirection n'est plus constante, mais varie avec la rotation de l'engrenage extérieur, ce qui est en contradiction avec une des hypothèses de base guidant la conception du mécanisme. Pour cette raison, une gaine flexible est utilisée dans notre prototype entre les points P_1 et P_2 , de manière similaire aux câbles Bowden utilisés sur les bicyclettes. Durant la rotation de l'engrenage extérieur, la gaine se déforme, mais conserve une longueur constante.

4.5 Validation expérimentale

La génération d'un champ d'énergie potentielle a été validée à l'aide d'un premier prototype illustré à la figure 4.17. Les matériaux suivants ont été utilisés pour sa construction :

- Engrenages et corps : acrylique découpée au laser avec des rondelles en Delrin (Polyoxyméthylène) pour réduire la friction.
- Poulies : ABS (Acrylonitrile butadiène styrène) imprimé en 3d.
- Gaines pour câbles : Tubes en vinyle.
- Câbles : Honeywell Spectra (fibre de polyéthylène).

Par ailleurs, des ressorts hélicoïdaux ont été ajoutés en série avec les câbles afin de pouvoir indépendamment sélectionner les raideurs associées aux deux sous-systèmes. Le prototype a été conçu à une échelle inférieure à celle d'une jambe adulte, puisque la distance totale entre les axes des rotations θ_{hanche} et θ_{genou} est de 26.6 cm. Bien que le prototype actuel ne soit pas pleinement représentatif d'un produit fini, il est possible d'apprécier les efforts déployés pour le rendre aussi léger que possible. En effet, à moins de considérer des stratégies d'équilibrage plus complexes, la légèreté du prototype est la seule manière de réduire son impact sur une démarche saine. Ainsi, son poids de 0.36 kg (en incluant la base agrandie permettant de

mesurer les angles articulaires avec précision), représente seulement 3% de la masse de la jambe d'un homme adulte (Plagenhoef et al., 1983).

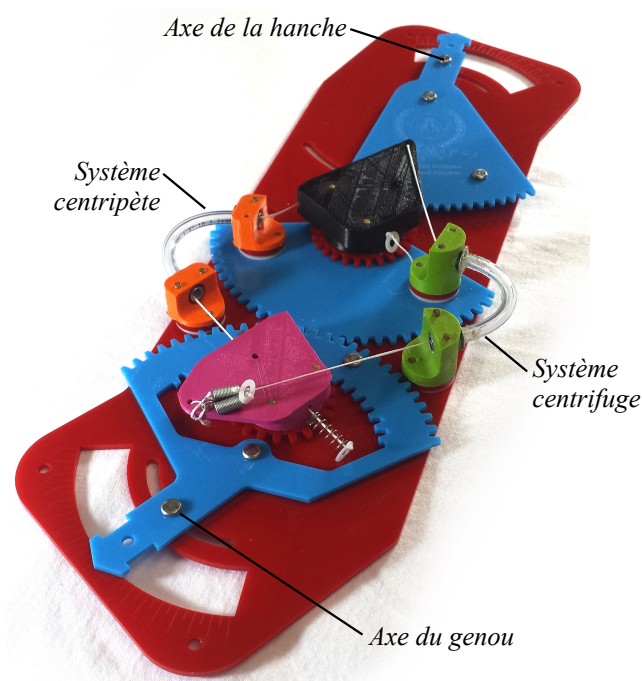


Figure 4.17 Illustration du démonstrateur fabriqué

Durant chacun des essais, dont les résultats sont reproduits à la figure 4.18, une des articulations était maintenue à une position constante alors que la seconde était éloignée de la trajectoire théoriquement générée (représentée par la courbe rouge continue dans la figure 4.18). Les couples résultants de l'augmentation de la tension dans les câbles étaient mesurés au niveau de l'articulation mobile à l'aide jauges de déformation (modèle Phidgets CZL616C), puis interpolés afin d'obtenir les champs de couple représentés. En raison de la plage de mesure des capteurs utilisés, les couples induits ont été maintenus en deçà de 1 Nm, ce qui est plus d'un ordre de grandeur inférieur aux couples d'interaction typiques entre une orthèse active et les articulations d'un patient.

Malgré l'amplitude réduite de l'effet correcteur, les couples et l'énergie potentielle totale illustrée à la figure 4.19 (obtenue par intégration numérique à partir des champs de couple) correspondent au comportement attendu. En effet, les courbes d'énergie potentielle constante (et donc d'allongement ΔL constant) sont parallèles à la trajectoire nominale. En considérant la raideur des ressorts en série, respectivement $1560N/m$ pour le système centrifuge et $1210N/m$ pour le centripète, une énergie stockée de 70 mJ correspond à des allongements de 9.5 mm pour 10.7 mm ces ressorts.

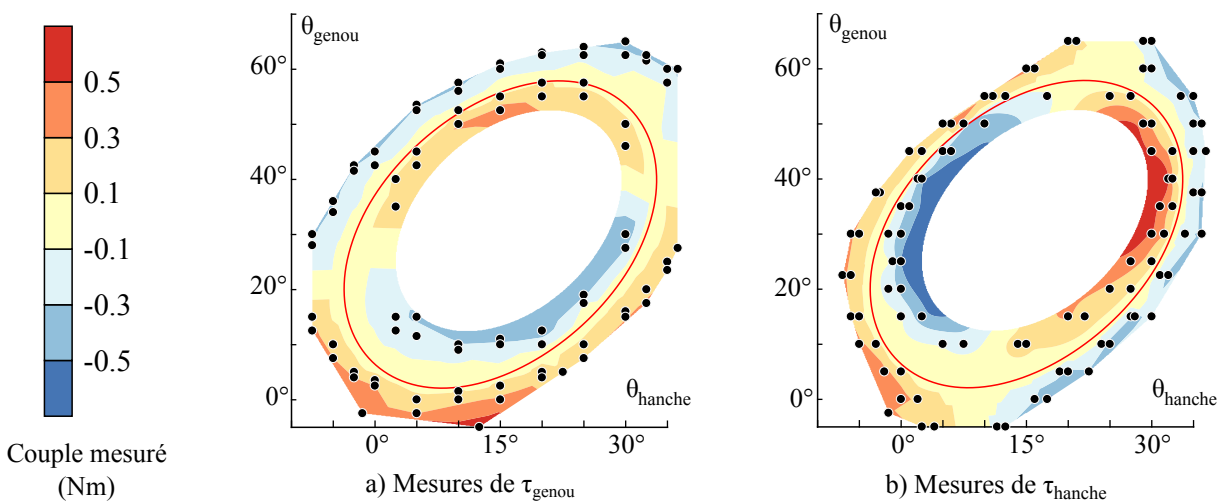


Figure 4.18 Couples expérimentaux et champs de couple interpolés

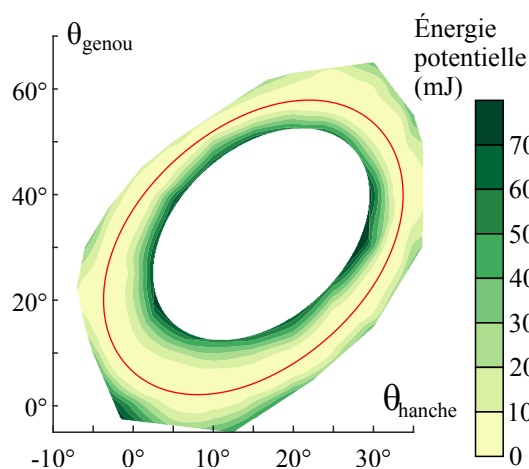


Figure 4.19 Champ d'énergie potentielle calculé

Le principal point négatif du prototype est la magnitude relativement élevée des couples devant être surmontés pour bouger le mécanisme. Ceux-ci, estimés à environ 0.1 Nm pour chaque articulation, sont dûs en partie à la friction, ainsi qu'à la résistance des câbles de vinyle utilisés pour le mécanisme de transmission, qui doivent être déformés même lorsque la trajectoire nominale est suivie. En les déconnectant, il a été possible de constater une réduction de 50% de l'hystérésis du mécanisme.

Ainsi, une avenue possible pour l'amélioration de la transparence du système serait de réduire la complexité du mécanisme de transmission, et donc le poids et la friction du mécanisme. En particulier, la reproduction du cycle correspondant à la vitesse « très lente », tel que décrit dans (Schwartz et al., 2008), pourrait permettre de se passer des câbles en vinyle, puisque chaque angle de poulie ne serait dépendant que d'une seule variable articulaire.

CHAPITRE 5 RÉSULTATS COMPLÉMENTAIRES

Durant la recherche de solutions permettant de lier de façon arbitraire l’allongement d’un câble à la rotation d’une poulie en vue de la conception et de la fabrication d’un mécanisme d’orthèse passive, il a été jugé pertinent de publier indépendamment la méthode graphique développée. En effet, celle-ci permettait également d’obtenir des résultats intéressants dans plusieurs domaines pour lesquels l’utilisation de poulies non-circulaires est envisagée dans la littérature, soit le guidage de robots à câbles et l’équilibrage statique. C’est de cet article que les prototypes détaillées dans la présente section sont tirés :

- D. Fedorov et L. Birglen, “Differential noncircular pulleys for cable robots and static balancing”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2018.

Le point commun de ces prototypes est l’utilisation de paires de poulies non-circulaires en configuration différentielle, où un seul câble s’enroule et se déroule simultanément sur les deux poulies après être redirigé par une poulie de renvoi. En conséquence, il est possible d’obtenir des systèmes pour lesquels la fonction $p(\theta)$ liant p (la distance entre le centre des deux poulies non-circulaires et celui de la poulie de renvoi) à θ (l’angle de rotation des poulies) possède un minimum absolu, tel qu’illustré sur la figure 5.1 ci-dessous :

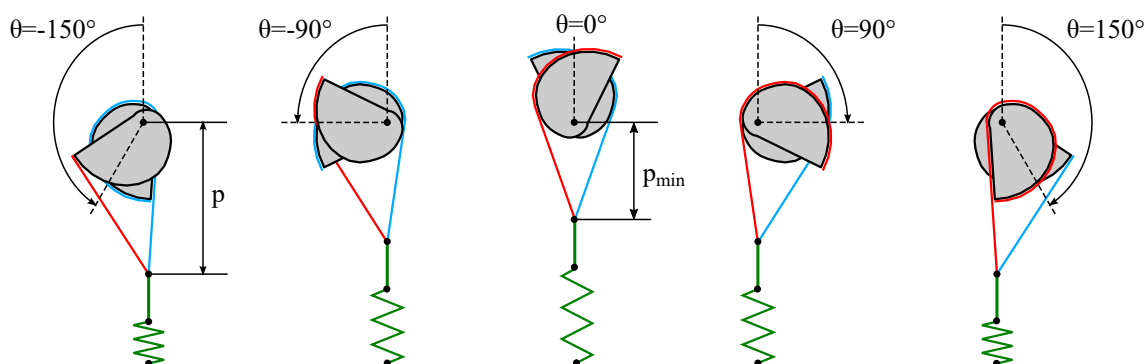


Figure 5.1 Exemple de configuration différentielle des poulies non-circulaires

5.1 Première application : guidage d’une plateforme suspendue

L’utilisation de poulies non-circulaires pour le guidage de robots à câbles suspendus (*cable-suspended parallel robots, CSPR*) a notamment été suggéré par Seriani et Gallina (2016), qui génèrent le mouvement rectiligne d’une plateforme suspendue par deux câbles. Alors que, dans l’approche habituelle, la longueur des câbles est contrôlée par des actionneurs

indépendants devant être coordonnées pour générer la trajectoire désirée, cette coordination est effectuée mécaniquement par des poulies non-circulaires dans la référence précédente.

En modifiant ce design pour inclure un arrangement différentiel des câbles, il est possible de générer des trajectoires plus complexes, pour lesquelles les distances entre la plateforme suspendue et les points d'attache des câbles varient de manière non-monotone. Dans le prototype réalisé, représenté schématiquement à la figure 5.2a, l'effecteur suspendu suit ainsi une trajectoire classique de robot preneur-placeur (*pick-and-place*), une application plus réaliste que la simple translation proposée précédemment. Cette trajectoire consiste en deux translations verticales séparées par une translation horizontale, avec des transitions fluides entre les différentes phases. Les dimensions totales de la trajectoire planaire générée sont 750 mm (largeur) par 500 mm (hauteur), alors que le cadre du mécanisme forme un carré de 1000 mm de côté.

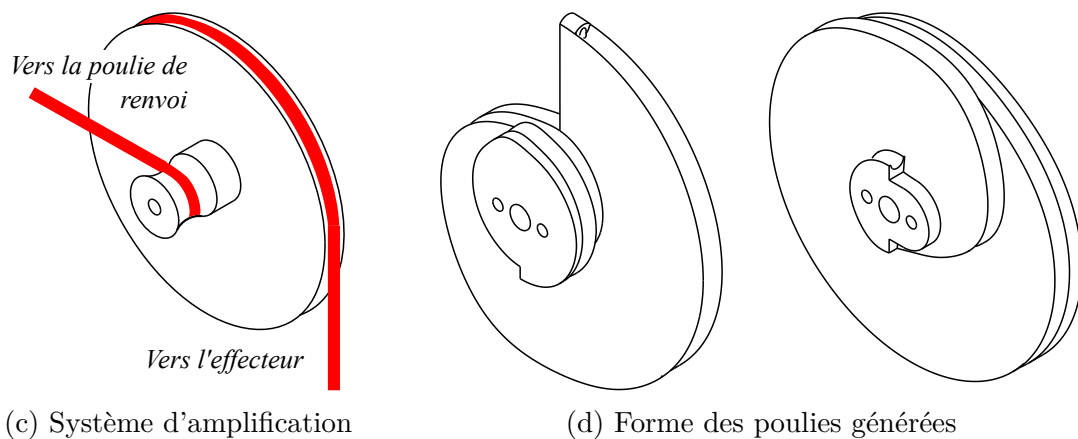
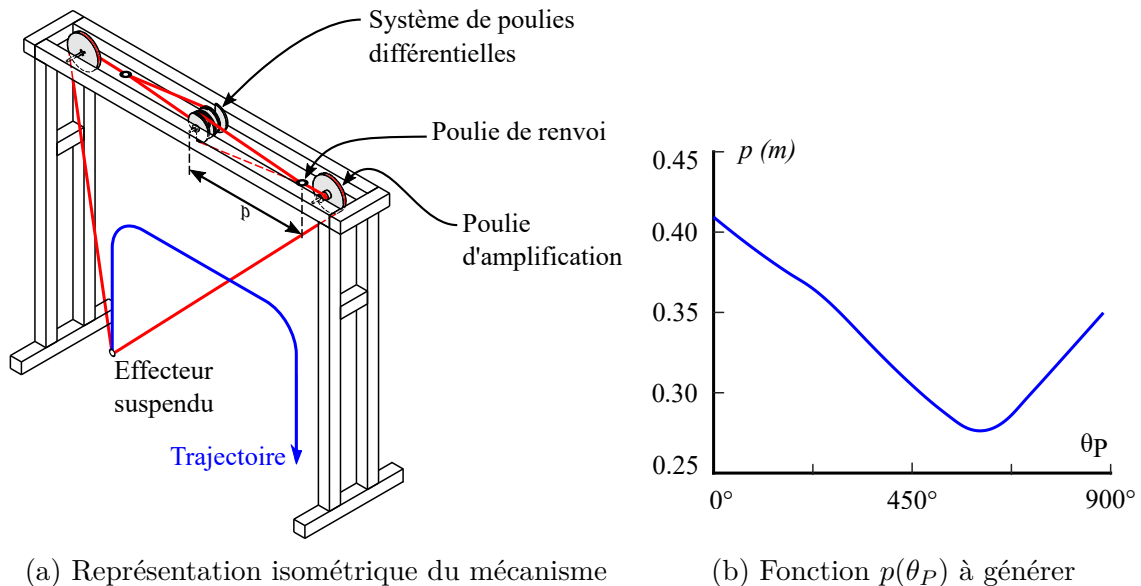


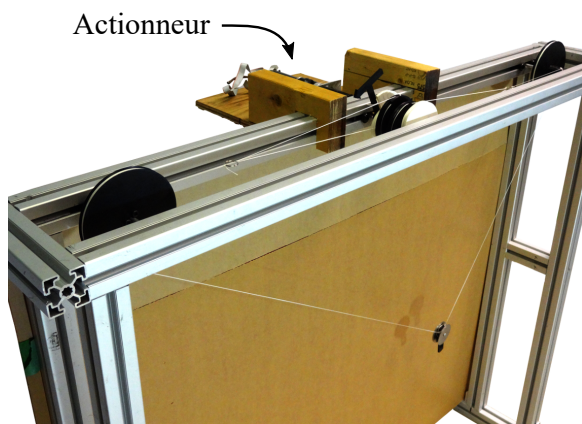
Figure 5.2 Système de guidage à poulies non-circulaires

La trajectoire choisie nécessite une variation non-monotone de la longueur des câbles supportant l'effecteur. La distance entre les points d'attache de ceux-ci sur le cadre (près des coins supérieurs) et l'effecteur varie en effet entre des valeurs extrêmes de 560 et 1330 mm. Cette variation est obtenue en connectant ces câbles au mouvement de poulies de renvoi, dont la position (p) dépend de la rotation de paires différentielles de poulies non-circulaires.

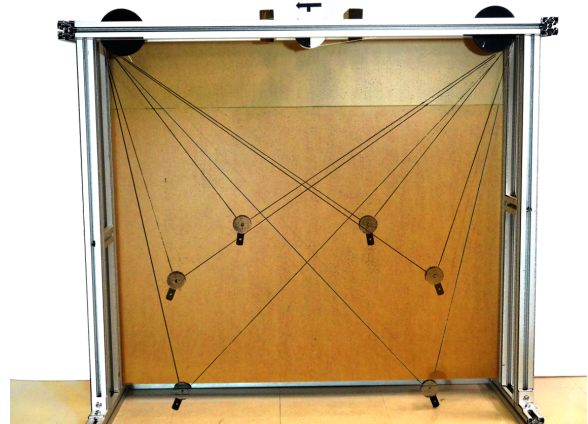
Afin de réduire la taille du système, celui-ci comprend un étage d'amplification (illustré à la figure 5.2c) consistant en une paire de poulies coaxiales dont le ratio des diamètres, 6:1, permet de limiter le déplacement de la poulie de renvoi à 130 mm, pour une rotation totale θ_P de 900° . La fonction $p(\theta_P)$ devant donc être générée est illustrée à la figure 5.2b. L'ajout de cet étage d'amplification ne modifie pas de façon significative le processus de synthèse des poulies non-circulaires, qui permet d'obtenir les formes illustrées à la figure 5.2d après application de la méthode graphique détaillée à la section 4.3.3.

Un prototype, illustré à la figure 5.3, a été fabriqué en utilisant des poulies imprimées en ABS prototypage rapide. Le mouvement de l'effecteur (d'un poids total de 130 g) est obtenu à l'aide d'un moteur Maxon RE90 possédant un réducteur de 15:1 et contrôlé en position par un contrôleur EPOS2 24/2. En raison de sa résistance et de sa rigidité, la fibre de Polyéthylène de marque Honeywell Spectra a été sélectionnée pour les câbles. Le fonctionnement du prototype est décrit en détail dans la vidéo suivante :

www.youtube.com/watch?v=13cEN7iKrMM



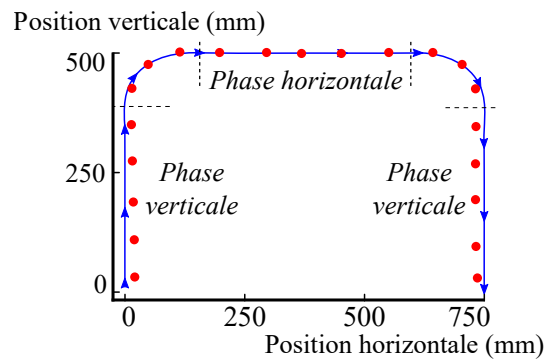
(a) Vue d'ensemble du mécanisme



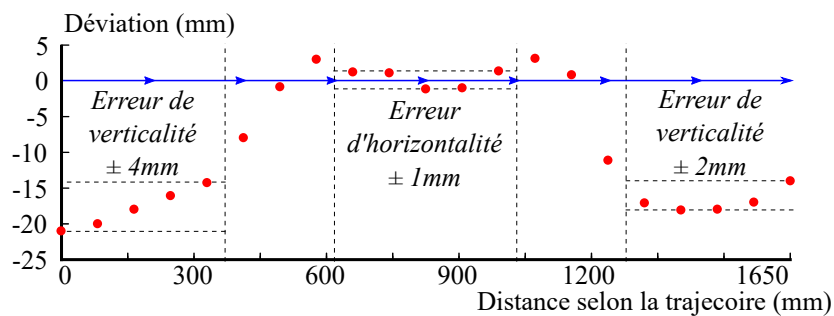
(b) Photographie composite du prototype

Figure 5.3 Prototype de robot à câbles à un DDL

Les performances du mécanisme ont été quantifiées en mesurant la position de l'effecteur à des intervalles de 45° de la rotation d'entrée. Tel qu'illustré à la figure 5.4, les trois phases linéaires sont clairement présentes, malgré une déviation moyenne de 9.8 mm depuis la trajectoire attendue. La différence se manifeste en particulier par la largeur de trajectoire qui, à 716 mm, est significativement plus petite que les 750 mm attendus. Les raisons possibles de cette erreur systématique sur la position des phases de translation verticale sont un positionnement imprécis des points de redirection du câble sur le cadre, ou encore une coupe imprécise des longueurs de câble initiales. Par ailleurs, le fait que les profils des poulies non-circulaires soient modélisées par des courbes planaires, alors que leur implémentation physique est une spirale tri-dimensionnelle, entraîne également des erreurs pour des valeurs élevées de θ_P , un phénomène également documenté pour des mécanismes similaires par Seriani et Gallina (2016).



(a) Mesures (en rouge) superposées à la trajectoire théorique (en bleu)



(b) Trajectoire dépliée et déviations expérimentales

Figure 5.4 Résultats expérimentaux du guidage de l'effecteur suspendu

Lorsque comparées à la longueur totale de la trajectoire, 1650 mm, les déviations moyennes et maximales atteignent respectivement 0.59% et 1.27%. Ces valeurs sont comparables avec les erreurs relatives maximales rapportées dans la littérature pour des mécanismes semblables,

soit 0.79% et 0.83% (Seriani et Gallina, 2016; Scalera et al., 2018), en particulier lorsque la présence de l'étage d'amplification est considérée.

Au final, bien que l'utilisation d'une configuration différentielle de poulies non-circulaires permette à ce mécanisme de suivre une trajectoire plus complexe que les implémentations précédentes de robots suspendus à un degré de liberté, il en partage le désavantage principal, soit l'impossibilité de modifier la trajectoire suivie par programmation. En effet, l'altération de celle-ci requiert un remplacement des poulies non-circulaires entraînant le système.

Par ailleurs, bien que la suspension de l'effecteur du robot permette de réduire l'inertie du robot et son empreinte au sol, elle rend aussi impossible la génération de forces verticales supérieures au poids de la plateformes, puisque les câbles peuvent uniquement être utilisés en tension.

5.2 Seconde application : équilibrage statique d'un pendule

Le second prototype issu de l'analyse effectuée sur les systèmes de poulies non-circulaires porte sur une application typique de cet outil : l'équilibrage statique. Le mécanisme le plus similaire à ce prototype est probablement celui décrit par Kim et Deshpande (2014), utilisant deux systèmes poulie-câble-ressort dans une configuration agoniste-antagoniste pour balancer un pendule autour de son point d'équilibre. Cependant, puisque chacune des poulies génère une fonction $\Delta L(\theta)$ monotone, la plage de rotation est rapidement limitée par l'allongement maximal de l'un des ressorts. En utilisant plutôt une configuration différentielle à un seul câble et un seul ressort, il est possible d'obtenir une plus grande plage de rotation parce que la longueur du ressort peut varier de manière non monotone en fonction de l'angle.

Fondamentalement, une masse m fixée à l'extrémité d'un pendule de longueur l_p libre de tourner autour d'un axe orienté perpendiculairement à l'accélération gravitationnelle est équilibré statiquement si un système externe fournit un couple τ compensant parfaitement le moment du poids de la masse, i.e. :

$$\tau = mgl_p \sin \phi, \quad (5.1)$$

où g représente l'accélération gravitationnelle et ϕ est l'angle du pendule par rapport à sa position d'équilibre stable. Il est également possible, et généralement plus pratique, de définir l'équilibrage statique en termes d'énergie, i.e. le pendule est équilibré uniquement si la somme de son énergie potentielle gravitationnelle U_{grav} et de l'énergie du système extérieur U_{ext} est

constante. Lorsque cet élément extérieur est un ressort, cette condition s'énonce ainsi :

$$\underbrace{mgl_p(1 - \cos \phi)}_{U_{grav}} + \underbrace{F_0e + \frac{1}{2}ke^2}_{U_{ext}} = \text{constante} \quad (5.2)$$

avec e l'allongement du ressort, k sa raideur, et F_0 sa précharge. Ainsi, pour le cas où l'allongement du ressort est nul à la position d'équilibre instable du pendule, tel que représenté à la figure 5.5, l'Équation (5.2) devient :

$$mgl_p(1 - \cos \phi) + F_0e + \frac{1}{2}ke^2 = 2mgl_p, \quad (5.3)$$

et l'allongement requis du ressort est :

$$e(\phi) = \frac{-F_0 + \sqrt{F_0^2 + 2kmgl_p(\cos \phi + 1)}}{k}. \quad (5.4)$$

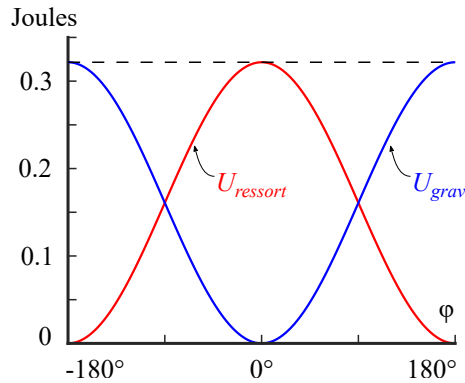


Figure 5.5 Répartition de l'énergie potentielle pour un pendule équilibré

L'allongement $e(\phi)$ désiré est obtenu dans le prototype en connectant le ressort à la poulie de renvoi d'un système différentiel de poulies non-circulaires. Dans sa réalisation la plus simple, illustrée conceptuellement à la figure 5.6a (la forme des poulies n'est pas exacte), le mouvement de la poulie de renvoi est purement radial, et il est donc possible d'écrire directement les équivalences $\theta_P = \phi$ et $p(\theta_P) = -e(\theta_P)$, où la fonction $p(\theta_P)$ permet de générer simultanément les profils des deux poulies non-circulaires. Pour contraindre davantage le mouvement de la poulie de renvoi, il a plutôt été décidé de guider celle-ci le long d'un arc, tel qu'illustré à la figure 5.6b. Des corrections ont dû être apportées à la fonction $p(\theta_P)$ pour tenir compte de la relation plus complexe entre ϕ , θ_P , p et e , ce qui explique l'allure asymétrique de cette fonction pour ce mécanisme, tel qu'illustré à la figure 5.7.

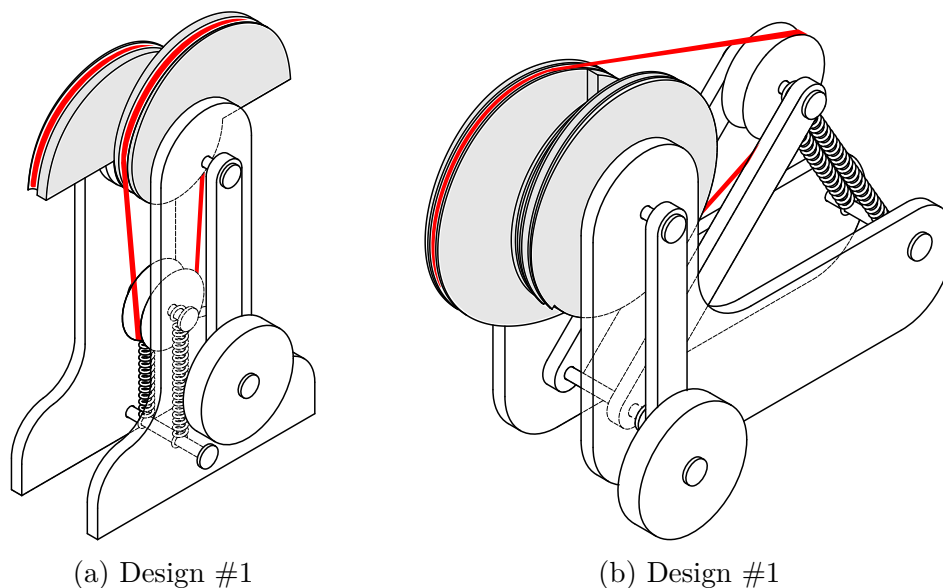


Figure 5.6 Représentation isométrique des mécanismes d'équilibrage considérés

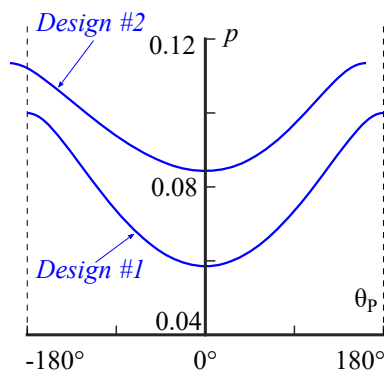


Figure 5.7 Fonction $p(\theta_P)$ pour les deux mécanismes

Le prototype, correspondant au Design #2 de la figure 5.6, est illustré à la figure 5.8. Il est en mesure d'équilibrer une masse de 170 g fixée à un pendule de 10 cm, pour une plage angulaire de 360°. Alors que l'impression 3D (ABS) et la fibre de Polyéthylène ont encore été utilisées pour le système câble-poulies, le corps du mécanisme et les membrures ont été fabriquées en acrylique découpé au laser. Les ressorts sélectionnés ont une raideur de $k = 112 \text{ N/m}$, avec une précharge de $F_0 = 1.56 \text{ N}$; leur allongement varie entre 0 et 41 mm sur la plage de rotation du pendule. Le fonctionnement du système est représenté dans la vidéo suivante :

www.youtube.com/watch?v=yUw34IeZnIM

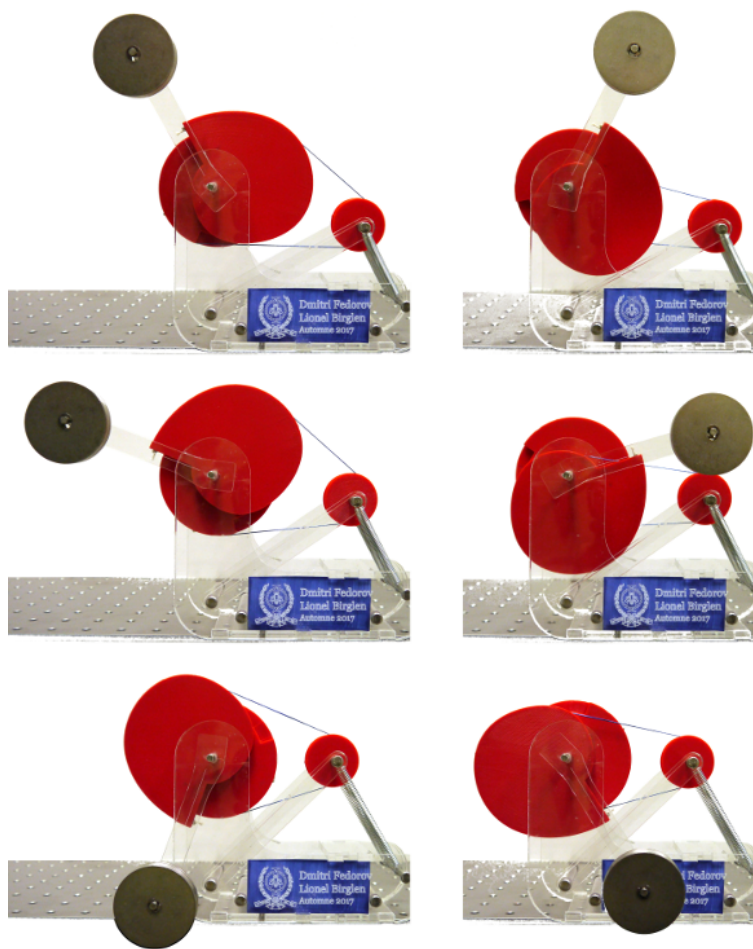


Figure 5.8 Pendule équilibré à diverses positions angulaires

Le mécanisme conçu a plusieurs points communs avec un système d'équilibrage statique récemment proposé par Bijlsma et al. (2017), transformant lui aussi la rotation d'un pendule en une fonction non-monotone décrivant l'énergie stockée dans un ressort. Ce système utilise cependant une barre de torsion et un train d'engrenages épicycloïdaux, ce qui permet d'obtenir une plage de rotation illimitée. En contrepartie, les profils d'engrenages complexes requis sont difficilement usinables, et le grand nombre de pièces mobiles entraînent une friction importante, tel que noté par les auteurs.

La performance de notre prototype a été évaluée en mesurant le couple généré à des intervalles de 30° sur la plage de rotation du pendule. À chaque position, les charges maximales et minimales pouvant être maintenues en place (avec un déplacement inférieur à 1° à la suite de l'ajout de la masse) ont été notées. La grandeur de l'hystérèse a ensuite été calculée à l'aide de l'équation (5.1), et reportée sur le graphique de la figure 5.9. En comparaison avec le couple crête-à-crête compensé, 0.33 Nm, l'hystérèse maximale de 0.055 Nm représente une valeur relative de 17%.

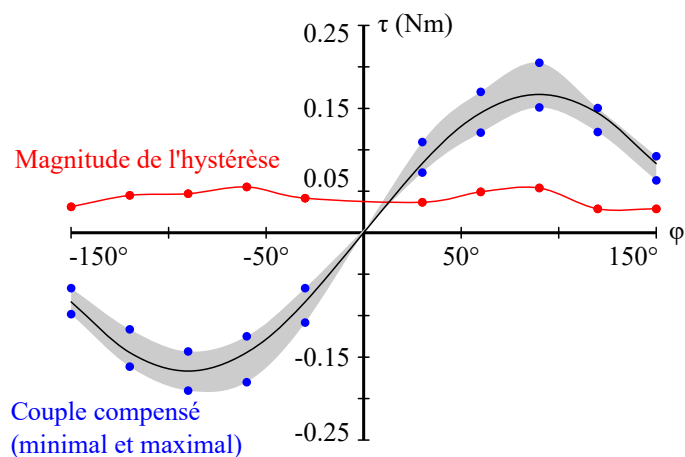


Figure 5.9 Résultats expérimentaux du pendule équilibré

Cette hystérèse relative est à comparer avec la valeur de 36% dans le cas du système à engrenages et plage de rotation illimitée (Bijlsma et al., 2017), ainsi que 8.6% et 10% pour des systèmes à base de poulies non-circulaires (Kim et Deshpande, 2014; Endo et al., 2010). Il est cependant important de noter que les plages de rotation étaient seulement de 72° et 130° pour ces deux systèmes. Comme prévu, la présence de pièces mobiles additionnelles conduit à une augmentation de la friction.

Au final, les deux prototypes ont également mis en évidence la nécessité de porter une attention à la forme tri-dimensionnelle de la poulie lors de sa conception, afin d'empêcher le câble de quitter sa rainure. Ainsi les rebords de celle-ci, plutôt que de lui être perpendiculaires, doivent plutôt être dirigés vers la position prévue de la poulie de renvoi.

CHAPITRE 6 CONCLUSION

Cette thèse portait sur la transposition d'une philosophie de conception ayant fait ses preuves dans le domaine des doigts sous-actionnés ainsi que des techniques ayant été développés pour cette application vers un nouveau domaine, la locomotion. Deux mécanismes ont été développés dans ce but : une patte robotique s'adaptant passivement à des obstacles, et une orthèse passive empêchant l'utilisateur de dévier du cycle de marche prescrit.

6.1 Atteinte des objectifs

Bien que les prototypes et les montages expérimentaux fabriqués dans le cadre du présent projet n'aient pas dépassé le niveau de preuve de concept, ils reflètent le mandat d'exploration visé par ce projet. Ainsi pour le premier thème, l'objectif principal s'énonçait comme suit :

Concevoir un prototype de patte robotique capable d'avancer sur un terrain inconnu en utilisant un nombre minimal d'actionneurs et une stratégie de commande simple.

À la lumière des résultats obtenus, cet objectif peut être considéré comme atteint. Il en va de même pour les objectifs secondaires, ayant respectivement trait à la description mathématique de l'adaptation passive, à l'optimisation des paramètres géométriques, et à la construction d'un prototype.

Par ailleurs, l'hypothèse de travail, selon laquelle un comportement auto-adaptatif, obtenu par l'ajout d'un second DDL contraint à un générateur de trajectoire, permet d'augmenter la capacité de la patte à traverser un terrain inconnu a également été partiellement vérifiée. En effet, bien que la stratégie employée génère réellement un comportement auto-adaptatif, et que les simulations et expériences menées indiquent une capacité accrue à surmonter des obstacles, la validation complète de l'hypothèse passe par la construction et l'évaluation d'un robot multi-pattes employant cette approche.

Pour le second thème, l'objectif était le suivant :

Concevoir un système mécanique capable d'exercer des couples correcteurs sur la jambe d'un utilisateur lorsque son mouvement diverge d'un comportement cyclique prescrit.

Les mesures expérimentales réalisées sur le prototype font état d'un tel comportement, permettant de valider l'atteinte de cet objectif. Un des objectifs secondaires de ce projet, consistant à lier les mouvements du mécanisme à celui du corps humain, n'a cependant pas encore

été réalisé pour l'instant. En effet, bien que les supports devant être fixés respectivement au pelvis, à la cuisse, et à la jambe de l'utilisateur aient été conçus, la validation expérimentale, sur sujet humain, a été jugée au delà de la cible actuelle du projet.

Pour ce thème, l'hypothèse initiale était qu'il est possible d'opposer une résistance à des mouvements de la jambe déviant de la trajectoire prescrite, tout en n'exerçant qu'une résistance minimale le long de celle-ci, en utilisant un mécanisme générateur de fonction possédant plusieurs DDL contraints additionnels. Cette hypothèse décrit relativement bien le comportement obtenu ainsi que la méthode utilisée pour arriver à cette fin, bien qu'il soit difficile de catégoriser le système de poulies retenu comme un générateur de fonctions : en raison des points de rebroussement présents dans la trajectoire générée, il est notamment impossible de parcourir le cycle complet en manipulant uniquement une des deux articulations.

6.2 Limitations des solutions proposées

Il est important de garder à l'esprit que, fondamentalement, un système sous-actionné ne pourra jamais reproduire l'ensemble des performances d'un système pleinement actionné équivalent. Le défi est donc de faire la distinction entre les caractéristiques essentielles devant être conservées et celles pouvant être sacrifiées, afin de réussir à trouver le compromis entre simplicité et performance.

Ainsi, même si la patte robotique conçue possède la capacité à adapter sa phase de vol pour enjamber un obstacle suffisamment bas, elle n'est bien sûr pas en mesure de déterminer si un obstacle donné remplit cette condition, pas plus qu'elle n'est en mesure de changer la direction de la marche, ou, de façon générale, de planifier la trajectoire du robot. Donc, bien qu'il soit possible de sous-traiter une partie de la tâche de bas niveau à l'« intelligence mécanique » du système, un contrôle de haut niveau demeure nécessaire. D'autres limitations sont inhérentes au design des pattes : complexité mécanique du système, grand rapport d'amplification entre la rotation d'entrée du mécanisme et la trajectoire de sortie (amplifiant les erreurs), jeu et friction dans l'assemblage, relativement faible pourcentage du cycle passé dans la phase de support (entraînant la nécessité d'un grand nombre de pattes pour que le robot puisse rester stable).

Des problèmes mécaniques semblables affectent le mécanisme d'orthèse conçu. En particulier, la friction et des raideurs parasites viennent affecter la transparence du système. La limitation fondamentale de l'approche choisie, cependant, est que le mécanisme est entièrement passif et n'est donc pas en mesure d'apporter de l'énergie au système pour assister la démarche du patient. Dans le cas limite, le mécanisme pourrait permettre au patient de

pallier partiellement à la déficience d'une articulation par un effort accru de l'autre, mais la faisabilité de cette stratégie reste à être démontrée. Par ailleurs, des doutes subsistent sur l'utilité thérapeutique de la version actuelle du mécanisme en raison des différences entre la fonction générée et le cycle nominal de la marche humaine, notamment en ce qui a trait à la transition entre les phases de vol et de support.

Alors que les travaux décrits dans le présent document constituent un premier pas en vue de l'application de l'auto-adaptativité à la marche robotique ou humaine, beaucoup de travail reste encore à effectuer afin de valider les idées développées, ainsi qu'explorer leur potentiel et leurs limites. Une des premières étapes serait ainsi de caractériser le fonctionnement d'un robot marcheur multi-pattes, et de doter celui-ci de la capacité de changer son orientation. De manière similaire, une validation expérimentale plus poussée, potentiellement sur sujet humain, est nécessaire étudier et améliorer le mécanisme d'orthèse développé.

Alors que certains projets poussent la validation d'un seul système ou mécanisme le plus loin possible, le rôle de cette thèse était plutôt de développer plusieurs designs ayant des applications différentes, mais dans des domaines connexes. Ainsi, malgré les limitations des approches retenues, le développement d'alternatives purement mécaniques pour la résolution de problèmes complexes demeure une stratégie prometteuse pour concevoir des robots polyvalents et économiquement viables, permettant de donner le devant de la scène à la partie « méca- » de la mécatronique. En effet, comme le veut la philosophie de notre laboratoire, la conception des meilleurs robots possible nécessite de combiner le meilleur de l'électronique au meilleur de la mécanique.

RÉFÉRENCES

E. Abbena, S. Salamon, et A. Gray, *Modern Differential Geometry of Curves and Surfaces with Mathematica*. CRC press, 2017.

S. K. Agrawal, S. K. Banala, A. Fattah, V. Sangwan, V. Krishnamoorthy, J. P. Scholz, et W.-L. Hsu, “Assessment of motion of a swing leg and gait rehabilitation with a gravity balancing exoskeleton”, *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 15, no. 3, pp. 410–420, 2007.

G. Aguirre-Ollinger, J. E. Colgate, M. A. Peshkin, et A. Goswami, “Design of an active one-degree-of-freedom lower-limb exoskeleton with inertia compensation”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 30, no. 4, pp. 486–499, 2011.

A. Alamdari et V. Krovi, “Design and analysis of a cable-driven articulated rehabilitation system for gait training”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 8, no. 5, p. 051018, 2016.

M. Arsenault, “Design of convex variable radius drum mechanisms”, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 129, pp. 175–190, 2018.

B. Balaban et F. Tok, “Gait disturbances in patients with stroke”, *PM&R*, vol. 6, no. 7, pp. 635–642, 2014.

S. K. Banala, S. K. Agrawal, A. Fattah, V. Krishnamoorthy, W.-L. Hsu, J. Scholz, et K. Rudolph, “Gravity-balancing leg orthosis and its performance evaluation”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 22, no. 6, pp. 1228–1239, 2006.

S. K. Banala, S. K. Agrawal, S. H. Kim, et J. P. Scholz, “Novel gait adaptation and neuromotor training results using an active leg exoskeleton”, *IEEE/ASME Transactions on mechatronics*, vol. 15, no. 2, pp. 216–225, 2010.

J. E. Bares et D. S. Wettergreen, “Dante II : Technical description, results, and lessons learned”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 18, no. 7, pp. 621–649, 1999.

B. Belzile et L. Birglen, “Stiffness analysis of underactuated fingers and its application to proprioceptive tactile sensing”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 21, no. 6, pp. 2672–2681, 2016.

P. Berkelman, P. Rossi, T. Lu, et J. Ma, “Passive orthosis linkage for locomotor rehabilitation”, dans *2007 IEEE 10th International Conference on Rehabilitation Robotics*. IEEE, 2007, pp. 425–431.

P. Beyl, M. Van Damme, R. Van Ham, R. Versluys, B. Vanderborght, et D. Lefeber, “An exoskeleton for gait rehabilitation : prototype design and control principle”, dans *Robotics and Automation, 2008. ICRA 2008. IEEE International Conference on*. IEEE, 2008, pp. 2037–2042.

P. A. Bhounsule, J. Cortell, A. Grewal, B. Hendriksen, J. D. Karszen, C. Paul, et A. Ruina, “Low-bandwidth reflex-based control for lower power walking : 65 km on a single battery charge”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 33, no. 10, pp. 1305–1321, 2014.

A. Bicchi, M. Gabiccini, et M. Santello, “Modelling natural and artificial hands with synergies”, *Phil. Trans. R. Soc. B*, vol. 366, no. 1581, pp. 3153–3161, 2011.

B. G. Bijlsma, G. Radaelli, et J. L. Herder, “Design of a Compact Gravity Equilibrator with an Unlimited Range of Motion”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 9, no. 6, p. 061003, 2017.

L. Birglen, “Type synthesis of linkage-driven self-adaptive fingers”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 1, no. 2, p. 021010, 2009.

—, “From flapping wings to underactuated fingers and beyond : a broad look to self-adaptive mechanisms”, *Mechanical Sciences*, vol. 1, no. 1, pp. 5–10, 2010.

—, “The kinematic preshaping of triggered self-adaptive linkage-driven robotic fingers”, *Mechanical Sciences*, vol. 2, no. 1, pp. 41–49, 2011.

—, “Enhancing versatility and safety of industrial grippers with adaptive robotic fingers”, dans *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2015, pp. 2911–2916.

L. Birglen et C. Gosselin, “Optimal design of 2-phalanx underactuated fingers”, dans *Proceedings of the 2004 International Conference on Intelligent Manipulation and Grasping, Genova, Italy*, 2004, pp. 110–116.

L. Birglen, T. Laliberté, et C. Gosselin, *Underactuated Robotic Hands*. New York : Springer, 2008.

- P. Birkmeyer, K. Peterson, et R. S. Fearing, “Dash : A dynamic 16g hexapedal robot”, dans *Intelligent Robots and Systems, 2009. IROS 2009. IEEE/RSJ International Conference on*. IEEE, 2009, pp. 2683–2689.
- J. A. Blaya et H. Herr, “Adaptive control of a variable-impedance ankle-foot orthosis to assist drop-foot gait”, *IEEE Transactions on neural systems and rehabilitation engineering*, vol. 12, no. 1, pp. 24–31, 2004.
- R. Blickhan, “The spring-mass model for running and hopping”, *Journal of biomechanics*, vol. 22, no. 11-12, pp. 1217–1227, 1989.
- E. Boudreault et C. M. Gosselin, “Design of sub-centimetre underactuated compliant grippers”, dans *ASME 2006 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2006, pp. 119–127.
- M. G. Catalano, G. Grioli, E. Farnioli, A. Serio, C. Piazza, et A. Bicchi, “Adaptive synergies for the design and control of the pisa/IIT soft-hand”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 33, no. 5, pp. 768–782, 2014.
- J. E. Clark, J. G. Cham, S. A. Bailey, E. M. Froehlich, P. K. Nahata, R. J. Full, et M. R. Cutkosky, “Biomimetic design and fabrication of a hexapedal running robot”, dans *Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on*, vol. 4. IEEE, 2001, pp. 3643–3649.
- S. Collins, A. Ruina, R. Tedrake, et M. Wisse, “Efficient bipedal robots based on passive-dynamic walkers”, *Science*, vol. 307, no. 5712, pp. 1082–1085, 2005.
- S. H. Collins, M. Wisse, et A. Ruina, “A three-dimensional passive-dynamic walking robot with two legs and knees”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 20, no. 7, pp. 607–615, 2001.
- S. H. Collins, M. B. Wiggin, et G. S. Sawicki, “Reducing the energy cost of human walking using an unpowered exoskeleton”, *Nature*, vol. 522, no. 7555, pp. 212–215, 2015.
- J. D. Crisman, C. Kanojia, et I. Zeid, “Graspar : A flexible, easily controllable robotic hand”, *Robotics & Automation Magazine, IEEE*, vol. 3, no. 2, pp. 32–38, 1996.
- P. Dall, B. Müller, I. Stallard, J. Edwards, et M. Granat, “The functional use of the reciprocal hip mechanism during gait for paraplegic patients walking in the louisiana state university

reciprocating gait orthosis”, *Prosthetics and orthotics international*, vol. 23, no. 2, pp. 152–162, 1999.

J. K. Davidson et K. H. Hunt, *Robots and screw theory*. Oxford : Oxford University Press, 2004.

R. Deimel et O. Brock, “A novel type of compliant and underactuated robotic hand for dexterous grasping”, *The International Journal of Robotics Research*, p. 0278364915592961, 2015.

I. Díaz, J. J. Gil, et E. Sánchez, “Lower-limb robotic rehabilitation : literature review and challenges”, *Journal of Robotics*, vol. 2011, 2011.

A. M. Dollar et R. D. Howe, “The highly adaptive SDM hand : Design and performance evaluation”, *The international journal of robotics research*, vol. 29, no. 5, pp. 585–597, 2010.

M. Doria et L. Birglen, “Design of an underactuated compliant gripper for surgery using nitinol”, *Journal of Medical Devices*, vol. 3, no. 1, p. 011007, 2009.

G. Endo, H. Yamada, A. Yajima, M. Ogata, et S. Hirose, “A passive weight compensation mechanism with a non-circular pulley and a spring”, dans *Robotics and Automation (ICRA), 2010 IEEE International Conference on*. IEEE, 2010, pp. 3843–3848.

A. Esquenazi, M. Talaty, A. Packel, et M. Saulino, “The ReWalk powered exoskeleton to restore ambulatory function to individuals with thoracic-level motor-complete spinal cord injury”, *American journal of physical medicine & rehabilitation*, vol. 91, no. 11, pp. 911–921, 2012.

I. Fantoni et R. Lozano, *Non-linear control for underactuated mechanical systems*. Springer Science & Business Media, 2002.

D. Fedorov et L. Birglen, “Design of a self-adaptive robotic leg using a triggered compliant element”, *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 2, no. 3, pp. 1444–1451, 2017.

—, “Analysis and design of a two degree of freedom hoeckens-pantograph leg mechanism”, dans *ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2015, pp. V05BT08A079–V05BT08A079.

—, “Geometric optimization of a self-adaptive robotic leg”, dans *CCToMM Symposium on Mechanisms, Machines, and Mechatronics*. Canadian Committee for the Theory of

Machines and Mechanisms, 2017.

—, “Kinematic and potential energy analysis of self-adaptive robotic legs”, dans *ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2018.

—, “Differential noncircular pulleys for cable robots and static balancing”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 10, no. 6, p. 061001, 2018.

—, “Geometric optimization of a self-adaptive robotic leg”, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, vol. 42, no. 1, pp. 49–60, 2018.

—, “Design of a compliant mechanical device for upper-leg rehabilitation”, *IEEE Robotics and Automation Letters*, 2019.

D. P. Ferris, J. M. Czerniecki, et B. Hannaford, “An ankle-foot orthosis powered by artificial pneumatic muscles”, *Journal of applied biomechanics*, vol. 21, no. 2, pp. 189–197, 2005.

L. Fiorio, F. Romano, A. Parmiggiani, G. Sandini, et F. Nori, “Stiction Compensation in Agonist-Antagonist Variable Stiffness Actuators”, dans *Proceedings of Robotics : Science and Systems*, Berkeley, USA, July 2014. DOI : 10.15607/RSS.2014.X.032

M. Focchi, V. Barasuol, I. Havoutis, J. Buchli, C. Semini, et D. G. Caldwell, “Local reflex generation for obstacle negotiation in quadrupedal locomotion”, dans *Nature-Inspired Mobile Robotics*. World Scientific, 2013, pp. 443–450.

K. C. Galloway, J. E. Clark, et D. E. Koditschek, “Variable stiffness legs for robust, efficient, and stable dynamic running”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 5, no. 1, p. 011009, 2013.

A. Goffer, “Gait-locomotor apparatus”, 2006, US Patent 7,153,242.

C. Gosselin, “Adaptive robotic mechanical systems : A design paradigm”, *Journal of Mechanical Design*, vol. 128, no. 1, pp. 192–198, 2006.

C. Gosselin, F. Pelletier, et T. Laliberte, “An anthropomorphic underactuated robotic hand with 15 dofs and a single actuator”, dans *Robotics and Automation, 2008. ICRA 2008. IEEE International Conference on*. IEEE, 2008, pp. 749–754.

M. Gouttefarde et C. M. Gosselin, “Analysis of the Wrench-Closure Workspace of Planar Parallel Cable-Driven Mechanisms”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 22, no. 3, pp.

434–445, 2006.

M. Gouttefarde, J. Lamaury, C. Reichert, et T. Bruckmann, “A versatile tension distribution algorithm for n -dof parallel robots driven by $n + 2$ cables”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 31, no. 6, pp. 1444–1457, 2015.

M. Higashimori, M. Kaneko, A. Namiki, et M. Ishikawa, “Design of the 100G capturing robot based on dynamic preshaping”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 24, no. 9, pp. 743–753, 2005.

S. Hirose et Y. Umetani, “The development of soft gripper for the versatile robot hand”, *Mechanism and machine theory*, vol. 13, no. 3, pp. 351–359, 1978.

D. G. Hobbelen et M. Wisse, “A disturbance rejection measure for limit cycle walkers : The gait sensitivity norm”, *Robotics, IEEE Transactions on*, vol. 23, no. 6, pp. 1213–1224, 2007.

L. L. Howell, *Compliant mechanisms*. John Wiley & Sons, 2001.

K.-J. Huang, S.-C. Chen, H. Komsuoglu, G. Lopes, J. Clark, et P.-C. Lin, “Design and performance evaluation of a bio-inspired and single-motor-driven hexapod robot with dynamical gaits”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 7, no. 3, p. 031017, 2015.

M. Hutter, C. Gehring, M. Bloesch, M. A. Hoepflinger, C. D. Remy, et R. Siegwart, “Starleth : A compliant quadrupedal robot for fast, efficient, and versatile locomotion”, dans *15th International Conference on Climbing and Walking Robot-CLAWAR 2012*, no. EPFL-CONF-181042, 2012.

T. Jansen, *Theo Jansen : The Great Pretender*. Nai010 Publishers, 2016.

S. Jezernik, G. Colombo, T. Keller, H. Frueh, et M. Morari, “Robotic orthosis lokomat : A rehabilitation and research tool”, *Neuromodulation : Technology at the neural interface*, vol. 6, no. 2, pp. 108–115, 2003.

O. Y. Kanner et A. M. Dollar, “Kinematic design of an underactuated robot leg for passive terrain adaptability and stability”, *ASME Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 5, no. 3, 2013.

O. Y. Kanner, N. Rojas, et A. M. Dollar, “Design of a passively-adaptive three degree-of-freedom multilegged robot with underactuated legs”, dans *Proc. ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. Boston, USA, 2015.

- , “Between-leg coupling schemes for passively-adaptive non-redundant legged robots”, dans *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2017.
- H. Kawamoto et Y. Sankai, “Power assist method based on phase sequence and muscle force condition for hal”, *Advanced Robotics*, vol. 19, no. 7, pp. 717–734, 2005.
- T. A. Kern, *Engineering haptic devices : a beginner’s guide for engineers*. Springer, 2009.
- S. B. Kesner, L. Jentoft, F. L. Hammond, R. D. Howe, et M. Popovic, “Design considerations for an active soft orthotic system for shoulder rehabilitation”, dans *2011 Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology Society*. IEEE, 2011, pp. 8130–8134.
- H. Khakpour et L. Birglen, “Workspace Augmentation of Spatial 3-DOF Cable Parallel Robots Using Differential Actuation”, dans *Intelligent Robots and Systems (IROS 2014), 2014 IEEE/RSJ International Conference on*. IEEE, 2014, pp. 3880–3885.
- H. Khakpour, L. Birglen, et S.-A. Tahan, “Synthesis of Differentially Driven Planar Cable Parallel Manipulators”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 30, no. 3, pp. 619–630, 2014.
- B. Kim et A. D. Deshpande, “Design of Nonlinear Rotational Stiffness Using a Noncircular Pulley-Spring Mechanism”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 6, no. 4, p. 041009, 2014.
- J. C. Klann, “Walking device”, 2001, US Patent 6,260,862.
- K. Komoda et H. Wagatsuma, “A study of availability and extensibility of theo jansen mechanism toward climbing over bumps”, dans *Proceedings of the 21st Annual Conference of the Japanese Neural Network Society*, 2011.
- S. Krut, “A force-isotropic underactuated finger”, dans *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*. IEEE, 2005, pp. 2314–2319.
- J. Kulandaiaasan Sheba, M. R. Elara, E. Martínez-García, et L. Tan-Phuc, “Trajectory generation and stability analysis for reconfigurable Klann mechanism based walking robot”, *Robotics*, vol. 5, no. 3, p. 13, 2016.
- T. Laliberté, L. Birglen, et C. Gosselin, “Underactuation in robotic grasping hands”, *Machine Intelligence & Robotic Control*, vol. 4, no. 3, pp. 1–11, 2002.

- T. Li et M. Ceccarelli, “Additional actuations for obstacle overcoming by a leg mechanism”, dans *Preprints of the 18th IFAC World Congress*, S. Bittanti, A. Cenedese, et S. Zampieri, édés. Milan, Italy, 2011.
- C. Liang, M. Ceccarelli, et G. Carbone, “A novel biologically inspired tripod walking robot”, dans *Proc. 13th WSEAS International Conference on systems*. Rhodos, Greece, 2009.
- C. Liang, M. Ceccarelli, et Y. Takeda, “Operation analysis of a chebyshev-pantograph leg mechanism for a single DOF biped robot”, *Frontiers of Mechanical Engineering*, vol. 7, no. 4, pp. 357–370, 2012.
- Y. Liu et M. Y. Wang, “Topology design of a conforming gripper with distributed compliance via a level set method”, dans *Robotics and Biomimetics (ROBIO), 2014 IEEE International Conference on*. IEEE, 2014, pp. 2191–2196.
- B. Massa, S. Roccella, M. C. Carrozza, et P. Dario, “Design and development of an underactuated prosthetic hand”, dans *Robotics and Automation, 2002. Proceedings. ICRA’02. IEEE International Conference on*, vol. 4. IEEE, 2002, pp. 3374–3379.
- T. McGeer, “Passive dynamic walking”, *The international journal of robotics research*, vol. 9, no. 2, pp. 62–82, 1990.
- S. Nansai, N. Rojas, M. R. Elara, et R. Sosa, “Exploration of adaptive gait patterns with a reconfigurable linkage mechanism”, dans *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2013 IEEE/RSJ International Conference on*. IEEE, 2013, pp. 4661–4668.
- R. L. Norton, *Design of Machinery*. McGraw-Hill, 1992.
- L. U. Odhner, L. P. Jentoft, M. R. Claffee, N. Corson, Y. Tenzer, R. R. Ma, M. Buehler, R. Kohout, R. D. Howe, et A. M. Dollar, “A compliant, underactuated hand for robust manipulation”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 33, no. 5, pp. 736–752, 2014.
- E. Ottaviano, M. Ceccarelli, et C. Tavolieri, “Kinematic and dynamic analyses of a pantograph-leg for a biped walking machine”, dans *Climbing and Walking Robots*. Springer, 2005, pp. 561–568.
- H.-W. Park, A. Ramezani, et J. Grizzle, “A finite-state machine for accommodating unexpected large ground-height variations in bipedal robot walking”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 29, no. 2, pp. 331–345, 2013.

- A. Pennycott, D. Wyss, H. Vallery, V. Klamroth-Marganska, et R. Riener, “Towards more effective robotic gait training for stroke rehabilitation : a review”, *Journal of neuroengineering and rehabilitation*, vol. 9, no. 1, p. 65, 2012.
- S. Perreault, P. Cardou, C. M. Gosselin, et M. J.-D. Otis, “Geometric determination of the interference-free constant-orientation workspace of parallel cable-driven mechanisms”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 2, no. 3, p. 031016, 2010.
- D. Petković, J. Iqbal, S. Shamshirband, A. Gani, N. D. Pavlović, et M. L. M. Kiah, “Kinostatic analysis of passively adaptive robotic finger with distributed compliance”, *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, p. 145648, 2014.
- O. Pfaff, S. Simeonov, I. Cirovic, et P. Stano, “Application of FinRay effect approach for production process automation”, *Annals of DAAAM & Proceedings*, pp. 1247–1249, 2011.
- S. Plagenhoef, F. G. Evans, et T. Abdelnour, “Anatomical data for analyzing human motion”, *Research quarterly for exercise and sport*, vol. 54, no. 2, pp. 169–178, 1983.
- M. M. Plecnik et J. M. McCarthy, “Design of stephenson linkages that guide a point along a specified trajectory”, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 96, pp. 38–51, 2016.
- M. Plooij, U. Keller, B. Sterke, S. Komi, H. Vallery, et J. von Zitzewitz, “Design of RYSEN : An intrinsically safe and low-power three-dimensional overground body weight support”, *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 3, no. 3, pp. 2253–2260, 2018.
- G. A. Pratt et M. M. Williamson, “Series elastic actuators”, dans *Intelligent Robots and Systems 95. Human Robot Interaction and Cooperative Robots*, *Proceedings. 1995 IEEE/RSJ International Conference on*, vol. 1. IEEE, 1995, pp. 399–406.
- J. Pusey, A. Fattah, S. Agrawal, et E. Messina, “Design and Workspace Analysis of a 6–6 Cable-Suspended Parallel Robot”, *Mechanism and machine theory*, vol. 39, no. 7, pp. 761–778, 2004.
- G. Radaelli et J. Herder, “A potential energy field (PEF) approach to the design of a compliant self-guiding statically-balanced straight-line mechanism”, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 114, pp. 141–155, 2017.
- M. Raibert, K. Blankespoor, G. Nelson, R. Playter, et T. Team, “Bigdog, the rough-terrain quadruped robot”, dans *Proceedings of the 17th World Congress*, vol. 17. Proceedings Seoul, Korea, 2008, pp. 10 822–10 825.

- M. H. Raibert, *Legged robots that balance*. MIT press, 1986.
- U. Saranli, M. Buehler, et D. E. Koditschek, “RHex : A simple and highly mobile hexapod robot”, *The International Journal of Robotics Research*, vol. 20, no. 7, pp. 616–631, 2001.
- L. Scalera, P. Gallina, S. Seriani, et A. Gasparetto, “Cable-based robotic crane (CBRC) : Design and implementation of overhead traveling cranes based on variable radius drums”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 34, no. 2, pp. 474–485, 2018.
- N. Schmit et M. Okada, “Design and Realization of a Non-Circular Cable Spool to Synthesize a Nonlinear Rotational Spring”, *Advanced Robotics*, vol. 26, no. 3-4, pp. 234–251, 2012.
- M. H. Schwartz, A. Rozumalski, et J. P. Trost, “The effect of walking speed on the gait of typically developing children”, *Journal of biomechanics*, vol. 41, no. 8, pp. 1639–1650, 2008.
- P. Selber et W. de Godoy, “Aacd, brazil”, Available at <http://http://www.clinicalgaitanalysis.com/data/> (2018/08/01).
- C. Semini, N. G. Tsagarakis, E. Guglielmino, M. Focchi, F. Cannella, et D. G. Caldwell, “Design of HyQ—a hydraulically and electrically actuated quadruped robot”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I : Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 225, no. 6, pp. 831–849, 2011.
- S. Seriani et P. Gallina, “Variable Radius Drum Mechanisms”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 8, no. 2, p. 021016, 2016.
- D. Shin, X. Yeh, et O. Khatib, “Circular Pulley Versus Variable Radius Pulley : Optimal Design Methodologies and Dynamic Characteristics Analysis”, *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 29, no. 3, pp. 766–774, 2013.
- S. Shirafuji, S. Ikemoto, et K. Hosoda, “Designing Noncircular Pulleys to Realize Target Motion Between Two Joints”, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 22, no. 1, pp. 487–497, 2017.
- S. Srivastava, P.-C. Kao, S. H. Kim, P. Stegall, D. Zanotto, J. S. Higginson, S. K. Agrawal, et J. P. Scholz, “Assist-as-needed robot-aided gait training improves walking function in individuals following stroke”, *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 23, no. 6, pp. 956–963, 2015.
- H. Stachel, “Gears and Belt Drives for Non-Uniform Transmission”, *Proceedings of EU-COMES 08*, pp. 415–422, 2009.

B. Stansfield, S. Hillman, M. Hazlewood, et J. Robb, “Regression analysis of gait parameters with speed in normal children walking at self-selected speeds”, *Gait & posture*, vol. 23, no. 3, pp. 288–294, 2006.

A. Stapel et J. L. Herder, “Feasibility study of a fully compliant statically balanced laparoscopic grasper”, dans *ASME 2004 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers, 2004, pp. 635–643.

R. A. Stavenuiter, L. Birglen, et J. L. Herder, “A planar underactuated grasper with adjustable compliance”, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 112, pp. 295–306, 2017.

J.-w. Suh et K.-y. Kim, “Harmonious cable actuation mechanism for soft robot joints using a pair of noncircular pulleys”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, vol. 10, no. 6, p. 061002, 2018.

P. Tchebicheff, “Sur la transformation du mouvement rotatoire en mouvement sur certaines lignes, à l’aide de systèmes articulés”, *Bulletin de la Société Mathématique de France*, vol. 12, pp. 179–187, 1884.

R. R. Thompson et M. S. Blackstone, “Three-Dimensional Moving Camera Assembly with an Informational Cover Housing”, Mars 29 2005, US Patent 6,873,355.

N. Ulrich et V. Kumar, “Passive Mechanical Gravity Compensation for Robot Manipulators”, dans *Robotics and Automation, 1991. Proceedings., 1991 IEEE International Conference on*. IEEE, 1991, pp. 1536–1541.

H. Vallery, A. Duschau-Wicke, et R. Riener, “Optimized passive dynamics improve transparency of haptic devices”, dans *Robotics and Automation, 2009. ICRA’09. IEEE International Conference on*. IEEE, 2009, pp. 301–306.

A. J. Van den Bogert, T. Geijtenbeek, O. Even-Zohar, F. Steenbrink, et E. C. Hardin, “A real-time system for biomechanical analysis of human movement and muscle function”, *Medical & biological engineering & computing*, vol. 51, no. 10, pp. 1069–1077, 2013.

W. van Dijk, H. van der Kooij, et E. Hekman, “A passive exoskeleton with artificial tendons : design and experimental evaluation”, dans *2011 IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics*. IEEE, 2011, pp. 1–6.

W. van Dijk, H. van der Kooij, B. Koopman, et E. H. van Asseldonk, “Improving the transparency of a rehabilitation robot by exploiting the cyclic behaviour of walking”, dans

2013 *IEEE 13th International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*. IEEE, 2013, pp. 1–8.

J. F. Veneman, R. Kruidhof, E. E. Hekman, R. Ekkelenkamp, E. H. Van Asseldonk, et H. Van Der Kooij, “Design and evaluation of the LOPES exoskeleton robot for interactive gait rehabilitation”, *IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 15, no. 3, pp. 379–386, 2007.

S. Wang, L. Wang, C. Meijneke, E. Van Asseldonk, T. Hoellinger, G. Cheron, Y. Ivanenko, V. La Scaleia, F. Sylos-Labini, M. Molinari *et al.*, “Design and control of the MINDWALKER exoskeleton”, *IEEE transactions on neural systems and rehabilitation engineering*, vol. 23, no. 2, pp. 277–286, 2015.

R. Williams, L. Tsai, et S. Azarm, “Design of a crank-and-rocker driven pantograph : a leg mechanism for the university of maryland’s 1991 walking robot”, dans *Proc 2nd National Conference on Applied Mechanisms and Robotics*, vol. 1, 1991, paper number VI B.2.

B. K. Woods et M. I. Friswell, “Spiral pulley negative stiffness mechanism for passive energy balancing”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 27, no. 12, pp. 1673–1686, 2016.

H. Yano, S. Kaneko, K. Nakazawa, S. Yamamoto, et A. Bettouh, “A new concept of dynamic orthosis for paraplegia : the weight bearing control (WBC) orthosis”, *Prosthetics and orthotics international*, vol. 21, no. 3, pp. 222–228, 1997.

Y. Zhang, V. Arakelian, et J.-P. Le Baron, “Design of a legged walking robot with adjustable parameters”, dans *Advances in Mechanism Design II*. Springer, 2017, pp. 65–71.

N. Zoso et C. Gosselin, “Point-to-point motion planning of a parallel 3-DOF underactuated cable-suspended robot”, dans *Robotics and Automation (ICRA), 2012 IEEE International Conference on*. IEEE, 2012, pp. 2325–2330.

A. B. Zoss, H. Kazerooni, et A. Chu, “Biomechanical design of the berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX)”, *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, vol. 11, no. 2, pp. 128–138, 2006.