

MARTIN GRENIER

**TRANSMISSION À VARIATION CONTINUE POUR
ARTICULATION ROBOTIQUE**

Mémoire présenté

à la Faculté des études supérieures et postdoctorales de l'Université Laval
dans le cadre du programme de maîtrise en génie mécanique
pour l'obtention du grade de maître ès sciences (M.Sc.)

FACULTÉ DES SCIENCES ET DE GÉNIE
UNIVERSITÉ LAVAL
QUÉBEC

2012

Résumé

Ce mémoire présente le développement d'une transmission à variation continue pour les articulations robotiques. Le domaine de la robotique pourrait considérablement augmenter l'efficacité et la performance de ces systèmes en intégrant de nouveaux types de transmission au niveau de ses actionneurs. En effet, les transmissions à ratio variables sont utilisées dans une multitude de domaines (transport, production d'énergie etc.) et permettent d'obtenir une plus grande polyvalence en gérant adéquatement la source de puissance disponible. Dans le cadre de ce projet, la transmission développée est principalement basée sur un mécanisme à cinq barres.

Dans un premier temps, l'analyse cinématique et l'optimisation des dimensions du mécanisme sont exposées. Grâce à cette optimisation, un comportement performant et uniforme est atteint. En second lieu, une étude comparative avec un autre concept potentiel de transmission est présenté. Cette étude permet de démystifier le potentiel des train épicycloïdaux à double actionnement. Finalement, un prototype du mécanisme a été conçu et fabriqué. Ainsi, un chapitre est consacré aux composantes et aux méthodes de commande nécessaires au bon fonctionnement du prototype. Cette section inclut aussi une validation expérimentale du comportement espéré de la transmission et des essais expérimentaux qui permettent d'estimer l'efficacité effective du prototype fabriqué.

Avant-propos

Tout d’abord, j’aimerais remercier mon directeur de recherche, Clément Gosselin qui m’a confié ce projet de maîtrise passionnant. Au cours de mes 4 années à travailler au laboratoire, soit comme stagiaire ou étudiant à la maîtrise, Clément a su me transmettre sa passion pour la robotique. Sa grande disponibilité, son approche rigoureuse et sa générosité m’ont permis de vivre une expérience enrichissante.

Je voudrais aussi remercier les professionnels de recherche du laboratoire, Boris, Thierry et Simon pour leurs conseils et leur support technique hors pair. Je voudrais aussi remercier Alexandre Lecours qui m’a donné un bon coup de main pour l’aspect commande de mon projet.

Pour leur appui financier, je remercie le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada (CRSNG), le Fonds de recherche du Québec – Nature et technologies (FQRNT), ainsi que le professeur Clément Gosselin.

Je voudrais aussi remercier les membre du projet étudiant Baja SAE avec qui j’ai passé du bon temps lors de la conception, la fabrication et la participation aux compétitions auxquelles nous avons pris part.

J’aimerais remercier les membres de ma famille, Sylvie, Daniel, Isabelle et Anne, qui m’ont toujours encouragé tout au long de mes études. Je ne pourrais terminer sans remercier ma conjointe, Marie-Esther, qui est toujours présente pour me soutenir, me faire rire et pour tout le bonheur qu’elle m’apporte.

Table des matières

Résumé	iii
Avant-propos	v
Table des matières	vii
Liste des tableaux	xi
Liste des figures	xiii
Introduction	1
1 Analyse cinématique et optimisation	11
1.1 Analyse cinématique	12
1.1.1 Modèle cinématique	12
1.1.2 Résolution des équations cinématiques	13
1.1.3 Expression du rapport de transmission	14
1.1.4 Équations de conversion	15
1.2 Optimisation des paramètres géométriques	15
1.2.1 Paramètres d'optimisation	16
1.2.2 Comportement désiré	17
1.2.3 Optimisation de la plage des rapports de transmission	18
1.2.3.1 Critère de performance	18
1.2.3.2 Résultats	19
1.2.4 Optimisation aux frontières de la plage des rapports de transmission	20
1.2.4.1 Critère de performance	20

1.2.4.2	Résultats	23
1.2.5	Discussion et sélection du mécanisme	23
1.3	Mécanisme sélectionné	25
1.4	Ajustements finaux basés sur les efforts internes	27
1.5	Conclusion	31
2	Train épicycloïdal à deux degrés de liberté	33
2.1	Introduction	34
2.2	Équations de base	35
2.3	Équations d'équilibre	36
2.4	Modèle à deux degrés de liberté	37
2.5	Résultats	40
2.6	Discussion	45
3	Description du prototype et expérimentation	47
3.1	Conception mécanique du prototype	48
3.1.1	Sous-systèmes	49
3.1.2	Actionneur principal	50
3.1.3	Entrée de la transmission à variation continue	50
3.1.4	Mécanisme à cinq barres	52
3.1.5	Module d'ajustement	53
3.1.6	Module d'amplification	54
3.1.7	Banc d'essai	56
3.2	Validation expérimentale	57
3.2.1	Validation de la plage des rapports de transmission	58
3.3	Commande	61
3.3.1	Commande à l'aide du modèle cinématique	62
3.3.2	Commande en boucle fermée à l'articulation	64
3.3.3	Discussion et détermination des gains PID	65
3.4	Mesure du rendement mécanique	68
3.4.1	Mesure du rendement à basse vitesse	70
3.4.2	Mesure du rendement à haute vitesse	71
3.5	Discussion	73
	Conclusion	77
A	Résultats expérimentaux des essais de rendement mécanique	83
A.1	Essais de rendement à basse vitesse	84

A.2 Essais de rendement à haute vitesse 95

Liste des tableaux

1.1	Comparaison entre les résultats obtenus avec l'optimisation de la plage du rapport de transmission (OPRT) et l'optimisation aux frontières de la plage de rapport de transmission (OFPT)	25
2.1	Propriétés du moteur de l'actionneur générique	41
3.1	Composantes de l'actionneur principal	50
3.2	Tableau sommaire des gains PID utilisés	65
3.3	Tableau des résultats des essais de rendement à basse vitesse de l'actionneur principal.	72
3.4	Tableau des résultats des essais de rendement à basse vitesse de la TVC.	73
3.5	Tableau des résultats des essais de rendement à haute vitesse de l'actionneur principal.	73
3.6	Tableau des résultats des essais de rendement à basse vitesse de la TVC.	74

Liste des figures

1	Comparaison entre une TVC et une TRD.	3
2	Transmission à variation continue de type toroïdal (tiré de [4]).	4
3	Transmission à variation continue de type sphérique (tiré de [16]).	5
4	Exemple de transmission à variation continue passive (tiré de [5]).	6
5	Transmission épicycloïdale à deux degrés de liberté (tiré de [11]).	6
6	Exemple de transmission hydrostatique (tiré de [1]).	7
7	Transmission à variation continue basée sur un mécanisme (tiré de [12]).	8
1.1	Schéma du mécanisme à cinq barres.	12
1.2	Plage du rapport de transmission.	21
1.3	Plage du rapport de transmission de référence.	22
1.4	Coefficient γ	22
1.5	Plage du rapport de transmission.	24
1.6	Coefficient γ	25
1.7	Schéma du mécanisme de l'articulation robotique.	26
1.8	Poses du mécanisme aux extrémités de sa plage de mouvement.	27
1.9	Analyse des efforts sur les membrures 2 et 3.	28
1.10	Chargements maximums des membrures selon la plage de débattement articulaire.	30
1.11	Rapport de transmission en fonction de la position.	31
2.1	Schéma d'un train épicycloïdal (source wikipedia).	34
2.2	Schéma du train planétaire typique.	36
2.3	Schéma du train planétaire à double actionnement.	38

2.4	États possibles avec la transmission à variation continue.	41
2.5	États de fonctionnement d'un train planétaire double avec $P_1 = P_4 = 50$, $k = 10$, $\alpha = 50$, $\beta = 5$, $\tau_{1m \max} = 0, 1$, $\frac{\tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max}} = 1$	42
2.6	États de fonctionnement d'un train planétaire double avec $P_1 = P_4 = 50$, $k = 10$, $\alpha = 50$, $\beta = 5$, $\tau_{1m \max} = 0, 1$, $\frac{\tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max}} = 0.5$	43
2.7	États de fonctionnement d'un train planétaire double avec $P_1 = 20 P_4 =$ 80 , $k = 1.125$, $\alpha = 50$, $\beta = 5$, $\tau_{1m \max} = 0, 8$, $\frac{\tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max}} = 0, 125$	44
3.1	Vue isométrique du prototype (modèle CAO).	48
3.2	Vue isométrique arrière du prototype (modèle CAO).	49
3.3	Vue en coupe du modèle CAO de l'entrée de la TVC	51
3.4	Modèle CAO du mécanisme à 5 barres — vue explosée.	52
3.5	Modèle CAO du module d'ajustement	54
3.6	Entry for the List of Figures (LoF)	55
3.7	Modèle CAO des modules du prototype - vue explosée.	56
3.8	Photo du prototype.	57
3.9	Photo du prototype.	58
3.10	Rapport de transmission en fonction de la position - données expérimentales et théoriques pour différentes positions d'ajustement l_1	59
3.11	Rapport de transmission en fonction de la position - données expérimentales et théoriques pour différentes positions d'ajustement l_1	60
3.12	Rapport de transmission en fonction de la position ($l_1 = 0, 82$) avec un chargement externe de 4.7 [Nm]	62
3.13	Schéma de commande à l'aide du modèle cinématique.	63
3.14	Schéma du contrôle en boucle fermée à l'articulation.	64
3.15	Schéma de contrôle de l'actionneur d'ajustement	65
3.16	Consigne et réponse lors du changement de rapport de transmission.	66
3.17	Consigne et réponse avec commande lisse.	67
3.18	Consigne et réponse avec commande rapide	68
3.19	Consigne et réponse avec une articulation chargée	68
3.20	Essai de rendement à basse vitesse, couple opposé de 11.2 Nm - sans TVC.	71
3.21	Essai de rendement à basse vitesse, couple opposé de 3.7 Nm - $l_1 = 0, 82$	72
A.1	Essais à basse vitesse, couple opposé de 7,5 Nm sans TVC	84
A.2	Essais à basse vitesse, couple opposé de 11,2 Nm sans TVC	85
A.3	Essais à basse vitesse, couple opposé de 13,1 Nm sans TVC	86
A.4	Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 1, 01$	87

A.5	Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,82$	88
A.6	Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,62$	89
A.7	Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,52$	90
A.8	Essais à basse vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,82$	91
A.9	Essais à basse vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,62$	92
A.10	Essais à basse vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,62$	93
A.11	Essais à basse vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,52$	94
A.12	Essais à haute vitesse, couple opposé de 7,5 Nm sans TVC	95
A.13	Essais à haute vitesse, couple opposé de 11,2 Nm sans TVC	96
A.14	Essais à haute vitesse, couple opposé de 13,1 Nm sans TVC	97
A.15	Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 1,01$	98
A.16	Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,82$	99
A.17	Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,62$	100
A.18	Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,52$	101
A.19	Essais à haute vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,82$	102
A.20	Essais à haute vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,62$	103
A.21	Essais à haute vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,62$	104
A.22	Essais à haute vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,52$	105

Introduction

Mise en contexte

Au cours des dernières décennies, les performances des robots ont été grandement améliorées. Les robots sont devenus plus efficaces, ils sont entre autres capables de soulever des charges plus importantes et d'atteindre de plus grandes vitesses. L'amélioration de ces performances peut entre autres être attribuable à l'évolution des moteurs électriques à courant continu ainsi qu'à l'utilisation de matériaux plus légers. Malgré les progrès importants apportés par ces contributions, un autre aspect reste encore moins exploité. L'aspect qui pourrait apporter une grande contribution à l'amélioration des performances des machines robotisées est l'intégration de transmissions possédant plusieurs rapports de réduction au niveau des actionneurs des robots.

À la base, une transmission permet d'adapter la puissance fournie par un moteur à une vitesse de rotation convenable pour son application. Le principal type de machine motrice utilisée en robotique ; c'est-à-dire les moteurs électriques à courant continu, ont habituellement une puissance maximale à un état de fonctionnement unique où la vitesse est élevée et le couple faible. On utilise donc un boîtier d'engrenages pour réduire la vitesse et augmenter le couple. Cependant, ce réducteur a habituellement un seul rapport de vitesse, ce qui signifie qu'il existe un seul état de fonctionnement pour lequel la puissance maximale du moteur est utilisée. Pour pallier à ce problème, les

concepteurs utilisent des moteurs plus puissants qui conviennent dans un plus grand nombre de situations de fonctionnement. Cependant, cela a pour conséquence d'augmenter la masse du robot et d'ainsi rendre le système moins efficace tout en limitant la plage des tâches réalisables avec le robot. Le robot peut aussi devenir plus dangereux.

En pratique, un robot polyvalent doit être capable d'effectuer des tâches variées. Par exemple, il serait souhaitable d'avoir la possibilité de soulever d'importantes charges dans certaines situations et de pouvoir se déplacer à une vitesse importante dans d'autres situations. L'utilisation de transmissions à plusieurs rapports permet d'élargir la plage de tâches réalisables par un robot sans avoir à augmenter la puissance de ses actionneurs. En effet, en conservant la même puissance et en sélectionnant le rapport de réduction approprié il est possible de soulever d'importantes charges à vitesse réduite et de se déplacer à grande vitesse dans des situations où on ne soulève pas de charge.

Malgré le fait que les transmissions à ratio variable soient très utilisées dans plusieurs domaines, il n'existe pas d'application à grande échelle de ce type de transmission en robotique. Les travaux présentés dans ce document montrent le développement d'une transmission à ratio variable de façon continue pouvant être appliquée à une articulation robotique. Avant de présenter les travaux, voici un survol des différents types de transmissions qui se trouvent dans la littérature.

Variation discrète ou continue des rapports de vitesse

Il est possible de diviser les types de transmissions variables en deux catégories. Les transmissions à ratio(s) discret(s) (TRD) possèdent un ou plusieurs rapports de réduction. Lorsqu'un rapport de réduction est sélectionné le rapport entre les vitesses d'entrée et de sortie est toujours constante peu importe l'état de fonctionnement. Dans le cas d'une transmission à variation continue (TVC). Le rapport de vitesse n'est pas fixe, tout dépendant du type de transmission, on observe généralement une plage de rapports de transmission à l'intérieur de laquelle il est possible d'atteindre tout les rapports. Ce qui signifie qu'il existe plusieurs états de fonctionnement (vitesse et couple) à la sortie de la transmission pour un même état de fonctionnement à l'entrée de la transmission. Pour illustrer la différence entre les deux types de transmissions, la figure 1 présente un exemple des états de vitesse atteignable pour chacun des types. Dans ce

cas-ci, on peut observer une TRD avec trois rapports de transmission chacun représenté par les lignes noires. La zone ombragée correspond aux états de vitesse atteignable pour une TVC dont les limites de la plage des rapports de transmission correspondent aux ratios maximums et minimums de la TRD.

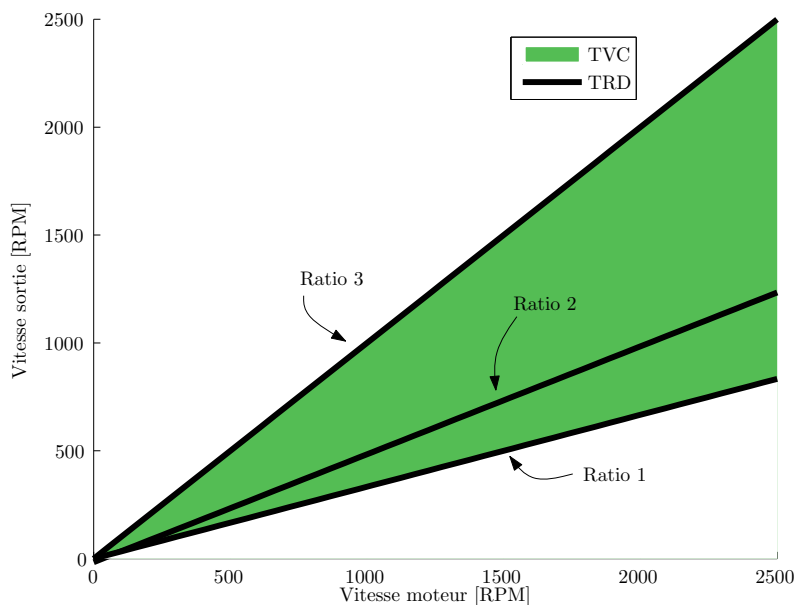


Figure 1: Comparaison entre une TVC et une TRD.

Les transmissions à ratios discrets

Les transmissions à ratios discrets sont habituellement composées uniquement d'engrenages. Une application connue est au niveau de l'automobile, on sélectionne le rapport de réduction lorsque le moteur est désengagé de la transmission et on modifie la configuration des engrenages qui transmettent la puissance aux roues. Au niveau de la robotique, les concepts développés sont habituellement basés sur des trains épicycloïdaux ([8],[9] et [21]). Ce type de transmission permet un grand rendement et peut supporter des charges utiles importantes. Cependant, elles nécessitent un actionneur supplémentaire par rapport de vitesse pour immobiliser une des partie du train épicycloïdale. De plus, ce elles requièrent un temps de réponse très rapide (50 ms) pour pouvoir changer de rapport de vitesse en mouvement sans compromettre le lien avec la membrure actionnée.

Les transmissions à variation continue

Un concept populaire qui est utilisé depuis longtemps avec les petits moteurs (moteur, scooter, vtt) est l'utilisation de deux poulies variables et d'une courroie en caoutchouc qui joue le rôle de transmission à variation continue. Ce type de transmission, s'ajuste automatiquement en fonction du couple nécessaire à la sortie par le biais d'un mécanisme passif ou d'un actionneur électrique et permet de travailler à l'état le plus près possible de la puissance maximale du moteur. Ce type de système est encore d'actualité aujourd'hui mais se prête difficilement à la robotique. Leur principal inconvénient provient du fait que les systèmes ne commencent à transmettre la puissance qu'à partir d'une certaine vitesse de rotation. Elles ne peuvent donc pas transmettre de couple à vitesse nulle tel qu'il est nécessaire au niveau d'une articulation robotique.

Un autre concept utilisé dans les domaines autres que la robotique est la transmission toroïdale [2]. Le concept est semblable à celui énoncé précédemment, dans ce cas-ci, on utilise un disque entre deux faces pour contrôler la vitesse. Il existe même une compagnie québécoise qui commercialise des TVC pour utilisation dans le domaine agricole et au niveau de la génération d'électricité (figure 2). Ce type de transmission semble plus adéquat pour des systèmes de haute puissance, car il nécessite un espace considérable et conduit à une construction massive.

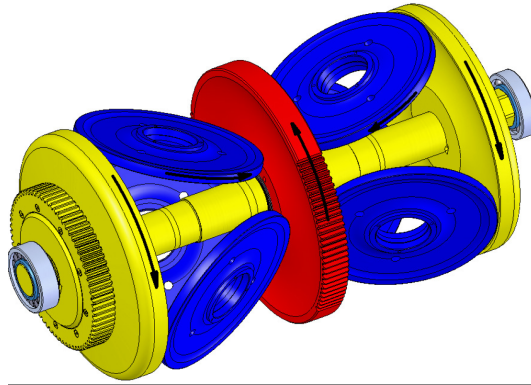


Figure 2: Transmission à variation continue de type toroïdal (tiré de [4]).

On peut classer en différentes catégories les transmissions de type TVC utilisées en robotique. D'une part, elles peuvent être passives ou actives. De plus, leur interface peut être basée sur des engrenages, sur le frottement, sur un mécanisme ou encore sur un système hydraulique.

Les transmissions à variation continue avec interface de frottement

Il existe quelques transmissions TVC basées sur une interface de frottement développées spécialement pour la robotique. Par exemple Higuchi [10] et Peshkin [16] ont étudié ce type de transmission. Un exemple de TVC de type sphérique est présenté à la figure 3. Le rapport de transmission est modifié lorsque les guides modifient l'axe de rotation de la sphère qui relie les arbres d'entrée et de sortie de la transmission. Un des inconvénients de ce type de transmission est que le couple maximal est limité par la force maximale qu'il est possible de transmettre par l'interface de frottement.

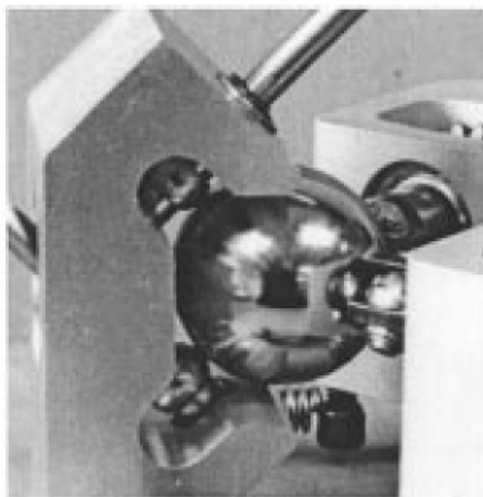


Figure 3: Transmission à variation continue de type sphérique (tiré de [16]).

Mode de changement de rapport de vitesse

Il est possible de classer les transmissions à variation continue selon leur mode d'actionnement du changement de rapport de vitesse. Par exemple, la transmission présentée à la figure 3 est active car on contrôle le rapport de vitesse à l'aide de guides. Une transmission passive modifie son rapport de réduction en fonction d'un élément externe. Par exemple, Cyders [5] et Takaki [19] ont développé des transmissions dont le rapport de transmission varie en fonction du couple appliqué à la sortie. La figure 4 présente le concept élaboré par M. Cyders [5] où l'une des membrures du mécanisme fléchit lorsque soumise à un couple important.

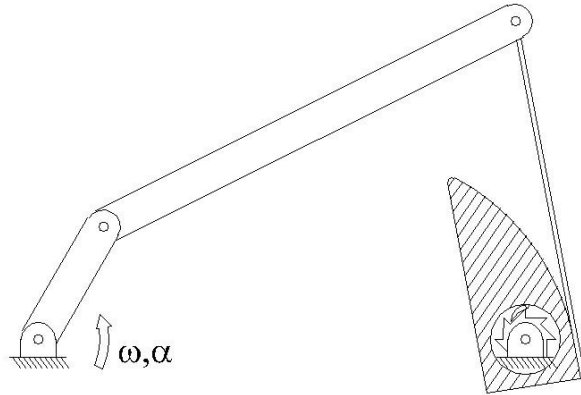


Figure 4: Exemple de transmission à variation continue passive (tiré de [5]).

Train épicycloïdale à deux degrés de liberté

Les trains planétaires à double actionnement peuvent aussi jouer le rôle de transmission à variation continue. Ce système est composé d'un train planétaire simple dont deux des éléments sont actionnés. Une de leurs applications est de pouvoir obtenir un comportement de raideur variable lors du contrôle ([11]). Le concept est présenté à la figure 5. Plusieurs auteurs ont étudié le rendement de ce type de transmission ([3], [15] et [17]) et leur comportement semble être adéquat pour la mise en oeuvre au niveau de la robotique. Cependant, la plage de fonctionnement de ce type de transmission n'est pas clairement établie dans la littérature. C'est la raison pour laquelle une étude des rapports de vitesse équivalents que l'on peut obtenir avec ce type de transmission est présentée dans le chapitre 2.

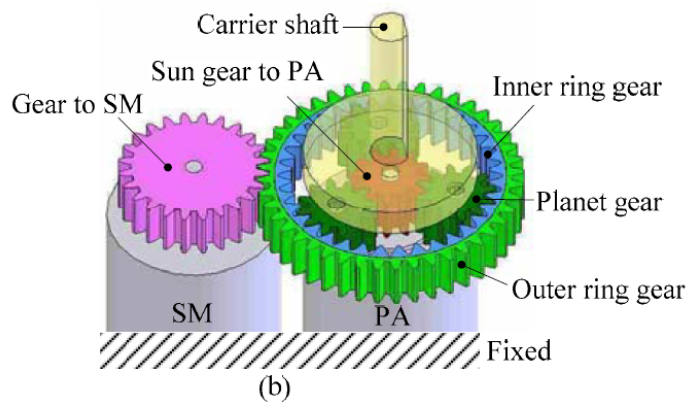


Figure 5: Transmission épicycloïdale à deux degrés de liberté (tiré de [11]).

Transmission hydrostatique

Plusieurs auteurs se sont intéressés à l'utilisation de transmissions hydrostatiques en robotique ([1],[7] et [14]). Les actionneurs à transmission hydrostatique se comportent comme des transmissions à variation continue. En faisant varier la pression et le débit du circuit hydraulique, on obtient différents états de fonctionnement qui sont comparables à ceux d'un actionneur électrique entraînant un boîtier d'engrenages fonctionnant à divers rapports de réduction. Un exemple de transmission hydrostatique développé pour la robotique est présenté à la figure 6. Les transmissions hydrostatiques ont un grand potentiel pour les applications de haute puissance. Cependant, elles ont parfois quelques inconvénients tels que la nécessité d'un réservoir, le risque de fuites et des problèmes de fiabilité.

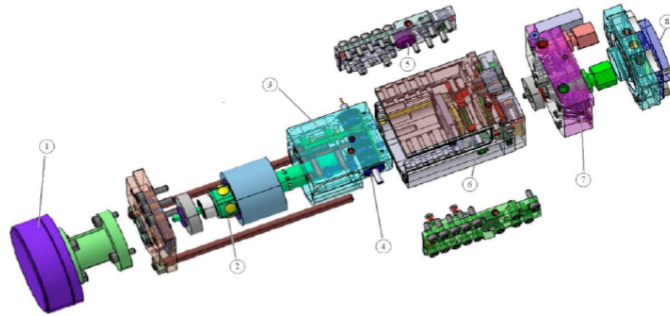


Figure 6: Exemple de transmission hydrostatique (tiré de [1]).

Transmission à variation continue basée sur un mécanisme

L'utilisation d'un mécanisme comme composante principale d'une transmission est aussi possible. Les travaux [5], [12], [19] et [22] présentent des concepts de transmission à variation continue dont la composante principale est un mécanisme parallèle. La figure 7, présente un concept de transmission composée d'un mécanisme à sept barres. Ce type d'application permet entre autres de soulever des charges importantes. Dans cet exemple, un contrôle complexe est requis puisque les deux actionneurs doivent être en parfaite coordination surtout à de très grandes vitesses de fonctionnement. De plus, l'actionneur d'ajustement nécessite l'utilisation de puissance qui ne contribue pas à l'actionnement de la charge utile et a pour effet de diminuer le rendement global du système.

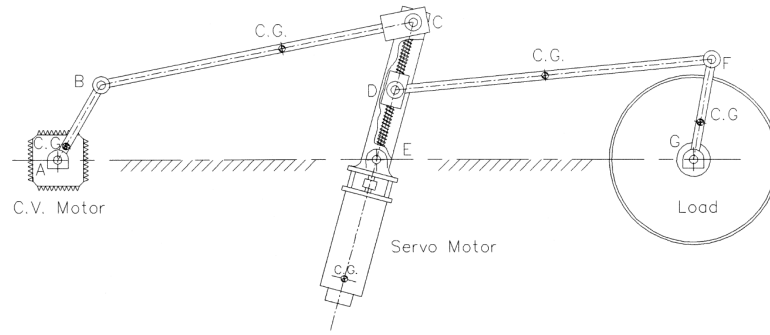


Figure 7: Transmission à variation continue basée sur un mécanisme (tiré de [12]).

Requis d'une transmission robotique

Suite à l'analyse des différents types de transmission variable utilisées dans plusieurs domaines ainsi qu'en robotique, il est important d'établir les particularités d'une transmission pour une articulation robotique. Tout d'abord, la transmission doit en permanence maintenir un lien rigide entre l'articulation robotique et le moteur. Un manquement au niveau de ce lien peut entraîner un affaissement de la membrure actionnée par le robot ainsi que toutes les autres membrures subséquentes. C'est d'ailleurs une des limitations à l'utilisation des transmissions à ratio discret au niveau de la robotique. Avec ce type de transmission, le changement de rapport en mouvement n'est pas possible et la transition en position statique nécessite d'avoir un mécanisme qui maintient la membrure en position lors du changement de rapport de transmission. Les robots possèdent généralement un frein à l'articulation. Cependant, ce frein est habituellement positionné directement sur l'arbre du moteur et on ne peut donc pas l'utiliser pour maintenir la membrure en place. De plus, un frein positionné directement sur l'articulation nécessite un plus grand couple que celui positionné avant un réducteur.

Une autre particularité est que la transmission doit être capable de transmettre un couple à vitesse nulle. Les transmissions basées sur des interfaces de frottement sont plus problématiques à ce niveau. En mouvement, ce type de transmission peut tolérer un glissement sans conséquence grave à l'articulation. Cependant si un glissement se produit à vitesse nulle il est alors nécessaire que le moteur tourne tant que cet état de glissement est présent.

Idéalement, la transmission devrait pouvoir changer de rapport de réduction lorsqu'elle est en mouvement. Cela pourrait permettre d'avoir plus de couple lors du début d'une trajectoire au moment de l'accélération et ensuite diminuer le rapport de vitesse pour gagner en vitesse.

En ce qui concerne la plage de mouvement de l'arbre de sortie de la transmission. Il n'est pas absolument nécessaire qu'il puisse effectuer des tours complets, par exemple plusieurs articulations des robots sériels ont seulement 270° de débattement. Cette particularité permet d'envisager un plus large éventail de types de transmission comme celles qui sont basées sur un mécanisme.

Objectifs des travaux de recherche

Suite à l'analyse des types de transmissions existantes et des besoins du projet, une série d'objectifs a été élaborée. Les objectifs suivants ont été fixés pour ce qui semble être la transmission idéale pour une articulation robotique d'un robot sériel.

- Le ratio de la transmission doit varier en continue.
- La transmission est active (doublement actionnée).
- Le moteur d'ajustement ne demande pas beaucoup de puissance et fonctionne le moins souvent possible.
- Le type de transmission ne doit pas être limité par son concept au niveau du couple maximal transmissible.
- La transmission amplifie la plage de ratio, il n'est pas nécessaire que ce module joue le rôle de réducteur principal .
- La plage de mouvement angulaire à la sortie doit être adéquate pour un robot sériel
- Le concept permet d'avoir un prototype léger et compact pour une densité de puissance et une mise en oeuvre optimale

Les objectifs établis ont mené à l'étude préliminaire de différentes configurations de transmission basées sur un mécanisme. En effet, c'est le type de transmission qui semblait pouvoir le mieux répondre aux objectifs. Au cours des analyses préliminaires, un concept s'est démarqué par les avantages qu'il pouvait offrir. Ce concept est une transmission à variation continue basée sur un mécanisme à cinq barres. C'est ce concept qui a été étudié en détail dans le cadre de ce projet.

Structure du mémoire

Le mémoire présente d'abord les travaux théoriques effectués sur les deux concepts jugés les plus prometteurs pour une articulation robotique. Ensuite, le processus de développement du prototype ainsi que la mise en oeuvre de la commande sont présentés. Finalement, les résultats expérimentaux permettant de confirmer la validité du concept sont exposés. On peut trouver en annexe les données expérimentales complémentaires prises lors de certains essais.

Le premier chapitre présente la partie théorique de la transmission à variation continue développée. Tout d'abord, l'analyse cinématique du mécanisme qui est au cœur de la transmission développée est établie. Ensuite, l'optimisation de la performance à l'aide des paramètres géométriques du mécanisme est présentée.

Le second chapitre présente une étude effectuée sur un autre type de transmission à variation continue ayant un potentiel pour être appliquée au niveau de la robotique ; les trains planétaires à double actionnement. Le but de cette analyse consiste à éclaircir la plage réelle de rapports de transmission, qu'il est possible d'obtenir avec ce type de transmission. Cette analyse permet aussi d'établir un point de comparaison avec la transmission développée dans le cadre de ce projet.

Finalement, dans le dernier chapitre, la conception mécanique du prototype fabriqué ainsi que les méthodes de commande sont révélées. Ensuite, la validation du comportement de la transmission est établie. Finalement, les performances de la transmission sont présentées, plus particulièrement, le rendement mécanique de la transmission a été estimé. Le document se termine par quelques recommandations sur l'amélioration du concept actuel.

Chapitre 1

Analyse cinématique et optimisation

Ce chapitre présente l'analyse cinématique du mécanisme utilisé au cœur de la transmission à variation continue développée. Tout d'abord, les équations de la cinématique sont exposées. Leur formulation permet d'établir la relation d'entrée-sortie du mécanisme ainsi que l'équation du rapport de transmission. Ensuite, à partir des équations, une optimisation des paramètres géométriques du mécanisme est effectuée afin d'obtenir une plage des rapports de transmission plus performante. Finalement le mécanisme sélectionné est présenté et la configuration dans laquelle il sera utilisé est démontrée.

1.1 Analyse cinématique

Cette section présente d'abord l'élaboration du modèle cinématique du mécanisme utilisé dans la transmission. Ensuite, la résolution des équations cinématiques permet entre autres de résoudre la relation entrée-sortie du mécanisme et l'obtention du rapport de transmission. Ces équations sont nécessaires afin de pouvoir effectuer l'optimisation des paramètres géométriques du mécanisme qui est présentée dans la section suivante.

1.1.1 Modèle cinématique

Le modèle cinématique du mécanisme à cinq barres est utilisé pour développer l'articulation robotique avec un rapport de transmission variable. L'architecture du mécanisme étudié est présentée à la figure 1.1. Le moteur principal actionne la liaison

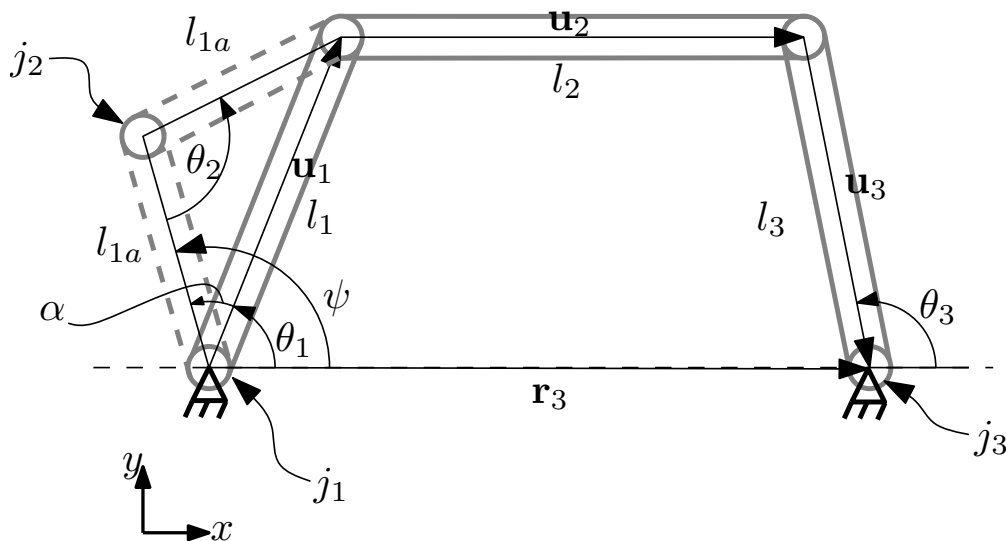


Figure 1.1: Schéma du mécanisme à cinq barres.

rotoïde j_1 , qui fournit la puissance d'actionnement à la transmission ce qui permet à l'articulation robotique de générer un mouvement. L'actionneur d'ajustement est situé à l'articulation rotoïde j_2 . Il permet de modifier la configuration du mécanisme et par le fait même de changer le rapport de transmission de l'articulation robotique. Pour une configuration donnée de l'articulation j_2 , on peut simplifier le mécanisme à cinq barres par un mécanisme à 4 barres avec une membrure d'entrée de longueur virtuelle (l_1). En effet, pour une position angulaire donnée de l'articulation j_2 , il est

possible de remplacer conceptuellement les deux membrures l_{1a} et l'articulation j_2 par la membrure de longueur l_1 représentée par le vecteur \mathbf{u}_1 . Dans cette section, la longueur l_1 sera considérée comme étant variable afin de remplacer l'actionneur d'ajustement. Dans le concept final, il sera préférable d'utiliser deux membrures de longueur égale pour atteindre les limites de la longueur l_1 . La sortie du mécanisme à cinq barres est l'articulation rotoïde j_3 . C'est par le biais de celle-ci que le mouvement de l'articulation robotique sera contrôlé.

1.1.2 Résolution des équations cinématiques

L'équation d'entrée-sortie du mécanisme est définie comme étant la position angulaire de l'articulation j_3 en fonction des deux entrées du système (articulation j_1 et la longueur l_1). D'autre part, il est aussi possible d'écrire l'équation de la coordonnée articulaire nécessaire à l'actionneur principal (articulation j_1) en fonction de la position articulaire désirée à la sortie (articulation j_3) et de la longueur l_1 fixée selon le rapport de transmission désiré.

Pour résoudre l'équation entrée-sortie, il faut d'abord écrire l'équation formée par la boucle de vecteurs :

$$\mathbf{u}_1 = \mathbf{r}_3 - \mathbf{u}_2 - \mathbf{u}_3 \quad (1.1)$$

avec

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_1 &= [l_1 \cos \theta_1 \quad l_1 \sin \theta_1]^T \\ \mathbf{u}_3 &= [-l_3 \cos \theta_3 \quad -l_3 \sin \theta_3]^T \\ \mathbf{r}_3 &= [1 \quad 0]^T \end{aligned}$$

où θ_1 est la coordonnée articulaire associée à la membrure virtuelle de longueur l_1 , θ_3 est la coordonnée articulaire de l'articulation j_3 et le vecteur \mathbf{u}_i est défini par la membrure i de longueur l_i tel que présenté à la figure 1.1. De plus, le vecteur \mathbf{r}_3 est un vecteur de longueur unitaire fixé sur l'abscisse situé entre les deux points d'attache fixes du mécanisme. Ce vecteur est utilisé comme base de normalisation des paramètres du mécanisme.

Ensuite, on résout pour \mathbf{u}_2 , on obtient

$$\|\mathbf{u}_2\|^2 = l_2^2 = \mathbf{u}_2^T \mathbf{u}_2 \quad (1.2)$$

$$= (\mathbf{r}_3 - \mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_3)^T (\mathbf{r}_3 - \mathbf{u}_1 - \mathbf{u}_3) \quad (1.3)$$

$$= (1 - l_1 \cos \theta_1 + l_3 \cos \theta_3)^2 + (-l_1 \sin \theta_1 + l_3 \sin \theta_3)^2. \quad (1.4)$$

À partir de l'équation (1.4) il est possible de résoudre selon θ_1 ou θ_3 . Si on résout pour θ_1 , l'équation obtenue par le développement et la simplification de l'équation (1.4) a la forme suivante,

$$W \cos \theta_1 + X \sin \theta_1 = Y \quad (1.5)$$

où

$$\begin{aligned} W &= -2l_1 - 2l_1 l_3 \cos \theta_3 \\ X &= -2l_1 l_3 \sin \theta_3 \\ Y &= l_2^2 - 2l_3 \cos \theta_3 - l_1^2 - l_3^2 - 1. \end{aligned}$$

En substituant les identités trigonométriques suivantes dans (1.5)

$$\cos \theta_1 \equiv \frac{1 - t_1^2}{1 + t_1^2}, \quad \sin \theta_1 \equiv \frac{2t_1}{1 + t_1^2}, \quad t_1 = \tan \left(\frac{\theta_1}{2} \right) \quad (1.6)$$

on obtient une équation quadratique en t_1 dont la solution conduit à

$$\theta_1 = 2 \arctan \left(\frac{X \pm \sqrt{W^2 + X^2 - Y^2}}{W + Y} \right). \quad (1.7)$$

Tel qu'attendu pour un mécanisme à quatre barres, deux solutions sont possibles pour θ_1 .

1.1.3 Expression du rapport de transmission

Le rapport de transmission M , est défini comme étant $\frac{\dot{\theta}_1}{\dot{\theta}_3}$ et est obtenu en dérivant (1.5) par rapport au temps. On obtient l'équation suivante

$$M = \frac{\dot{\theta}_1}{\dot{\theta}_3} = \frac{d\theta_1}{d\theta_3} = \frac{-b}{a} \quad (1.8)$$

où

$$a = 2l_1 \sin \theta_1 + 2l_1 l_3 \sin \theta_1 \cos \theta_3 - 2l_1 l_3 \cos \theta_1 \sin \theta_3 \quad (1.9)$$

$$b = -2l_3 \sin \theta_3 + 2l_1 l_3 \cos \theta_1 \sin \theta_3 - 2l_1 l_3 \sin \theta_1 \cos \theta_3. \quad (1.10)$$

En utilisant cette convention pour le rapport de transmission, un ratio plus grand que 1 signifie que la transmission est démultipliée (vitesse de sortie plus petite que la vitesse à l'entrée) et elle est surmultipliée lorsque le rapport de transmission est plus petit que 1.

1.1.4 Équations de conversion

Les équations présentées dans les sections 1.1.2 et 1.1.3 peuvent être modifiées afin d'être exprimées directement en fonction des variables associées au mécanisme à cinq barres, c'est à dire ψ , θ_2 et l_{1a} . Pour ce faire, il faut effectuer les substitutions suivantes :

$$l_1 = 2l_{1a} \cos \alpha \quad (1.11)$$

$$\theta_1 = \psi - \alpha \quad (1.12)$$

avec

$$\alpha = \frac{\pi - \theta_2}{2} \quad (1.13)$$

1.2 Optimisation des paramètres géométriques

L'objectif principal de ces travaux consiste à synthétiser une transmission dont le rapport de transmission est ajustable. Cependant, étant donné qu'un mécanisme est utilisé comme composante principale de la transmission, le rapport de transmission varie en fonction de la configuration du mécanisme et par le fait même en fonction de la position articulaire à la sortie de la transmission. Toutefois, il est possible de minimiser la variation du rapport de transmission due à ce changement de configuration en optimisant les paramètres géométriques du mécanisme.

La nature du problème nous amène à utiliser l'optimisation numérique. En effet, le problème consiste à optimiser le rapport de transmission en fonction de deux paramètres ; soit la position articulaire à l'entrée ou à la sortie et la valeur du paramètre d'ajustement (l_1). Ce problème correspond à tenter de reproduire une fonction de deux variables et s'avère complexes . Il n'est donc pas possible de générer un mécanisme à partir des équations symboliques tout comme il est possible de le faire avec la synthèse de mécanismes à quatre barres avec un nombre discret de poses.

Deux types d'analyses ont été effectuées pour déterminer une architecture adéquate du mécanisme. La première utilise un critère de performance qui considère la plage de mouvement complète du mécanisme. La seconde méthode considère seulement les mouvements pour les extremums du paramètre d'ajustement (l_1). La première méthode est plus adéquate si on est intéressé à avoir plusieurs rapports de transmission intermédiaires et la seconde est plus adéquate si l'on désire avoir de meilleures performances avec les rapports de transmission minimal et maximal.

1.2.1 Paramètres d'optimisation

Les variables de conception utilisées pour l'optimisation sont présentées par le vecteur \mathbf{p} suivant

$$\mathbf{p} = [l_2 \ l_3 \ l_{1m} \ l_{1r} \ \theta_{3m} \ \theta_{3r}]^T. \quad (1.14)$$

Les 2 premières variables sont les longueurs des membrures du mécanisme. Les deux suivantes déterminent les valeurs minimale et maximale que peut prendre l_1 . Les cinquième et sixième variables établissent respectivement la position angulaire minimale ainsi que la plage angulaire possible à la sortie de la transmission (articulation j_3). Des limites sur les paramètres d'optimisation ont été établies afin d'obtenir des solutions réalisables. Les limites suivantes ont été imposées lors du processus d'optimisation

$$\begin{aligned} l_2, l_3, l_{1m}, l_{1r} &\in [0, 5] \\ \theta_{3m} &\in [0, 2\pi][rad] \\ \theta_{3r} &\in [1, 2\pi][rad] \end{aligned}$$

Les limites concernant les longueurs des membrures ont été déterminées pour que le mécanisme soit mécaniquement réalisable. La valeur de la limite sur θ_{3r} est importante, car elle détermine la plage de mouvement angulaire possible à la sortie. Une amplitude minimum de 1 [rad] a été sélectionnée afin de couvrir une plus grande étendue de possibilités. Cette valeur d'amplitude peu sembler trop petite au niveau pratique pour une articulation de robot. Cependant, la plage de mouvement peut être amplifiée en utilisant par exemple une paire d'engrenages à la sortie du mécanisme. Cette approche nécessite toutefois d'ajuster les propriétés de l'actionneur principal afin de maintenir le même comportement sur l'arbre final.

1.2.2 Comportement désiré

Avant d'entreprendre le processus d'optimisation, il est souhaitable de déterminer la plage de rapport de transmission désirée ainsi que les ratios minimum et maximum acceptables.

Un des buts du mécanisme de l'articulation robotique est d'avoir la plus grande plage de rapport de réduction. Cette propriété est évaluée à l'aide d'un coefficient qui mesure, pour une position donnée à la sortie, l'amplification de ratio possible par la transmission. Cette amplification est définie comme étant le coefficient γ

$$\gamma(\theta_3) = M_{\max}(\theta_3)/M_{\min}(\theta_3) \quad (1.15)$$

où $M_{\max}(\theta_3)$ et $M_{\min}(\theta_3)$ correspondent, respectivement, aux rapports de transmission maximum et minimum disponibles pour une position θ_3 donnée. Pour justifier l'utilisation d'une transmission à variation continue, une valeur intéressante du facteur d'amplification est d'environ $\gamma = 4$.

En ce qui concerne les rapports minimum et maximum acceptables du mécanisme, il est souhaité que la plage des rapports de transmission soit celle ayant les ratios les plus élevés. En effet, un rapport de réduction plus élevé enlève le besoin d'avoir un boîtier d'engrenages au niveau de l'actionneur principal. Tel que mentionné dans les objectifs des travaux, le concept sélectionné répond au besoin d'apporter différents ratios de réduction à une articulation robotique, il ne répond pas au besoin de remplacer la boîte d'engrenage servant de réduction principale à l'actionneur. Cependant, la plage de rapports de transmission qu'offre la transmission à variation continue détermine les composantes nécessaires à l'actionnement. Par exemple, si les rapports de transmission sont bas (plus petit que 1), pour obtenir un couple désiré à la sortie, il sera nécessaire d'augmenter le rapport de réduction au niveau de la boîte d'engrenage ce qui généralement augmente la masse du système. Par contre, selon la configuration à l'actionneur principal, il est possible qu'on désire augmenter la vitesse à la sortie. À ce moment il peut être désirable d'avoir une partie de la plage de ratio disponible en dessous de 1 et l'autre partie au dessus. Ainsi, le rapport de réduction minimal acceptable sélectionné est de 0,7 :1.

1.2.3 Optimisation de la plage des rapports de transmission

L'objectif de ce processus d'optimisation est de minimiser la différence entre la plage des ratios de transmission de référence et celle obtenue avec un ensemble de paramètres. Cette plage est en fait une surface correspondant au rapport de transmission M en fonction de l_1 et de θ_3 . Le comportement désiré du rapport de transmission est qu'il soit indépendant de θ_3 pour une valeur fixe de l_1 et qu'il varie selon une courbe de référence lorsque l_1 change.

La courbe de référence qui exprime le rapport de transmission en fonction de l_1 peut être déterminée arbitrairement. En réalité, cette courbe de référence ne peut être déterminée facilement. La transition entre le ratio minimum et maximum pourrait être de différentes formes sans affecter le comportement de la transmission. En effet, que la transition soit linéaire, qu'elle suive une fonction polynomiale ou toute autre fonction non linéaire, la seule conséquence sera d'adapter le comportement du moteur d'ajustement adéquatement. Étant donné qu'il n'y a pas de courbe spécifique requise, la courbe de référence prend la forme d'un polynôme de degré n et est définie par trois paramètres qui sont ajoutés au vecteur des paramètres d'optimisation \mathbf{p} . L'équation de la courbe de référence est la suivante

$$M(l_1) = M_p \left(\frac{l_1 - l_{1m}}{l_{1r}} \right)^n + M_{\min}, \quad l_1 \in [l_{1m}, (l_{1m} + l_{1r})] \quad (1.16)$$

où M_{\min} représente le ratio de transmission minimum désiré, M_p est la plage de ratio de transmission désirée et n est le degré du polynôme de la courbe de référence. La courbe de référence $M(l_1)$ est étendue dans la direction de θ_3 afin de créer une surface de référence G .

Avec l'ajout des paramètres de la courbe de référence, les paramètres pour l'optimisation de la plage des rapports de transmission (OPRT) sont

$$\mathbf{p}_T = [\mathbf{p}^T, M_p, M_{\min}, n]^T \quad (1.17)$$

1.2.3.1 Critère de performance

Afin d'évaluer la performance d'un ensemble de paramètres donnés, la surface est discrétisée en un nombre de points. L'efficacité des paramètres est évaluée selon le

critère de performance suivant

$$\min_{\mathbf{p}_T} \eta \quad (1.18)$$

avec

$$\eta = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m (F_{ij}(\mathbf{p}_T) - G_{ij})^2 \quad (1.19)$$

où $F_{ij}(\mathbf{p}_T)$ est le rapport de transmission obtenu pour le mécanisme à un point donné sur la surface et G_{ij} est le rapport de transmission au même point sur la surface de référence. La surface représentant la plage des rapports de transmission a été discrétisée puisque la résolution du critère de performance (basée principalement sur l'équation du rapport de transmission 1.8) de façon symbolique (à l'aide d'une intégrale) s'avérait complexe.

1.2.3.2 Résultats

L'optimisation a été effectuée à l'aide d'une routine de minimisation non linéaire et contrainte basée sur l'algorithme de programmation séquentielle quadratique de MATLAB (Fmincon) et, dans un deuxième temps, à l'aide d'un algorithme génétique (Matlab). Dans les deux cas, le problème d'optimisation est défini par le critère de performance défini à la section 1.2.3.1 et doit respecter les contraintes au niveau des paramètres établies à la section 1.2.1. Afin d'éliminer les configurations pour lesquelles le mécanisme ne peut être assemblé, une valeur de 1000 est attribuée à F_{ij} en ces points. L'ajout de cette pénalité permet d'éliminer les solutions qui incluent une configuration pour laquelle le mécanisme ne peut s'assembler à l'intérieur de sa plage de mouvement. Cette approche permet de garantir que la plage de mouvement est uniforme pour toutes les valeurs du paramètre d'ajustement. Cependant, cette pénalité peut introduire une discontinuité dans l'objectif du problème d'optimisation réduisant les performances de l'algorithme d'optimisation. La meilleure approche aurait été d'inclure la contrainte d'assemblage au niveau de la définition du problème d'optimisation. Toutefois, il n'est pas possible de définir cette contrainte à ce niveau afin de tenir compte de toutes les configurations d'assemblage du mécanisme dans sa plage de mouvement tout en considérant la plage du paramètre d'ajustement (l_1).

Alors, l'algorithme FMINCON a été utilisé avec les paramètres initiaux déterminés par les analyses préliminaires. Ensuite, d'autres points de départ arbitraires ont été utilisés afin de chercher d'autres solutions possibles. À ce moment, soit l'algorithme

convergeait vers la même solution qu'avec les paramètres initiaux, ou bien il ne convergeait pas vers une valeur plus faible du critère de performance.

L'algorithme FMINCON converge vers une solution locale et ne garantit pas une solution optimale globale. Si un algorithme génétique ne garantit pas davantage d'obtenir l'optimum global, celui-ci génère dans la plupart des cas une plus grande variété d'optima locaux. La convergence d'un algorithme génétique est plus lente (demande plus d'itération) mais considère une plus grande plage de solutions possibles. Cependant, dans ce cas-ci, des résultats similaires ont été trouvés avec les deux méthodes. Du point de vue de la conception, cela nous donne confiance dans la qualité des solutions obtenues. Par contre, du point de vue des mathématiques, cela ne garantit en rien que l'optimum global est atteint. L'ensemble des paramètres trouvés est le suivant :

$$\bar{\mathbf{p}}_T = [1.457 \quad 1.97 \quad 0.46 \quad 2.0 \quad 1.904 \quad 1.0 \quad 3.218 \quad 3.0 \quad 1.0]^T \quad (1.20)$$

et donne un critère de performance de 422.

La figure 1.2 a) présente la plage du ratio de transmission, la figure 1.3 b) présente la plage du ratio de transmission de référence et la figure 1.4 le rapport d'amplification du ratio de transmission noté γ en fonction de la position θ_3 .

1.2.4 Optimisation aux frontières de la plage des rapports de transmission

L'optimisation aux frontières de la plage des rapports de transmission (OFPT) réduit la taille de l'analyse en ne considérant seulement que les frontières de la plage des rapports de transmission. Ceci signifie que le comportement intermédiaire entre le ratio minimum et maximum n'est pas considéré.

1.2.4.1 Critère de performance

Le but de cette méthode d'optimisation est de minimiser la variation du rapport de transmission selon la position angulaire (θ_3) pour les positions minimales et maximales du paramètre d'ajustement de ratio (l_1). Un autre élément considéré dans le processus d'optimisation est de maximiser le coefficient d'amplitude des rapports de transmission

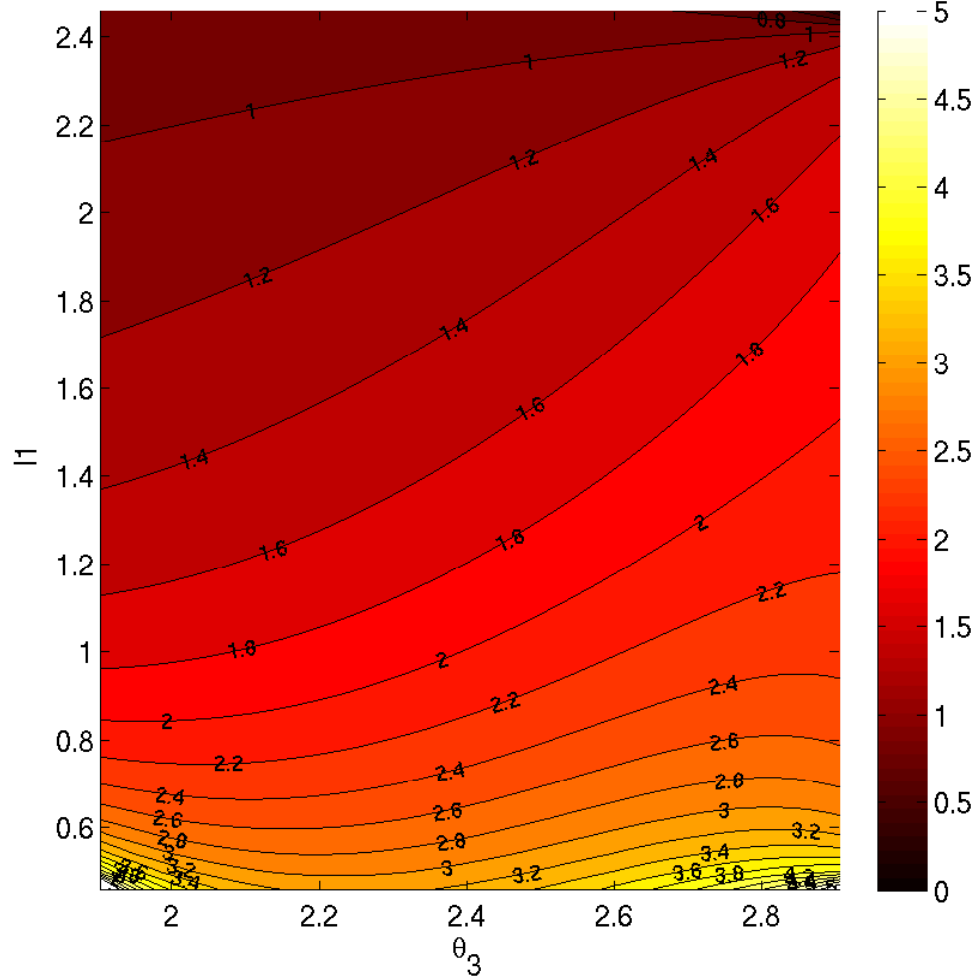


Figure 1.2: Plage du rapport de transmission.

γ . De plus, des pénalités sont ajoutées au critère de performance pour éliminer les configurations qui ne sont pas réalisables (mécanisme ne peut s'assembler) ou pour contrôler le rapport de réduction minimum acceptable de 0,7 :1. Le critère de performance est le suivant :

$$\min_{\mathbf{p}} \mu \quad (1.21)$$

avec

$$\begin{aligned} \mu = & \text{var} [M(l_{1min})] + \text{var} [M(l_{1max})] \\ & + \text{var} (\gamma) + \frac{1}{\gamma} + n_{out} \rho + z \end{aligned} \quad (1.22)$$

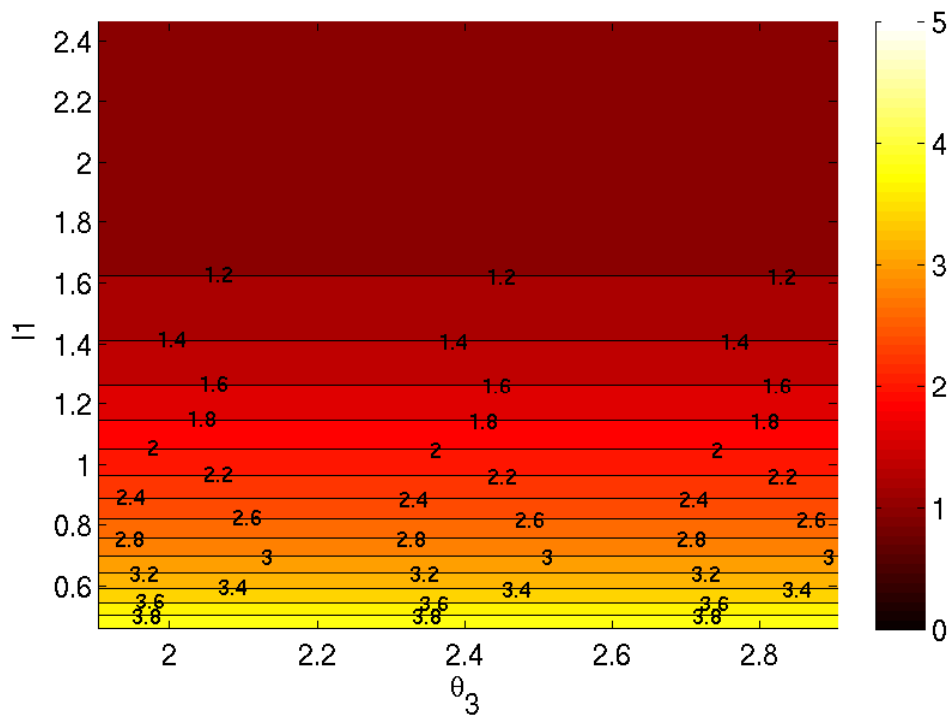
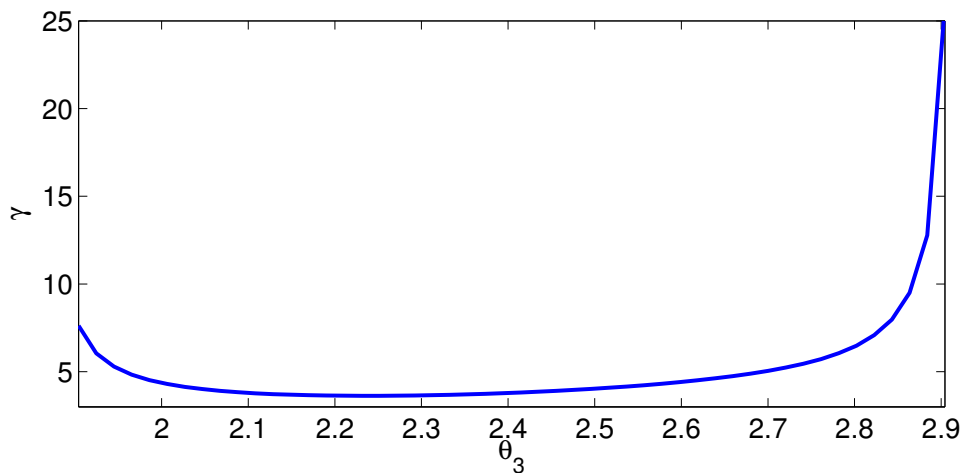


Figure 1.3: Plage du rapport de transmission de référence.

Figure 1.4: Coefficient γ .

où $\text{var} [M (l_{1_{min}})]$, $\text{var} [M (l_{1_{max}})]$ sont, respectivement, la variance du rapport de transmission pour la longueur minimale et maximale de l_1 , $\text{var} (\gamma)$, est la variance de γ , $\bar{\gamma}$ est la moyenne de γ et n_{out} est le nombre de points qui se trouvent dans le domaine de travail qui ne font pas partie de l'espace atteignable du mécanisme. La pénalité sur ces points est pondérée par le facteur ρ . Tel que discuté dans la section 1.2.3.2, cette

pénalité peut amener des discontinuités lors de la résolution du problème mais est nécessaire pour obtenir un résultat adéquat. Tous les indices ci-dessus sont considérés pour le domaine de θ_3 qui est un des paramètres d'optimisation. De plus, z est un indice de pénalité qui permet de contrôler le rapport de réduction minimum acceptable. Le rapport de réduction minimum détermine à quel point le mécanisme est surmultiplié, un rapport de réduction surmultiplié plus petit que 0,7 :1 n'est pas désirable pour les raisons mentionnées à la section 1.2.2.

1.2.4.2 Résultats

Afin de déterminer les paramètres optimaux, un algorithme génétique a été utilisé pour minimiser le critère de performance tout en tenant compte des frontières établies à la section 1.2.1. En effet, l'algorithme d'optimisation local tel que FMINCON s'est révélé moins performant pour débiter le processus d'optimisation. En fait, la convergence vers un minimum local n'était pas toujours possible. L'utilisation de pénalités dans le critère de performance peut expliquer le problème rencontré.

Après plusieurs analyses effectuées en utilisant différentes populations initiales de paramètres, une solution optimale a été trouvée. L'ensemble des paramètres optimaux trouvés est le suivant :

$$\mathbf{p} = [1.391 \quad 2.004 \quad 0.388 \quad 2.395 \quad 2.125 \quad 3.125] \quad (1.23)$$

La plage de transmission obtenu est présentée à la figure 1.5. L'indice d'amplification du rapport de transmission (γ) en fonction de la position articulaire à la sortie (θ_3) est présenté à la figure 1.6.

1.2.5 Discussion et sélection du mécanisme

Les deux méthodes d'optimisation présentées dans les sections 1.2.3 et 1.2.4 ont chacune leurs avantages et inconvénients. L'optimisation sur la plage entière du rapports de transmission fournit une géométrie optimale pour une plage de rapport de référence. Cette solution devrait apporter une meilleure performance sur l'ensemble des rapports de transmission disponibles. Cependant, il est possible d'observer que les différences entre les figures 1.2 et 1.5 ne sont pas importantes. Un des facteurs importants influençant les résultats obtenus à l'aide de l'optimisation sur les frontières de la

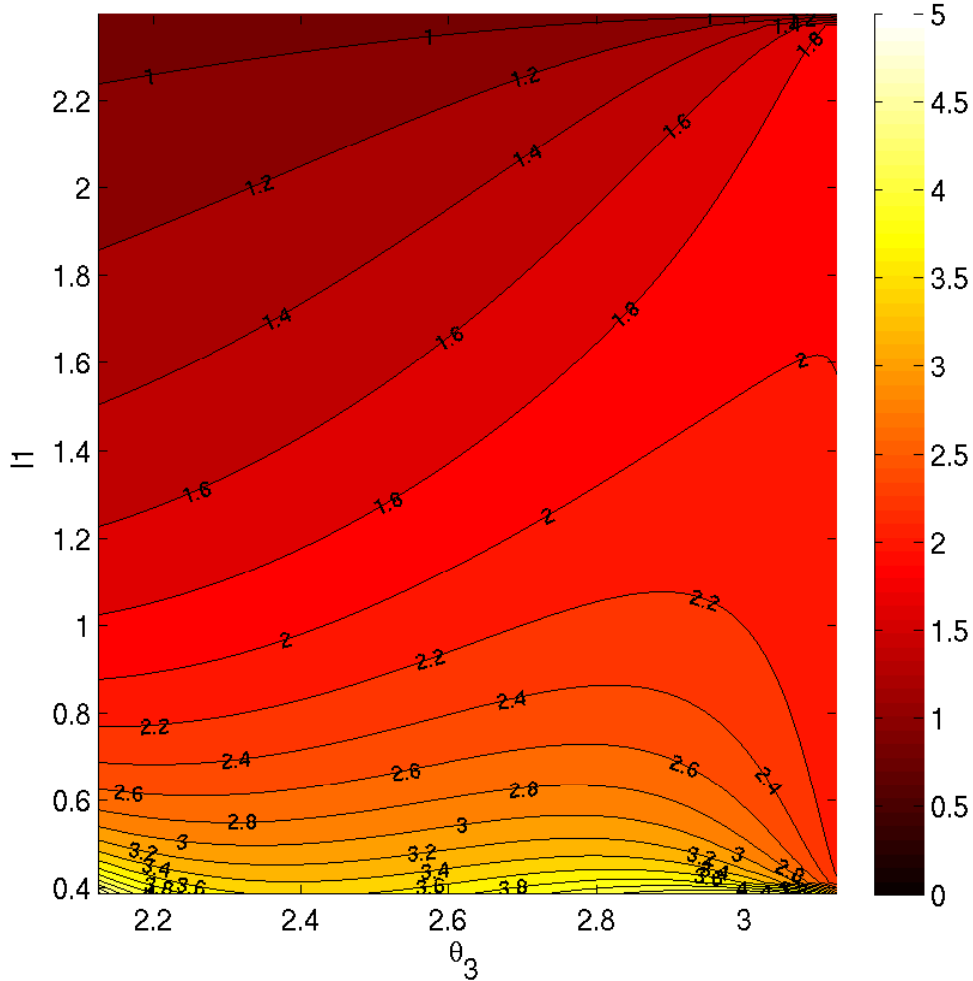
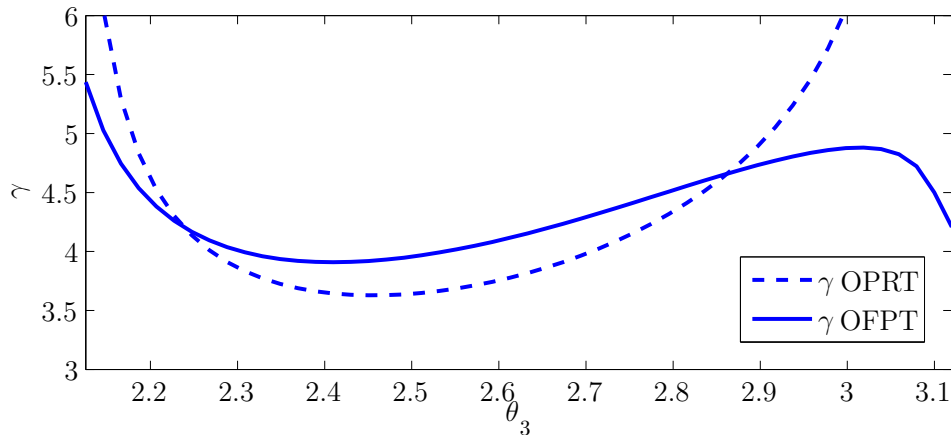


Figure 1.5: Plage du rapport de transmission.

plage de rapport de transmission est la frontière fixée sur les paramètres de la courbe de référence. Les paramètres M_{max} et M_{min} avaient tendance à converger, respectivement, vers leur limite inférieure et supérieure. Ceci avait pour conséquence d'affecter directement le facteur d'amplification γ .

La méthode d'optimisation sur les frontières permet d'obtenir un plus grand facteur d'amplification et un comportement plus linéaire aux positions d'ajustement maximum et minimum. Le tableau 1.1 compare les deux méthodes d'optimisation selon les critères utilisés pour l'OFPT. On peut observer que la variance des 3 premiers critères est significativement plus basse avec l'OFPT. Cependant, la moyenne avec l'OPRT est plus élevée ce qui pourrait signifier qu'une plus grande amplification de rapports de

Figure 1.6: Coefficient γ .

transmission est possible avec cette configuration. Ce n'est pourtant pas le cas. En comparant les deux courbes sur la figure 1.6, on peut observer que pour une majorité du domaine articulaire θ_3 , γ est plus élevé avec les paramètres de l'OFPT. De plus, le facteur d'amplification minimum est plus grand avec l'OFPT et le comportement plus uniforme.

Tableau 1.1: Comparaison entre les résultats obtenus avec l'optimisation de la plage du rapport de transmission (OPRT) et l'optimisation aux frontières de la plage de rapport de transmission (OFPT)

	OPRT	OFPT
var $M(l_{1_{min}})$	0,43	0,12
var $M(l_{1_{max}})$	0,013	1,1E-4
var γ	6,5	0,13
$\bar{\gamma}$	4,97	4,36
γ_{\min}	3,62	3,9

1.3 Mécanisme sélectionné

Cette section présente le mécanisme obtenu à l'aide de l'optimisation aux frontières de la plage des rapports de transmission. L'architecture trouvée avec cette méthode a été préférée car elle offre des performances significativement meilleures pour les ratios minimum et maximum alors que seulement de minimes différences sont observées sur

le reste de la plage de travail de la transmission.

Un schéma du concept proposé avec le mécanisme à l'échelle, est présenté à la figure 1.7. L'actionneur principal M_1 , est composé d'un moteur DC et d'un boîtier d'engrenage et actionne l'articulation rotoïde j_1 .

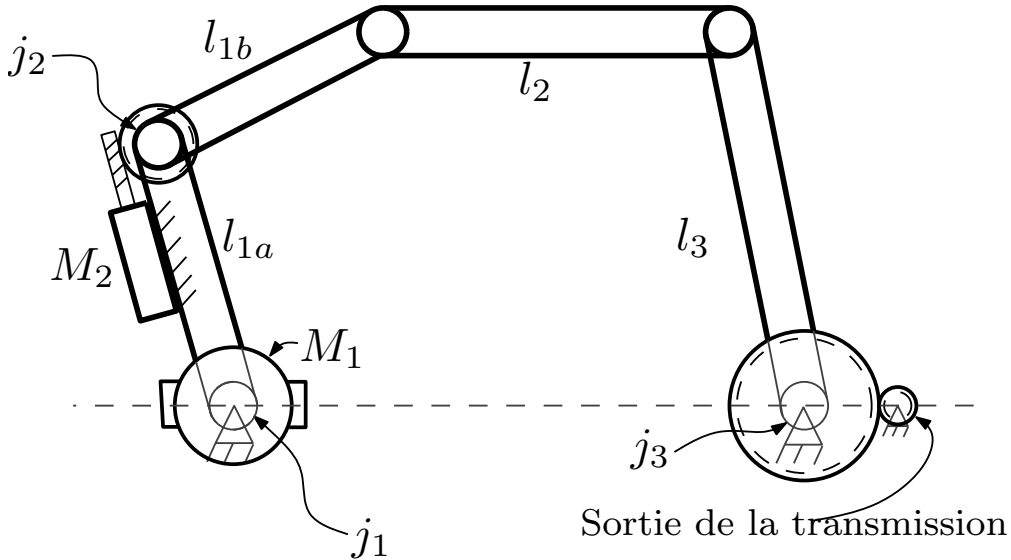
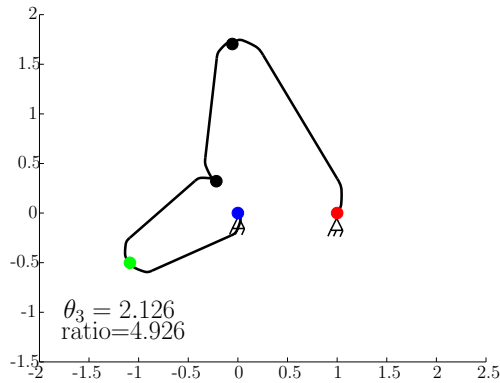


Figure 1.7: Schéma du mécanisme de l'articulation robotique.

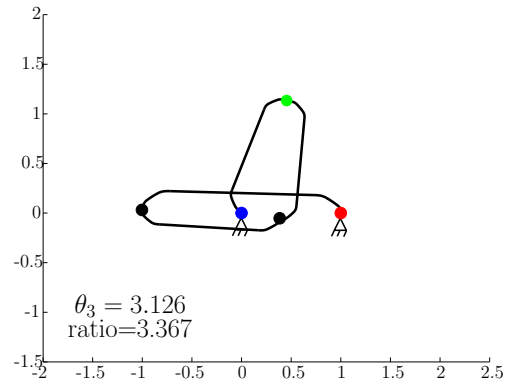
L'actionneur d'ajustement est composé d'un moteur DC et d'une transmission et active l'articulation j_2 . Il est préférable d'utiliser une transmission qui peut être actionnée seulement dans une direction (auto-bloquante), c'est-à-dire par le moteur, ceci permet de réduire la puissance nécessaire à l'actionneur car il fonctionne seulement lors de la phase de changement de rapport. Par exemple, une paire d'engrenages de type vis sans fin pourrait permettre l'actionnement unidirectionnel tout en étant compact. Une limite mécanique pourrait aussi être utilisée afin de s'assurer que les membrures l_{1a} et l_{1b} se replient toujours du même côté. L'arbre de sortie du mécanisme est situé à l'articulation j_3 . Cependant, puisque le débattement angulaire à cette articulation est seulement de 1 [rad], une paire d'engrenages est ajoutée afin d'amplifier la plage de mouvement pour qu'elle rencontre les besoins d'une articulation robotique. Le véritable arbre de sortie de la transmission est situé à l'articulation j_4 .

Le mécanisme à barres est présenté dans différentes configurations à la figure 1.8. Les configurations présentées correspondent à la longueur minimum (figures 1.8 a) et 1.8 b)) et maximum (figures 1.8 c) et 1.8 d)) de l_1 à chaque extrémité de la plage de

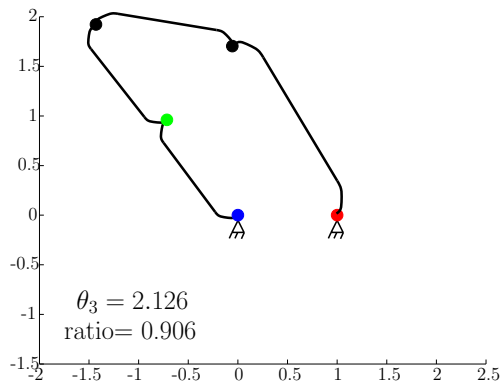
mouvement articulaire à la sortie.



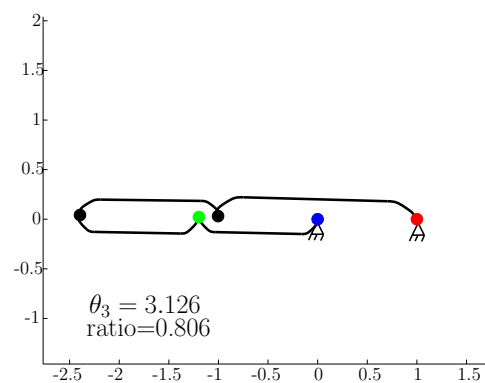
(a) $l_1 = 0,39$



(b) $l_1 = 0,39$



(c) $l_1 = 2,395$



(d) $l_1 = 2,395$

Figure 1.8: Poses du mécanisme aux extrémités de sa plage de mouvement.

1.4 Ajustements finaux basés sur les efforts internes

Suite à l'optimisation des paramètres du mécanisme, une étude des efforts internes a été effectuée afin de dimensionner les membrures adéquatement. En étudiant les efforts internes du mécanisme, on peut constater qu'il existe deux configurations pour lesquelles ces efforts sont très importants. On peut observer ce phénomène aux configu-

rations avoisinantes à celles présentées aux figures 1.8 b) et 1.8 d) alors que le mécanisme est près d'une singularité. Ces configurations se trouvent à l'une des extrémités de la plage de mouvement du mécanisme. Alors, afin de limiter les efforts internes problématiques, une évaluation de la possibilité de réduire la plage de fonctionnement du mécanisme est effectuée. Le rapport de transmission de l'engrenage servant à amplifier le mouvement du mécanisme original (1 [rad]) est de 1 : 4,71 pour avoir un débattement adéquat à l'articulation ($3\pi/2$). En réduisant la plage de débattement, il faudrait augmenter le rapport d'amplification de la paire d'engrenages.

Voici un exemple d'analyse des efforts effectuée sur les membrures 2 et 3 afin de déterminer la plage de fonctionnement idéal du mécanisme qui limite les efforts internes. Le comportement est similaire pour les autres membrures et articulations. Le schéma est présenté à la figure 1.9. L'analyse détermine quels sont les efforts normaux dans les

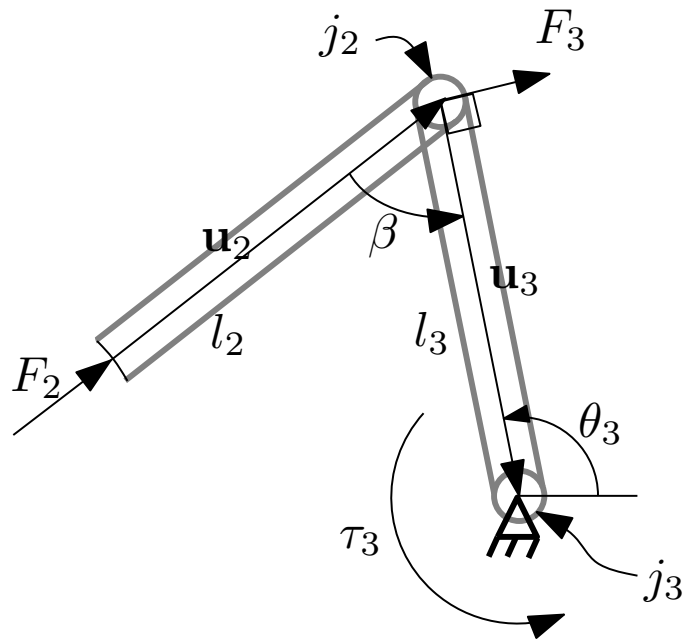


Figure 1.9: Analyse des efforts sur les membrures 2 et 3.

membrures 2 et 3 pour un couple τ_s désiré à la sortie de la transmission. Le couple τ_3 appliqué à l'articulation j_3 est fonction du rapport d'amplification actuel M_{amp} , du couple désiré à la sortie et de la plage de débattement à l'arbre de sortie θ_{4r} désirée normalisée par rapport à la plage de débattement originale (1 [rad]). L'équation du couple à l'articulation j_3 est la suivante

$$\tau_3 = \tau_s \frac{M_{amp}}{\theta_{4r}} \quad (1.24)$$

L'effort tranchant à l'articulation j_2 (F_{3t}) pour contrer le couple est déterminé par l'équation suivante

$$F_{3t} = \tau_3/l_3. \quad (1.25)$$

On peut alors déterminer l'effort normal dans la membrure 2 :

$$F_2 = \frac{F_{3t}}{\cos(\beta - \pi/2)} \quad (1.26)$$

où β est l'angle entre les membrures 2 et 3. Celui-ci est déterminé à l'aide du produit scalaire des 2 vecteurs représentant les membrures tel qu'exprimé ci-dessous

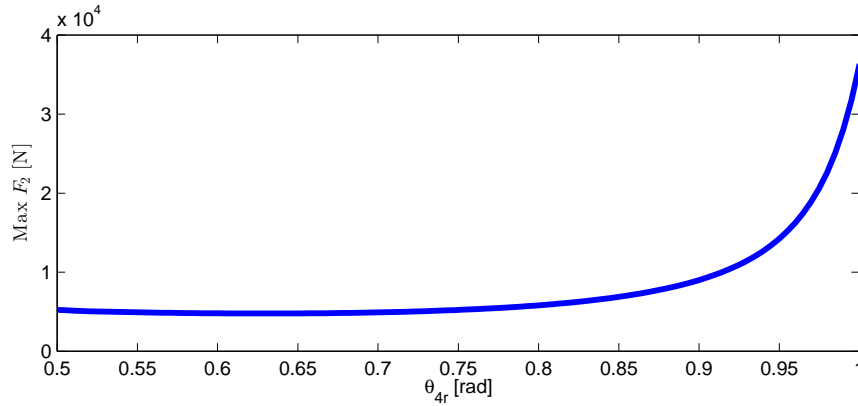
$$\cos \beta = \frac{\mathbf{u}_2 \cdot \mathbf{u}_3}{l_2 l_3}. \quad (1.27)$$

L'effort normal dans la membrure 3 est ensuite établi selon l'équation suivante

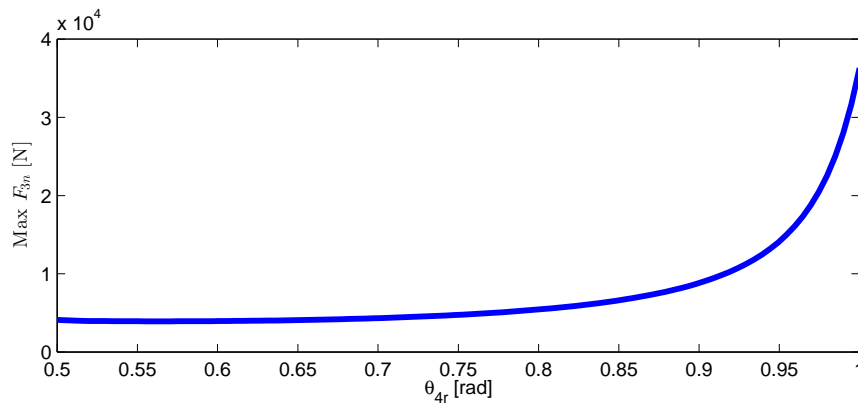
$$F_{3n} = F_2 \sin(\beta - \pi/2) \quad (1.28)$$

En évaluant toutes les configurations possibles du mécanisme, on peut déterminer la valeur maximale des efforts internes pour une plage de débattement à la sortie sélectionnée. Les figures 1.10 a) et 1.10 b) présentent les résultats de l'étude pour les chargements F_2 et F_{3n} calculés pour un couple à la sortie de 18 [Nm]. On peut constater que les efforts internes augmentent significativement lorsque la plage de mouvement est plus grande que 0,8 [rad]. Par exemple dans le cas de l'effort F_{3n} , la valeur à 1 [rad] est 4,5 fois plus grande que celle à 0,8 [rad]. Le même comportement est observable pour les autres membrures du mécanisme ainsi qu'au niveau des articulations. Ainsi, la nouvelle valeur sélectionnée pour le débattement articulaire est de 0,8 [rad]. Pour conserver la même plage de débattement angulaire à la sortie, le rapport de transmission de la paire d'engrenages doit être de 1 : 5,8. Lors du processus d'optimisation, il aurait été possible d'ajouter les équations des efforts internes et de pondérer la fonction optimale afin d'en tenir compte, cependant cela aurait ajouté du temps de calcul et de la complexité au problème. La solution retenue ne modifie en rien la cinématique établie dans la section 1.2, il faut simplement restreindre la plage de mouvements articulaires.

Ayant maintenant établi les paramètres géométriques du mécanisme ainsi que son domaine de fonctionnement, il est intéressant de représenter les courbes de ratios minimum et maximum. Ces courbes sont présentées aux figures 1.11 a) et 1.11 b). La figure 1.11 a) montre les ratios pour le mécanisme uniquement alors que la figure 1.11 b) montre les rapports de transmissions pour le système en entier. On constate qu'avec



(a)



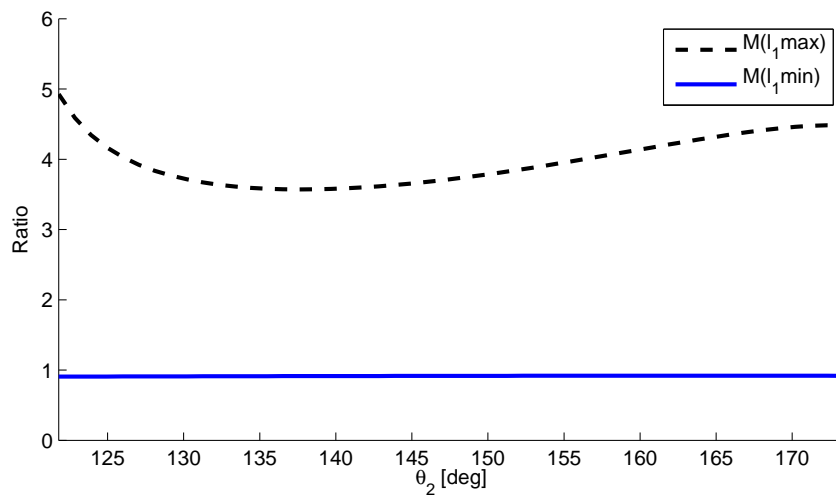
(b)

Figure 1.10: Chargements maximums des membrures selon la plage de débattement articulaire.

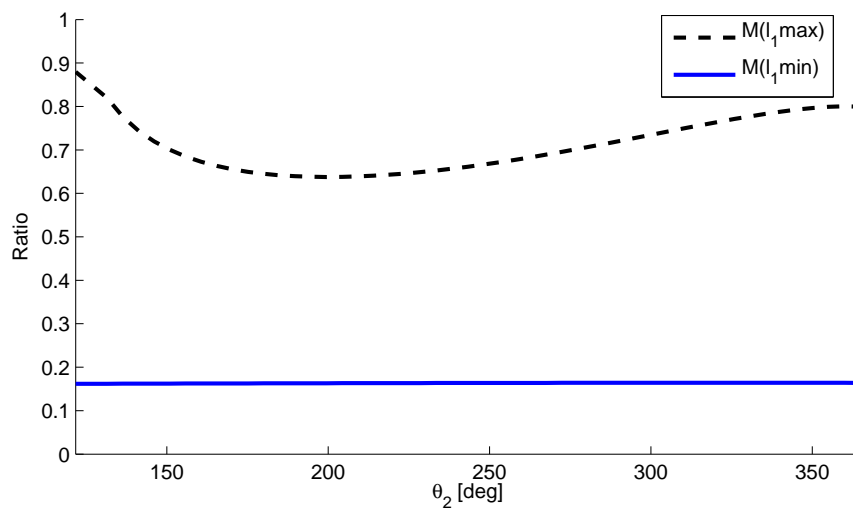
le mécanisme optimisé, une plage continue de rapport de transmission entre 0,9 :1 et 4 :1 est obtenue. La transmission en entier, elle permet d'obtenir une plage continue entre 0,16 :1 et 0,7 :1. La plage de rapport de la transmission en entier n'est peut-être pas optimale dans le sens où elle se trouve entièrement dans une région surmultipliée ($M < 1$) et peut nécessiter un réducteur plus grand. Cependant, l'amplitude entre le plus petit et le plus grand rapport permet de faire varier de façon importante les états de fonctionnement possibles à la sortie de la transmission. Cette configuration est utilisée pour développer le prototype dont les travaux sont présentés au chapitre 3.

1.5 Conclusion

Dans ce chapitre, l'analyse cinématique du mécanisme à cinq barres a été présentée. Des équations ont été obtenus afin de caractériser la relation entrée-sortie du mécanisme ainsi que le rapport de réduction. Une technique d'optimisation a ensuite été proposée afin de synthétiser un mécanisme qui produit le comportement désiré, c'est-à-dire un rapport de réduction qui varie le moins possible en fonction de l'angle d'entrée et le plus possible en fonction de l'angle d'ajustement. Des variantes de la méthode d'optimisation



(a) Ratio du mécanisme



(b) Ratio de la transmission

Figure 1.11: Rapport de transmission en fonction de la position.

ont été développées et des résultats ont été présentés.

Chapitre 2

Train épicycloïdal à deux degrés de liberté

Ce chapitre expose le comportement d'un train épicycloïdal à deux degrés de liberté dans l'objectif de le comparer, en terme de rapport de transmission, à la transmission à variation continue sur laquelle portent ces travaux. Pour effectuer cette comparaison, les états de fonctionnement atteignables pour le train planétaire sont exposés. En dernier lieu, une démonstration permet de conclure que, contrairement à une TVC, il n'existe qu'un seul état de fonctionnement pour lequel on retire la puissance maximale des deux actionneurs du train planétaire.

2.1 Introduction

Les trains épicycloïdaux, aussi appelés trains planétaires, comportent de multiples applications dans le domaine de la transmission de puissance. En fait la plupart des actionneurs robotiques électriques les utilisent comme boîtier d'engrenages pour la réduction principale.

Un train planétaire est composé d'une roue dentée centrale, appelé soleil, autour duquel tourne un nombre de roues dentées appelés planètes ou satellites qui sont supportés par un porte satellites. Ces planètes se déplacent entre le soleil et une autre roue dentée, de type interne, nommé couronne. La figure 2.1 montre un train planétaire à gauche ainsi que sa représentation schématique à droite. Le soleil, la couronne et le porte satellites tournent autour de l'axe a_0 alors que les planètes tournent autour de l'axe a_c .

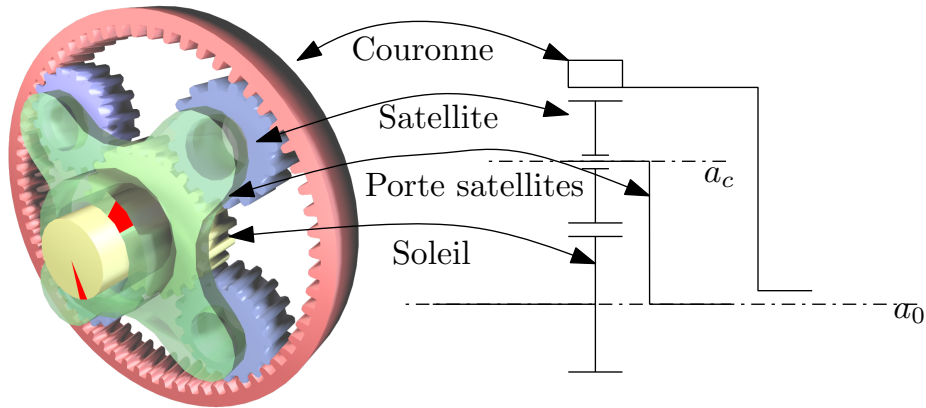


Figure 2.1: Schéma d'un train épicycloïdal (source wikipedia).

Un train épicycloïdal est un système mécanique à deux degrés de liberté car il est nécessaire de contraindre deux de ses composantes pour qu'il soit fixe. En pratique, il est plus commun de le voir utilisé avec un degré de liberté. En effet, lorsqu'on contraint le mouvement d'une de ses composantes, en fixant la couronne par exemple, on se retrouve avec une entrée et une sortie soit le porte-satellite et le soleil ou vice versa. En changeant l'élément fixe il est possible de changer le rapport de transmission du train planétaire.

Des travaux montrent l'utilisation des trains épicycloïdaux à deux degrés de li-

berté pour obtenir un système d’activation dont la dynamique de contrôle peut varier ([11], [20]). De plus, les trains planétaires à deux degrés de liberté peuvent aussi être considérés comme des TVC. En effet, en modifiant l’état (vitesse et couple) des deux actionneurs nécessaires au fonctionnement, on varie en quelque sorte le rapport de transmission. Différents types de configurations ont été étudiés dans la littérature, les trains planétaires doubles sont entre autres intéressants pour les véhicules hybrides car ils doivent actionner une transmission à l’aide de deux actionneurs ([13]).

Plusieurs auteurs ont effectué des recherches afin de déterminer l’efficacité et les pertes mécaniques des trains planétaires doubles ([3], [15] et [17]). Cependant, il n’est pas évident de déterminer quelle plage de rapports de transmission ce type de transmission est capable de produire. En effet, puisque deux actionneurs sont utilisés, il n’est pas évident de quantifier les rapports de transmission qu’il est possible d’atteindre. Le chapitre présent propose d’étudier quels états, de couple et de vitesse, il est possible d’atteindre avec un train planétaire doublement actionné en normalisant les propriétés des actionneurs. Les états atteignables sont comparés à ceux que l’on peut obtenir avec la TVC dont la cinématique a été développée dans le chapitre précédent.

Afin de simplifier l’étude, les pertes mécaniques ne sont pas considérées dans les travaux présentés. Il est à noter que la notation utilisée dans ce chapitre ne correspond pas à celle utilisée dans les autres chapitres.

2.2 Équations de base

Cette section présente les équations de bases d’un train planétaire. Une représentation schématique d’un train planétaire simple est montrée à la figure 2.2. Le soleil est composé de N_1 dents et tourne à la vitesse ω_1 , le porte satellites et la couronne tournent respectivement à la vitesse ω_c et ω_3 . Les satellites tournent à la vitesse ω_2 et ont N_2 dents alors que la couronne est composée de N_3 dents. Le paramètre adimensionnel k permet d’établir le rapport entre les dimensions des composantes d’un train planétaire. En utilisant ce paramètre, les équations de vitesse et de couple de chacun des éléments peuvent être trouvées. Le paramètre k est exprimé par l’équation suivante

$$k = \frac{N_3}{N_1} \quad (2.1)$$

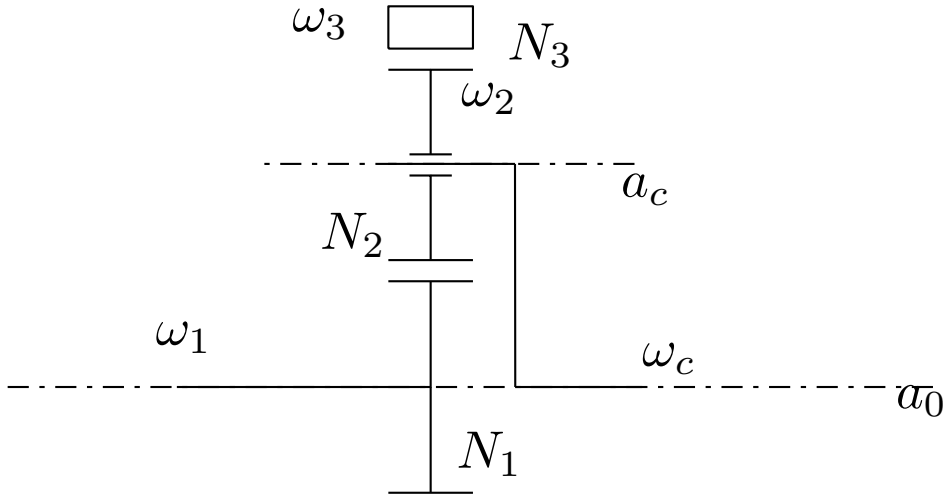


Figure 2.2: Schéma du train planétaire typique.

Le nombre de dents des planètes est contraint en fonction des dimensions du soleil et de la couronne et n'est donc pas inclus dans l'équation de k . On peut établir le nombre de dents des planètes à l'aide de l'équation suivante :

$$N_2 = \frac{N_3 - N_1}{2}. \quad (2.2)$$

Pour trouver la vitesse du porte satellites ω_c , il est nécessaire de considérer la loi de composition des vitesses dans le cas du mouvement relatif, le développement n'est pas reproduit ici puisqu'il se retrouve à plusieurs endroits dans la littérature [18]. L'équation obtenue est la suivante :

$$\omega_c = \frac{\omega_1 + k\omega_3}{1 + k} \quad (2.3)$$

2.3 Équations d'équilibre

Un train planétaire doit à tout instant respecter l'équation de couple suivante :

$$\tau_1 + \tau_3 + \tau_c = 0 \quad (2.4)$$

où τ_1 , τ_3 et τ_c sont respectivement le couple au soleil, à la couronne et au porte-satellites. Cette équation garantit que la somme des moments autour de l'axe a_0 est nulle. Lorsque cette équation n'est pas respectée, on se retrouve dans un état indéterminé. La conservation de l'énergie permet d'établir une deuxième équation d'équilibre,

la puissance entrant doit être la même que celle sortant. L'équation suivante est dérivée de ce principe

$$\tau_1 \omega_1 + \tau_3 \omega_3 + \tau_c \omega_c = 0 \quad (2.5)$$

De plus, afin que la somme des moments soit nulle autour de l'axe a_c , la condition suivante doit être respectée :

$$\tau_3 = \tau_1 k \quad (2.6)$$

2.4 Modèle à deux degrés de liberté

Les équations qui permettent d'établir les états d'un train planétaire à double actionnement sont présentées dans cette section. Il existe six modes de transmission de puissance pour un train planétaire à deux degrés de liberté, dont trois modes où il n'y a qu'un actionneur et deux sorties, la puissance étant alors divisée entre les deux sorties. Les trois autres modes sont ceux où la puissance de deux actionneurs est additionnée vers la sortie unique. Ce sont ces derniers modes qui sont d'intérêt pour le cas présent. Les trois modes correspondent aux trois configurations possibles des deux actionneurs sur le train planétaire. Les modes de transmission de la puissance sont présentés en détail dans [17]. Le développement ci-dessous présente une de ces configurations, un développement équivalent peut aussi être effectué pour les autres modes avec des résultats similaires.

La figure 2.3 présente le train planétaire à double actionnement étudié. Il est composé du train planétaire de base présenté dans la section 2.2 ainsi que d'un actionneur supplémentaire sur l'axe a_4 . Cet actionneur tourne à la vitesse ω_4 , il est composé de N_4 dents et entraîne la couronne par la roue dentée externe composée de N_3' dents. De plus, un deuxième actionneur entraîne la roue dentée centrale.

On suppose que les actionneurs ont leur propre boîtier de réduction. Cette hypothèse permet entre autres de normaliser les actionneurs. En effet, modifier le rapport de transmission de ces réducteurs est équivalent à modifier les propriétés d'un actionneur (couple et vitesse maximum) tout en conservant la même puissance. Il est alors possible de couvrir l'éventail des actionneurs en sélectionnant sa puissance ainsi que son rapport de réduction.

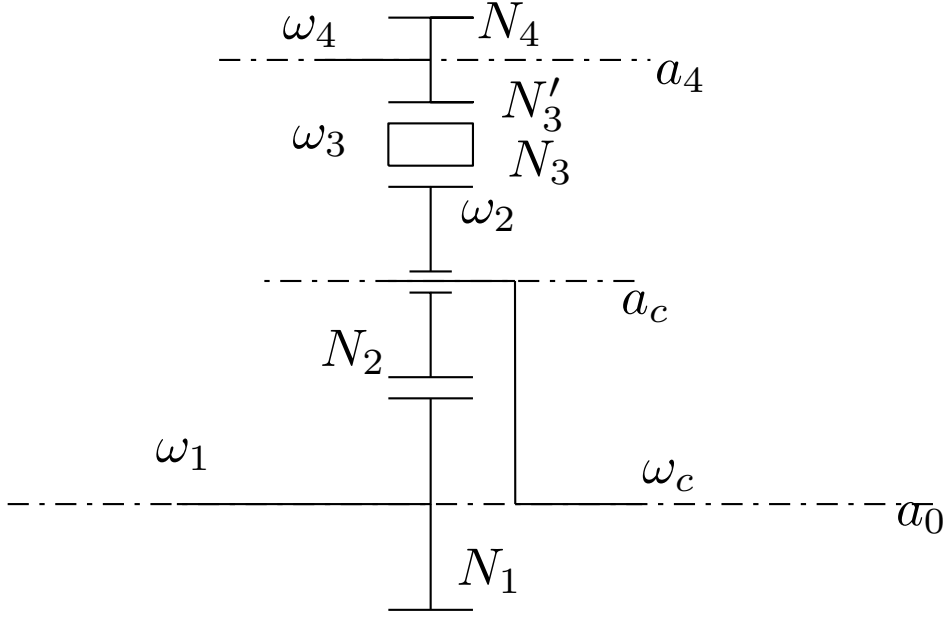


Figure 2.3: Schéma du train planétaire à double actionnement.

Le paramètre de réduction adimensionnel pour l'actionneur de la couronne est le suivant :

$$\alpha = \frac{N_3}{N_4} \quad (2.7)$$

Pour simplifier les équations on suppose que $N'_3 = N_3$. En réalité, il serait nécessaire de reconverter le facteur α pour tenir compte des dimensions de N'_3 et du boîtier d'engrenages de l'actionneur. Le paramètre β détermine le facteur de réduction de l'actionneur de la roue dentée centrale. L'équation suivante permet d'exprimer ce facteur

$$\beta = \frac{N_1}{N_{1m}} \quad (2.8)$$

où N_{1m} est utilisé pour représenter la proportion du rapport de transmission du réducteur en fonction du nombre de dents N_1 . Encore une fois, en réalité, il serait nécessaire de reconverter le facteur β afin d'obtenir le réducteur équivalent.

À l'aide des facteurs adimensionnels, on peut exprimer la relation entre les couples et les vitesses des éléments actionnés (engrenages) et leur source de puissance (moteurs). Ces relations sont présentées aux équations suivantes

$$\tau_4 = \frac{\tau_3}{\alpha} \quad (2.9)$$

$$\tau_{1m} = \frac{\tau_1}{\beta} \quad (2.10)$$

$$\omega_4 = \omega_3 \alpha \quad (2.11)$$

$$\omega_{1m} = \omega_1 \beta \quad (2.12)$$

Ayant maintenant établi les principales équations, il est maintenant temps de présenter la méthode utilisée pour déterminer les états possibles à la sortie du train planétaire. Voici les étapes suivies :

1. Sélectionner la puissance de chacun des actionneurs ainsi que le couple maximal pouvant être transmis par le moteur
2. Appliquer le couple maximal à l'actionneur 1
3. Calculer le couple transmis par le soleil du train planétaire avec l'équation

$$\tau_1 = \tau_{1m} \beta \quad (2.13)$$

4. Calculer le couple à la couronne à l'aide de l'équation 2.6
5. Calculer le couple au moteur de l'actionneur 4 à l'aide de l'équation 2.10
6. Valider que le couple au moteur de l'actionneur 4 n'excède pas son couple maximal :

$$\tau_4 \leq \tau_{4max} \quad (2.14)$$

si le couple est plus grand, cet état n'est pas considéré.

7. Déterminer les vitesses aux moteurs des actionneurs à partir de la puissance imposée à l'étape 1 :

$$\omega_4 = \frac{P_4}{\tau_4} \quad (2.15)$$

$$\omega_{1m} = \frac{P_{1m}}{\tau_{1m}} \quad (2.16)$$

8. Valider que les vitesses respectent les vitesses maximales des actionneurs :

$$\omega_4 \leq \omega_{4max} \quad (2.17)$$

$$\omega_{1m} \leq \frac{\omega_{1max}}{\beta} \quad (2.18)$$

Si les vitesses excèdent leurs limites, on impose alors la valeur maximum et on conserve l'état. En effet, les équations d'équilibre sont encore valides même en saturant la vitesse.

9. Calculer la vitesse au porte-satellites avec l'équation

$$\omega_c = \frac{\omega_1 + k \omega_3}{1 + k} \quad (2.19)$$

10. Calculer le couple au porte-satellites à l'aide de l'équation

$$\tau_c = -(\tau_1 + \tau_3) \quad (2.20)$$

11. Calculer la puissance à la sortie de la transmission qui est le porte satellites à partir de l'équation

$$P_c = \omega_c \tau_c \quad (2.21)$$

12. Finalement, on valide que la puissance à la sortie est la somme des puissances entrantes avec l'équation

$$P_c + \omega_{1m} \tau_{1m} + \omega_4 \tau_4 = 0 \quad (2.22)$$

13. Répéter les étapes 3 à 12 pour les valeurs de couple τ_1 allant de 0 à $\tau_{1,max}$

En utilisant cette méthode il est possible de tracer une figure des états qu'il est possible d'atteindre avec les paramètres de transmission sélectionnés. La section suivante discute des résultats trouvés.

2.5 Résultats

Cette section présente les résultats obtenus en appliquant les équations développées à la section précédente. Mais avant tout, un point de comparaison est défini en déterminant quels sont les états atteignables avec la transmission à variation continue développée au chapitre 1.

Pour les fins de comparaison, un moteur générique est défini. Les paramètres de ce moteur sont présentés au tableau 2.1. Ce moteur générique considère seulement les paramètres de fonctionnement normaux d'un moteur électrique à courant continu. Les états de fonctionnement qu'il est possible d'atteindre pour une courte période de

Tableau 2.1: Propriétés du moteur de l'actionneur générique

Puissance	100 [W]
Couple maximum	0,19 [Nm]
Vitesse maximum	524 [rad/s] (5000 [rpm])

temps, par exemple le couple maximum de courte durée, sont exclus du modèle. Pour le cas de la TVC, on suppose que l'actionneur principal est composé de ce moteur ainsi qu'un réducteur de 70 :1. À la figure 2.4, la surface en noir représente les états qu'il est possible d'atteindre lorsqu'on utilise uniquement cet actionneur. Sur la même figure, on peut observer, en gris, les états qu'il est possible d'atteindre lorsqu'on applique la plage de ratios disponible avec la TVC à l'extrémité de l'actionneur. Sur cette figure est aussi présentée la courbe correspondant aux états de fonctionnement pour lesquels la puissance transmise est équivalente à la puissance de l'actionneur (100 [W]).

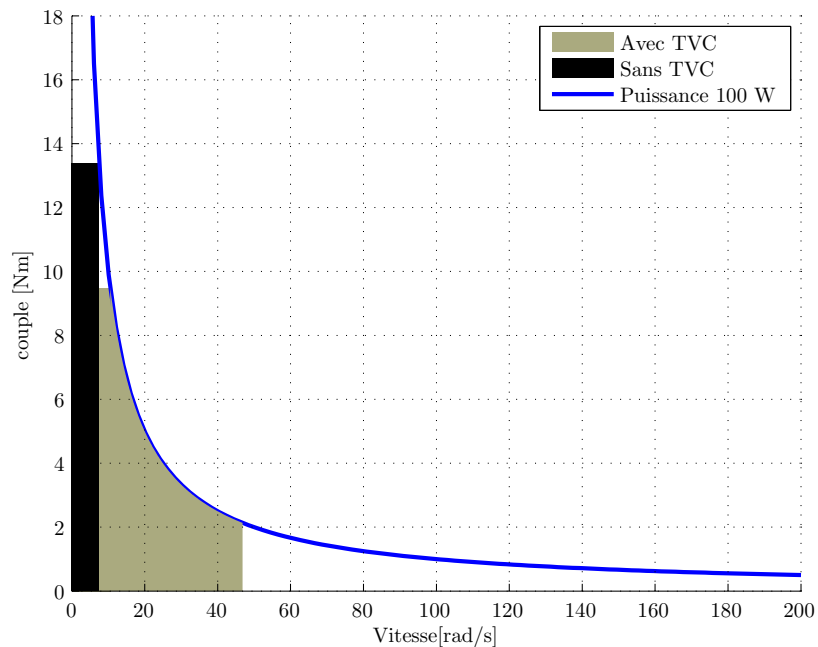


Figure 2.4: États possibles avec la transmission à variation continue.

Pour l'évaluation des états de fonctionnement possibles du train planétaire à double actionnement, on doit modifier un peu les propriétés des actionneurs. En fait, étant donné que deux actionneurs plutôt qu'un fournissent la puissance à la transmission, on pose comme hypothèse que la somme des puissances des actionneurs du train planétaire

est égale à 100 [W]. Cette modification au niveau de la puissance est appliquée en modifiant le couple maximal et la vitesse en conséquence.

En fait il existe une relation entre les paramètres adimensionnels et le rapport des couples maximums afin que ces derniers ne soient pas limités par les équations d'équilibre. Par exemple, la figure 2.5 respecte cette relation alors que la figure 2.6 ne la respecte pas. La différence majeure est que dans le cas de la figure 2.6, il n'est pas possible de se trouver à un état où la puissance à la sortie est égale à la puissance disponible. Pour établir cette relation d'équilibre, il est nécessaire d'établir la relation

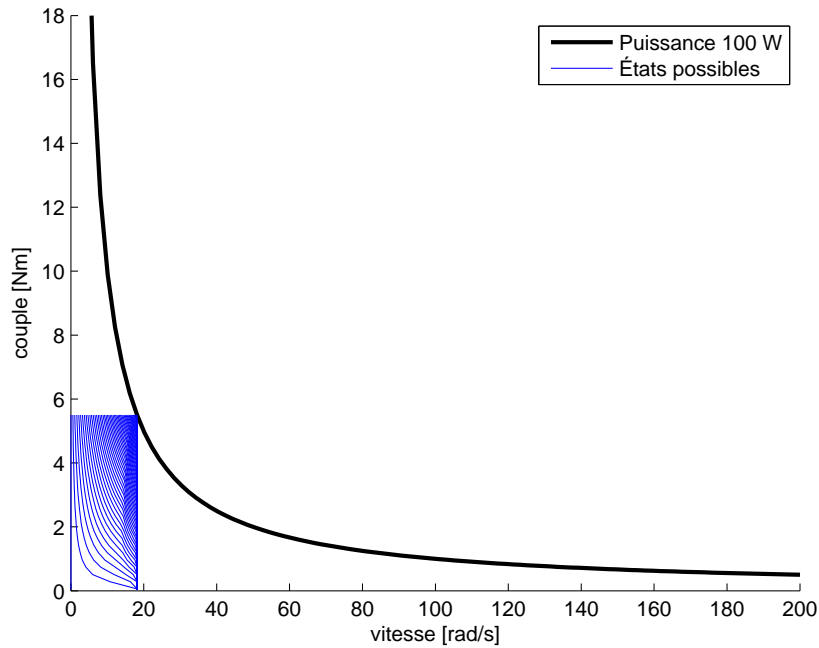


Figure 2.5: États de fonctionnement d'un train planétaire double avec $P_1 = P_4 = 50$, $k = 10$, $\alpha = 50$, $\beta = 5$, $\tau_{1m \max} = 0,1$, $\frac{\tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max}} = 1$.

entre τ_4 et τ_{1m} . Le développement suivant montre cette relation :

$$\tau_4 = \frac{\tau_3}{\alpha} \quad (2.23)$$

$$= \frac{\tau_1 k}{\alpha} \quad (2.24)$$

$$= \frac{\tau_{1m} \beta k}{\alpha} \quad (2.25)$$

On doit donc respecter cette relation pour que l'un ou l'autre des couples ne dépasse pas sa valeur maximale atteignable. Il est nécessaire de respecter le ratio suivant pour

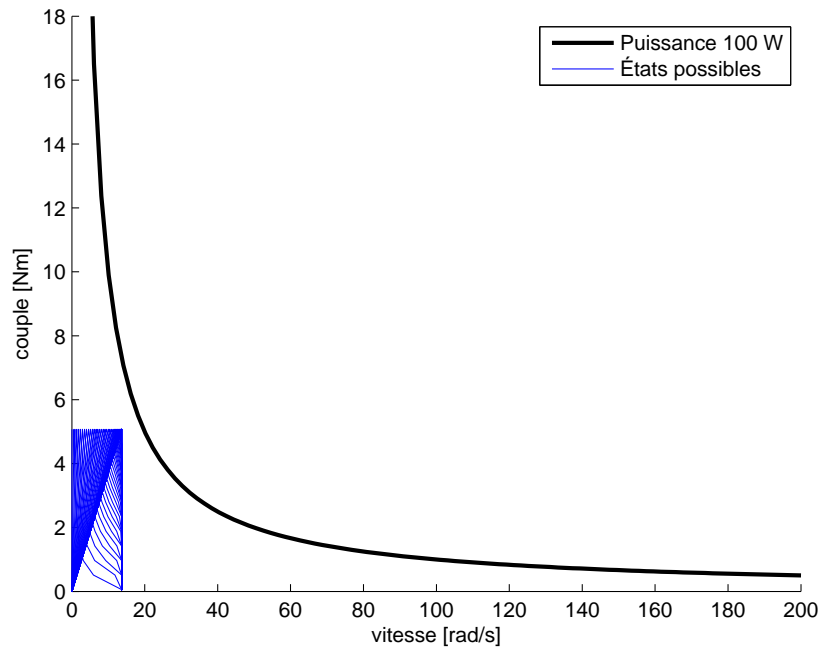


Figure 2.6: États de fonctionnement d'un train planétaire double avec $P_1 = P_4 = 50$, $k = 10$, $\alpha = 50$, $\beta = 5$, $\tau_{1m \max} = 0,1$, $\frac{\tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max}} = 0.5$.

les paramètres du train planétaire selon le ratio des couples maximaux

$$\frac{\tau_4}{\tau_{1m}} = \frac{\beta k}{\alpha} \quad (2.26)$$

$$\frac{\tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max}} = \frac{\beta k}{\alpha}. \quad (2.27)$$

Il est aussi possible d'écrire les équations qui permettent de déterminer le couple maximum et la vitesse maximum à la sortie de la transmission. L'équation du couple maximum est la suivante

$$\tau_c = \tau_1 + \tau_3 \quad (2.28)$$

$$= \tau_{1m} \beta + \tau_4 \alpha \quad (2.29)$$

$$\tau_{c \max} = \tau_{1m, \max} \beta + \tau_{4 \max} \alpha \quad (2.30)$$

et celle de la vitesse maximum est

$$\omega_c = \frac{\omega_1 + k \omega_3}{1 + k} \quad (2.31)$$

$$= \frac{\omega_{1m} / \beta + k \omega_4 / \alpha}{1 + k}. \quad (2.32)$$

À la figure 2.7, une autre configuration est présentée, dans ce cas-ci, les rapports entre les puissances des actionneurs ainsi que leurs couples sont différents. Toutefois en respectant l'équation d'équilibre 2.27, on constate que l'état de puissance maximum peut être atteint.

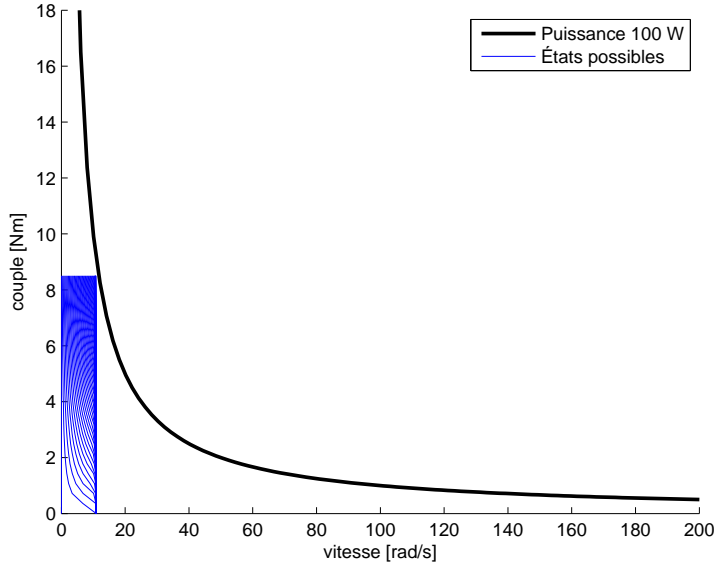


Figure 2.7: États de fonctionnement d'un train planétaire double avec $P_1 = 20$ $P_4 = 80$, $k = 1.125$, $\alpha = 50$, $\beta = 5$, $\tau_{1m \max} = 0,8$, $\frac{\tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max}} = 0,125$

Une autre constatation qu'il est possible de réaliser, est que peu importe les paramètres sélectionnés, il y aura toujours un seul état de fonctionnement qui correspondra à la puissance maximale disponible. Il est possible de le démontrer à l'aide des équations précédentes. En effet, pour qu'il existe un autre état de fonctionnement où la puissance à la sortie est à sa pleine capacité, il doit être possible d'atteindre une vitesse plus grande ω_c que la vitesse à laquelle on se situe lorsque nous sommes au couple maximum et à puissance maximum. Donc, pour qu'il existe plusieurs états de fonctionnement à la puissance maximum, l'équation suivante doit être vraie :

$$\omega_{c, \max} > P_{c \max} / \tau_{c \max} \quad (2.33)$$

Or, on peut trouver que $\omega_{c, \max}$ est équivalent à

$$\omega_{c, \max} = \frac{\omega_{1m, \max} / \beta + k \omega_{4 \max} / \alpha}{1 + k} \quad (2.34)$$

$$= \frac{\omega_{1m \max} / \beta + \frac{\tau_{4 \max} \omega_{4 \max}}{\tau_{1 \max} / \beta}}{1 + k} \quad (2.35)$$

$$= \frac{\omega_{1m, \max} \tau_{1m, \max} + \tau_{4 \max} \omega_{4 \max}}{\tau_{1c, \max} \beta (1 + k)} \quad (2.36)$$

$$= \frac{\omega_{1m, \max} \tau_{1m, \max} + \omega_{4 \max} \tau_{4 \max}}{\tau_{1m, \max} \beta + \tau_{4, \max} \alpha} \quad (2.37)$$

et $P_{c \max} / \tau_{c \max}$ est décrit par l'équation suivante

$$\frac{P_{c, \max}}{\tau_{c, \max}} = \frac{\omega_{1m \max} \tau_{1m \max} + \omega_{4 \max} \tau_{4 \max}}{\tau_{1m \max} \beta + \tau_{4 \max} \alpha} \quad (2.38)$$

ce qui signifie que

$$\omega_{c, \max} = P_{c, \max} / \tau_{c, \max}. \quad (2.39)$$

Il existe donc un seul état de fonctionnement pour lequel la puissance à la sortie est la même que la somme des puissances possible à l'entrée et ce, peu importe les paramètres choisis. Si on compare aux états atteignables avec la TVC (figure 2.4), cette dernière offre plusieurs états de fonctionnement à puissance maximale.

2.6 Discussion

Les analyses sur les états de fonctionnement des trains planétaires doubles permettent d'affirmer que leur fonctionnement ne s'apparente pas tout à fait à celui d'une transmission à variation continue. En effet, à l'aide d'une TVC il est possible de produire la même puissance à différents états de fonctionnement en modifiant le rapport de transmission. De plus, l'analyse ici présentée ne tient pas compte de l'efficacité mécanique qui dans certain cas, tel qu'expliqué dans [17] peut être faible. Ce type de transmission peut apporter un avantage si on désire utiliser 2 sources d'actionnement et changer l'apport en puissance de chacune de ces sources. Cependant, tel qu'il a été démontré, il n'est pas possible d'utiliser la pleine puissance des deux sources et obtenir différents états de fonctionnement à la sortie.

Chapitre 3

Description du prototype et expérimentation

Ce chapitre présente la conception d'un prototype de transmission à variation continue. Ce prototype est basé sur le mécanisme développé au chapitre 1. Les diverses composantes et le processus de conception sont d'abord présentés. Ensuite, une validation de la plage des rapports de réduction est effectuée. Deux types de commandes pour la transmission sont ensuite élaborés. Finalement, des essais expérimentaux permettent d'obtenir des valeurs de rendement pour la transmission développée.

3.1 Conception mécanique du prototype

Un prototype a été conçu afin, d'une part, de valider la cinématique du mécanisme à cinq barres élaborée dans le chapitre 1 et, par la suite, d'évaluer le comportement du mécanisme dans le cadre d'une transmission à variation continue soumise à des charges externes. Le prototype permet aussi de valider le fonctionnement du concept et les possibilités de le mettre en oeuvre dans un robot.

Les composantes d'actionnement ont été sélectionnées afin de pouvoir transmettre un couple d'environ 20 [Nm] à la sortie de la transmission. Ce couple permet de démontrer que le concept peut soutenir des charges considérables et permet d'illustrer une situation possible pour un robot de taille moyenne. Les éléments mécaniques de la transmission ont été dimensionnés afin de pouvoir supporter un couple maximal de 30 [Nm] à la sortie. Un autre élément considéré lors de la conception est le volume pris par

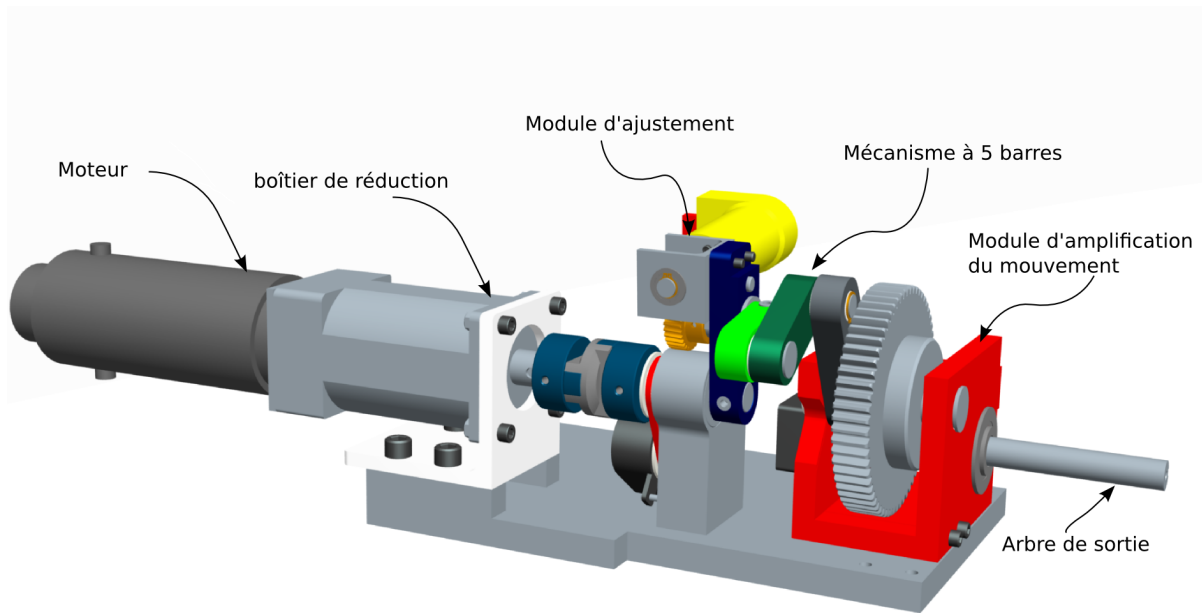


Figure 3.1: Vue isométrique du prototype (modèle CAO).

la transmission. Le cas idéal serait une transmission aux dimensions semblables à celle d'un boîtier d'engrenage : elle pourrait donc être utilisée comme module supplémentaire à l'extrémité du boîtier d'engrenage principal d'un actuateur. Cependant, l'enveloppe de travail du mécanisme à 5 barres qui inclut l'actionneur d'ajustement nécessite un

espace supplémentaire. De plus, l'amplification nécessaire pour obtenir une plage de mouvements représentative d'une articulation robotique ajoute d'autres éléments mécaniques (engrenages) nécessitant de l'espace supplémentaire. La masse du mécanisme a aussi été considérée afin de valider le concept selon lequel cette transmission pourrait être intégrée à une articulation robotique. L'ajout de masse dans un robot de type sériel nécessite un couple aux actionneurs se trouvant en amont dans la chaîne cinématique. Ainsi, le dimensionnement, l'arrangement et le nombre d'éléments mécaniques du prototype ont été considérés afin de minimiser l'espace et la masse. Finalement, puisque c'était le premier prototype, la conception a été élaborée afin que la fabrication des composantes soit simple et efficace, car l'objectif principal demeure celui de prouver que le concept est valide.

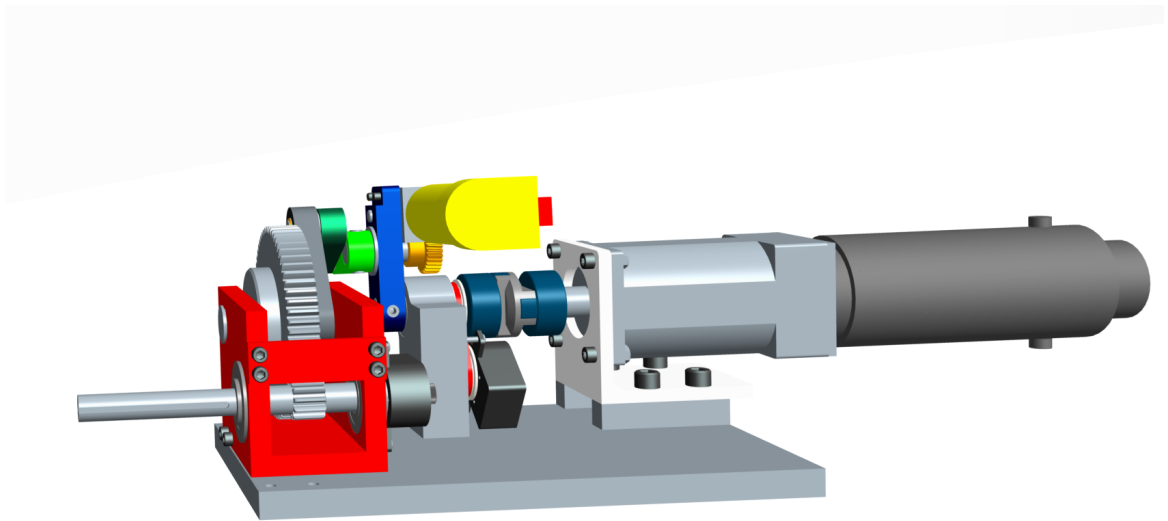


Figure 3.2: Vue isométrique arrière du prototype (modèle CAO).

3.1.1 Sous-systèmes

Le prototype est composé de plusieurs sous-systèmes qui ont été élaborés en tenant compte des objectifs de conception. Le prototype est composé des sous-systèmes suivants : l'actionneur principal, l'actionneur d'ajustement, l'entrée de la transmission, le mécanisme à cinq barres et le module d'amplification qui inclut l'arbre de sortie. Les figures 3.1 et 3.2 présentent une vue d'ensemble des composantes du prototype.

3.1.2 Actionneur principal

La sélection de ces composantes de l'actionneur principal a été effectuée dans l'optique de pouvoir transmettre un couple d'environ 20 [Nm] à la sortie lorsque la TVC se trouve en configuration de couple maximal. Cette situation est la condition limite pour la résistance des composantes. De plus, les composantes ont été choisies afin de démontrer l'avantage de la TVC. C'est-à-dire dans une situation où l'on peut maximiser la plage de ratios qu'offre la TVC tel que discuté à la section 1.2.2. Par exemple, la sélection d'un boîtier de réduction à faible ratio de réduction ne permettrait pas de démontrer l'avantage qu'offre la TVC en terme de vitesse, car peu importe le ratio sélectionné, il ne serait pas possible d'atteindre la vitesse maximum du moteur dans la plage de débattements de 270° .

L'actionneur principal est composé d'un moteur 23SMDC-LCSS et d'un boîtier d'engrenages 23EP070, tous deux achetés de la compagnie Servo Systems. L'actionneur comprend aussi un encodeur, ce qui permet de mesurer sa position angulaire. Le tableau 3.1 présente le couple et la vitesse maximum possible selon les composantes ajoutées à l'extrémité du moteur.

Tableau 3.1: Composantes de l'actionneur principal

Composantes	Couple maximum [Nm]	Vitesse maximum [rad/s]
23SMDC-LCSS	0,39	314
23SMDC-LCSS + 23EP070	27,3	4,5
23SMDC-LCSS + 23EP070 + TVC (ratio maximum)	17,7	6,9
23SMDC-LCSS + 23EP070 + TVC (ratio minimum)	4,9	25

Tel qu'établi avec le modèle théorique, on constate qu'à l'aide de la TVC, on augmente grandement la plage des états de fonctionnement possibles pour une articulation.

3.1.3 Entrée de la transmission à variation continue

Cette partie joue le rôle d'interface entre l'actionneur principal et le mécanisme à cinq barres. Ses composantes doivent supporter l'arbre d'entrée de la TVC et trans-

mettre le couple à la première membrure du mécanisme à cinq barres. Les composantes de l'entrée de la TVC sont présentées à la figure 3.3 en vue en coupe.

L'arbre d'entrée est supporté par deux roulements à billes qui sont fixés dans un bâti. Le bâti possède une forme particulière afin d'éviter les interférences avec un des engrenages du module d'ajustement. On peut observer la forme du bâti à la figure 3.1. L'arbre principal est contraint axialement par un épaulement et un anneau élastique se trouvant de chaque côté des roulements à billes. Une poulie crantée est aussi fixée sur l'arbre et actionne une seconde poulie attachée à un encodeur optique. Ces composantes permettent de mesurer précisément la position de l'arbre d'entrée de la transmission à variation continue. La transmission de puissance vers la TVC se fait par le biais

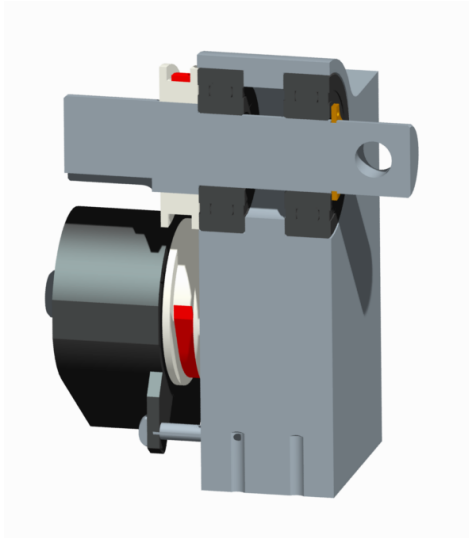


Figure 3.3: Vue en coupe du modèle CAO de l'entrée de la TVC

d'une clavette. Afin de protéger les composantes de l'actionneur principal, un joint d'Oldham est fixé entre l'arbre de sortie de l'actionneur principal et l'arbre d'entrée de la TVC. La transmission de puissance au mécanisme est effectuée par le biais d'une goupille élastique fixée sur l'arbre et la première membrure du mécanisme. Ce montage permet de transmettre le couple en prenant peu d'espace car la membrure est fixée radialement et axialement. Aucune composante de fixation axiale n'est donc nécessaire, ce qui permet un assemblage plus compact. Un ajustement serré est aussi utilisé entre l'arbre et la membrure pour éliminer tout mouvement.

porte aussi le module d'ajustement. Le module d'ajustement vient actionner l'arbre par le biais d'un système de vis sans fin. La roue du système est fixée sur l'arbre avec une clavette et une vis de pression. L'arbre est supporté dans la membrure par un palier lisse. Un palier de butée est aussi placé entre la membrure 1a et 1b. L'arbre est contraint axialement par un anneau élastique et par la membrure 1b qui est solidaire à l'arbre. Les deux membrures suivantes sont composées d'articulations identiques. Les articulations sont montées sur des paliers lisses en polymère (Igus Iglide T500) avec et sans épaulement. Ce type de palier lisse offre une résistance à la pression deux fois plus grande que les paliers standards fabriqués en laiton et était nécessaire pour l'application présente. Au centre des articulations se trouve un arbre contraint axialement par un épaulement et un anneau élastique. Finalement la dernière membrure transmet la puissance à l'engrenage du module d'amplification à l'aide d'un boulon fixé au milieu de cette dernière. Un lamage est effectué dans la membrure afin que la tête du boulon n'interfère pas avec les autres membrures.

3.1.5 Module d'ajustement

Le module d'ajustement actionne l'arbre situé entre la première et la deuxième membrure du mécanisme à cinq barres. Faire varier l'angle entre ces deux membrures entraîne un changement de configuration du mécanisme et ainsi un changement de ratio de la transmission. Les composantes du module d'ajustement sont présentées à la figure 3.5.

Le moteur sélectionné inclut un encodeur optique. L'entraînement se fait par le biais d'une vis sans fin. La combinaison de la roue et de la vis sans fin permet d'obtenir un rapport de réduction de 30 : 1. La vis sans fin est fixée sur l'arbre du moteur avec une vis pression. Elle est aussi supportée par un roulement à billes et contrainte axialement par un anneau élastique. Le support sur lequel est fixé le moteur permet aussi que la vis soit moins susceptible de fléchir en étant supporté aux deux extrémités. Pour augmenter la précision au niveau de l'entre-axe de la vis sans fin, une goupille de positionnement et deux boulons sont utilisés pour fixer le module sur la membrure 1a.

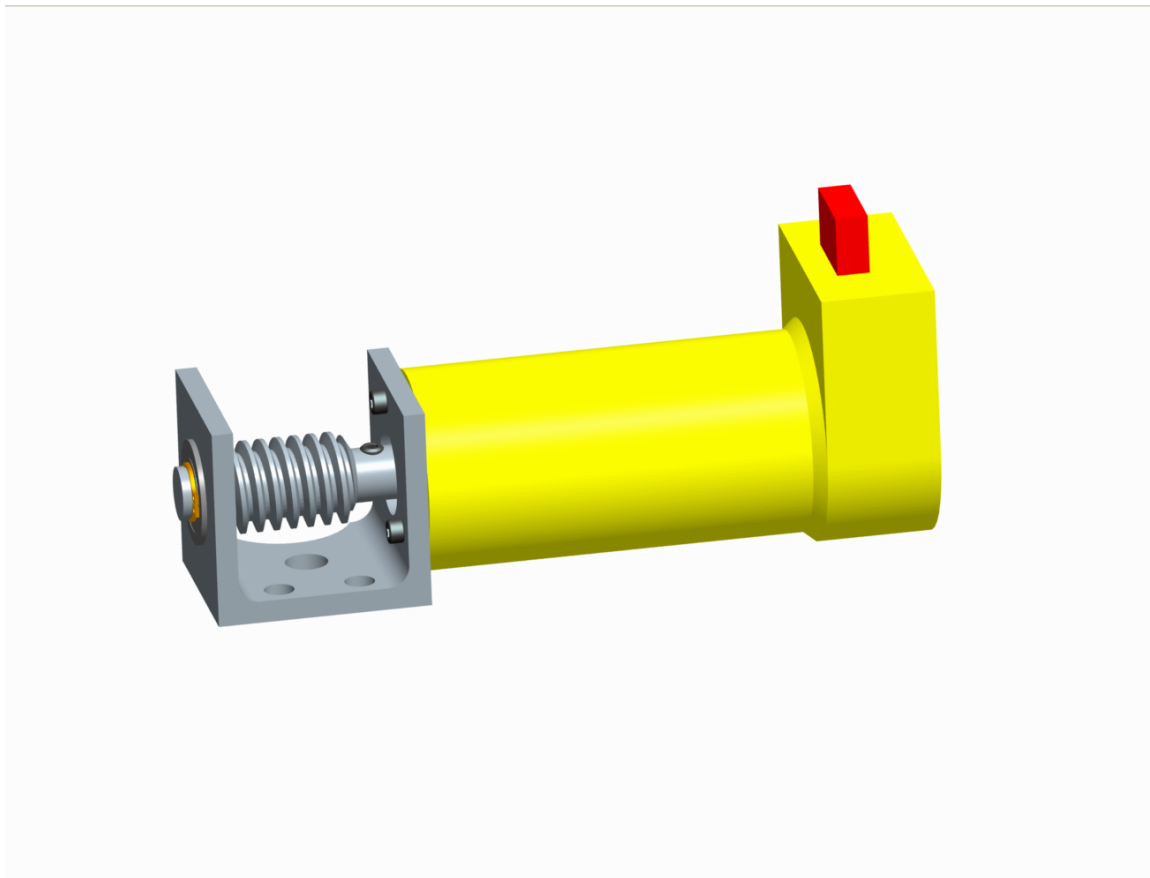


Figure 3.5: Modèle CAO du module d'ajustement

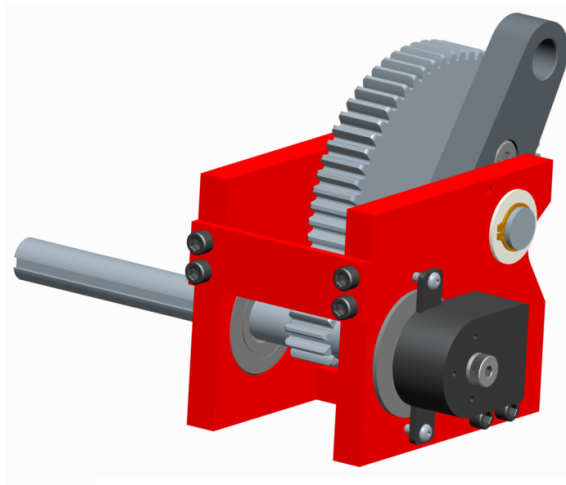
3.1.6 Module d'amplification

Le module d'amplification permet d'augmenter la plage de mouvement restreinte de l'articulation finale du mécanisme à cinq barres à une amplitude souhaitable pour une articulation robotique. Suite à la discussion de la section 1.4, la plage de mouvement utilisée par le mécanisme à 5 barres est de $0,8$ [rad]. Un rapport d'amplification de $1 : 5,64$ a été sélectionné. Il permet d'obtenir une plage de mouvement de $4,5$ [rad] (258 [deg.]) à la sortie.

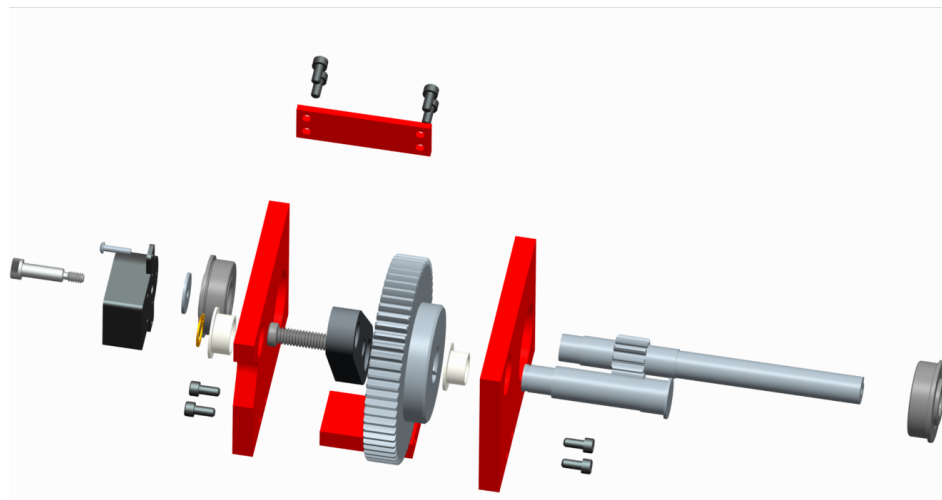
Afin de minimiser le diamètre de la roue, un pignon à arbre solidaire a été sélectionné. En étant solidaire avec l'arbre il est possible d'avoir un diamètre primitif plus petit pour le pignon. Le nombre de dents du pignon est de 11 et le module des engrenages est de 1.5. La roue est composée de 62 dents. Puisque l'arbre de sortie se déplace de 4.5 [rad], seulement 8 dents sont nécessaires lors du fonctionnement de la

TVC. Il serait donc possible d'enlever les parties non utilisées sur la roue dentée. Ce changement permettrait une réduction de l'espace nécessaire pour la transmission tout en diminuant sa masse.

La figure 3.6 montre une vue isométrique (a) et explosée (b) du modèle CAO du module d'amplification. Le bâti est composé de quatre plaques fixées ensemble par plusieurs boulons. Les deux plaques latérales permettent de supporter les deux arbres du module d'amplification. Les deux autres plaques jouent le rôle de renforts et assurent que le module est rigide. L'arbre de sortie est supporté par deux roulements à billes.



(a) Vue isométrique



(b) Vue explosée

Figure 3.6: Modèle CAO du module d'amplification.

L'arbre sur lequel est fixé la roue est supporté par un roulement à billes et par un

palier lisse. Comme il est possible de constater sur la figure 3.6 a), un enlèvement de matière se devait d'être effectué dans le support pour éviter une interférence avec la membrure 2. Cet enlèvement de matière écarte la possibilité d'utiliser un roulement à billes à l'extrémité de cet arbre.

Un encodeur optique est positionné sur l'arbre final du module d'amplification. Cet arbre est à la fois la sortie de la transmission à variation continue et actionnerait directement l'articulation robotique dans le cas d'une mise en oeuvre sur un robot. L'encodeur optique permet de mesurer la position à la sortie de la transmission.

3.1.7 Banc d'essai

Pour les besoins du banc d'essai, les différents modules ont été fixés sur une plaque d'acier (voir figure 3.7). Cependant, dans le cadre de l'intégration à l'intérieur d'un robot, il serait nécessaire de fixer ces modules sur les membrures du robot ou de concevoir un module indépendant. Il serait possible d'obtenir un design plus compact en adaptant les modules à l'espace disponible. Les figures 3.8 et 3.9 montrent des photos du montage expérimental final.

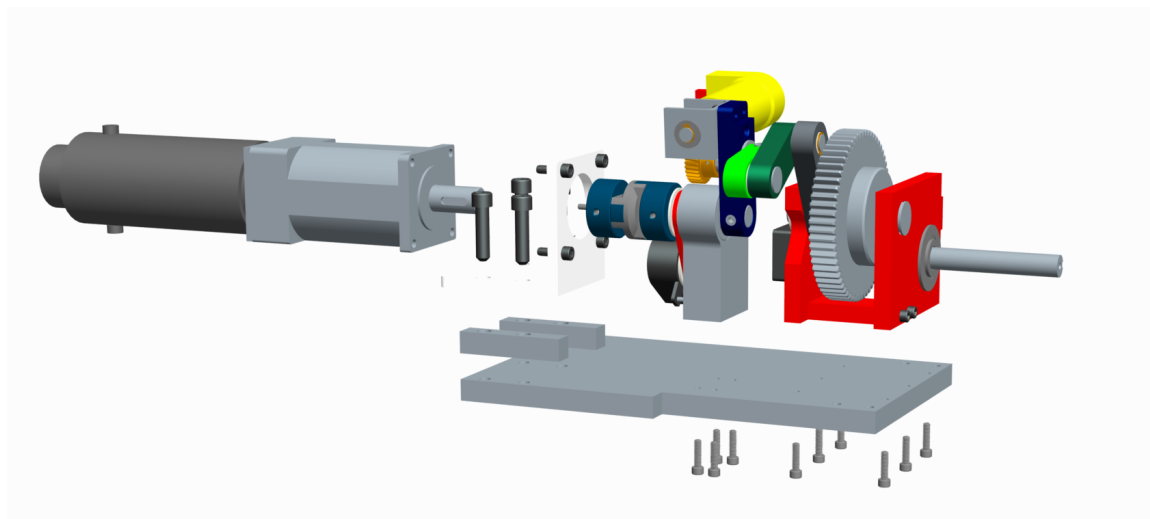


Figure 3.7: Modèle CAO des modules du prototype - vue explosée.

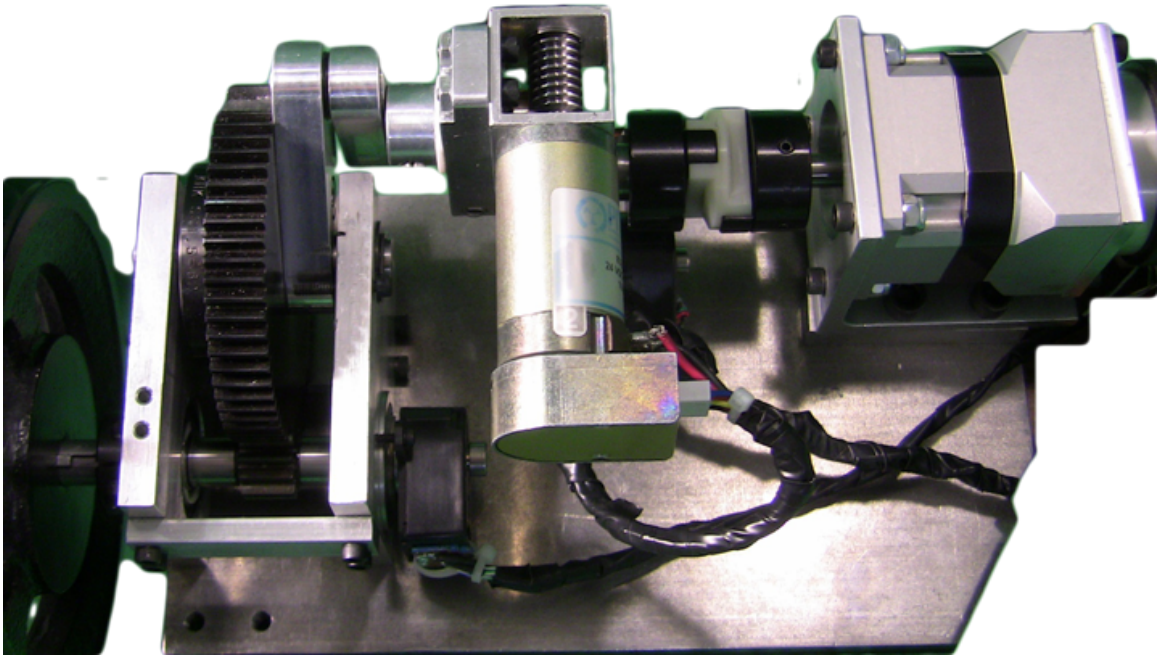


Figure 3.8: Photo du prototype.

3.2 Validation expérimentale

La première étape des essais expérimentaux consistait à valider la cinématique obtenue avec le modèle théorique. En effet, il est important de valider que la plage des rapports de transmission est la même que celle obtenue suite à l'optimisation des paramètres géométriques pour pouvoir utiliser le modèle cinématique dans la commande de la transmission. En second lieu, la commande du mécanisme a été élaborée et peaufinée pour ensuite pouvoir effectuer des tests de rendement et valider les charges maximales que la transmission pouvait supporter.



Figure 3.9: Photo du prototype.

3.2.1 Validation de la plage des rapports de transmission

Afin de valider la plage des rapports de transmission, des trajectoires couvrant le débattement articulaire ont été effectuées à différentes positions d'ajustement. À l'aide de la position du moteur d'ajustement évaluée avec son encodeur optique, la valeur du paramètre d'ajustement utilisé dans le modèle cinématique l_1 est mesurée. En ce qui concerne le rapport de transmission, le traitement des données des encodeurs situés à l'actionneur principal et sur l'arbre de sortie est nécessaire. Il est alors possible de faire une comparaison entre les valeurs expérimentales et théoriques. Les figures 3.10 a) et 3.10 b) et les figures 3.11 a) et 3.11 b) présentent, respectivement, les données recueillies pour les longueurs adimensionnelles l_1 de 2,39, 1,6, 0,8 et 0,4. Ces quatre valeurs couvrent une grande partie de la plage de fonctionnement de la transmission.

En analysant les figures 3.10 et 3.11, nous constatons que les valeurs expérimentales sont très près des valeurs théoriques. Cette observation permet entre autres de valider le modèle cinématique. Cependant, la figure 3.11 b) montre une différence plus importante entre la réalité et la modélisation. Dans ce cas, le paramètre d'ajustement est à la position $l_1 = 0,4$ qui correspond à la longueur minimum. Dans cette région, tel qu'on peut le constater à la figure 1.5, le rapport de transmission est plus sensible au paramètre

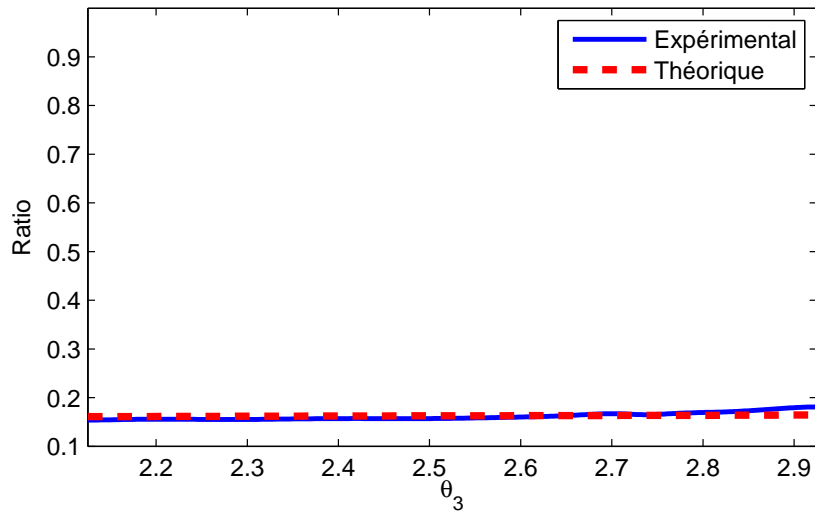
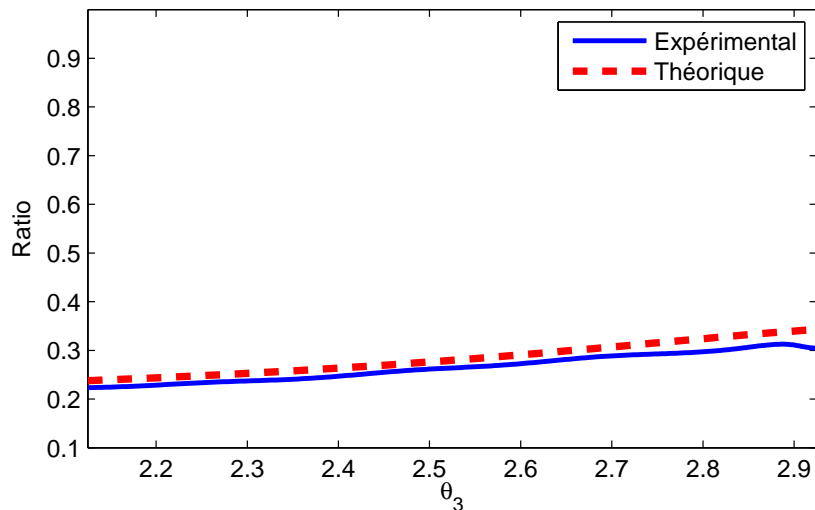
(a) $l_1 = 2.395$ (b) $l_1 = 1.6$

Figure 3.10: Rapport de transmission en fonction de la position - données expérimentales et théoriques pour différentes positions d'ajustement l_1 .

d'ajustement. En effet, pour une petite variation de l_1 , une plus importante variation sur le rapport de transmission est possible. Il est probable que le paramètre l_1 mesuré soit décalé.

D'autres éléments peuvent expliquer la différence entre les valeurs expérimentales et théoriques. Premièrement, la précision d'usinage des longueurs des membrures peut influencer directement la cinématique car elle entraîne une variation des paramètres du

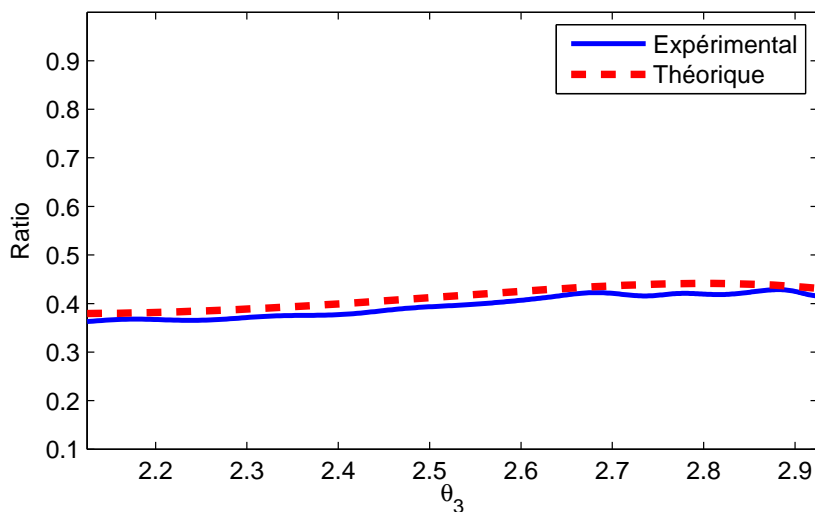
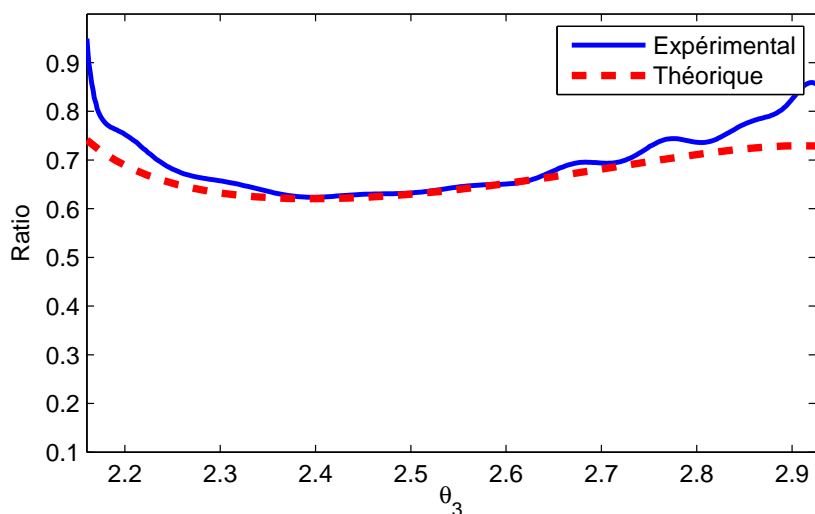
(a) $l_1 = 0,8$ (b) $l_1 = 0,4$

Figure 3.11: Rapport de transmission en fonction de la position - données expérimentales et théoriques pour différentes positions d'ajustement l_1 .

mécanisme. Toutefois, les pièces ont été fabriquées à l'aide de machines à commande numérique ce qui devrait amener une précision suffisante. Les jeux dans les articulations du mécanisme ainsi que la flexion dans les membrures constituent d'autres sources d'erreur. Ce type d'erreur peut considérablement modifier le comportement d'un mécanisme parallèle. Une étude exhaustive des conséquences des jeux et de la flexion des membrures des mécanismes parallèles peut être trouvées dans Gallant [6].

De plus, l'incertitude sur le positionnement articulaire peut être due à la mauvaise calibration du mécanisme. En effet, les positions initiales du mécanisme ont été mesurées à l'aide d'un inclinomètre numérique dont la précision est de $\pm 0,2^\circ$. En comparant les mesures de l'inclinomètre à celle des encodeurs, la position du mécanisme est établie. De plus, l'index des encodeurs est utilisé à chaque mise en marche pour déterminer l'origine de chacun des axes. Cette méthode comporte une certaine incertitude qui pourrait expliquer les différences mesurées.

Les figures précédentes (3.10 et 3.11) montrent le rapport de transmission lorsque le mécanisme n'est pas soumis à un chargement. Avec une charge à l'extrémité, les courbes expérimentales ne sont pas tout à fait symétriques dans les deux sens de rotation. Ce comportement est dû à la flexion du mécanisme qui modifie légèrement sa configuration et d'autre part, aux jeux mécaniques dans les articulations du mécanisme ainsi qu'au niveau des deux paires d'engrenages (module d'ajustement, module d'amplification). Sur la figure 3.12, on peut observer le rapport de transmission en fonction de la position lorsque soumis à un chargement externe de 4,7 [Nm]. Sur cette figure on peut observer deux courbes expérimentales de rapports de transmission. Ces courbes diffèrent, plus particulièrement aux extrémités, et correspondent à un parcours de trajectoire dans un sens opposé. Un comportement similaire est observé lorsqu'on inverse la direction du chargement externe.

3.3 Commande

Afin d'obtenir un comportement adéquat de la transmission à variation continue, diverses méthodes de commande ont été élaborées. La commande peut être sous-divisée en deux types de tâches. Pour la première, la transmission est à une position d'ajustement donnée et l'actionneur principal effectue des tâches de positionnement quelconques. L'actionneur d'ajustement n'est pas fonctionnel lors d'une telle tâche.

Le second type de tâche survient lorsque l'on désire modifier la position de l'actionneur d'ajustement afin de modifier le rapport de transmission. Dans ce cas, les deux moteurs travaillent en parallèle car on désire habituellement conserver une position fixe à la sortie. En effet, l'actionneur d'ajustement n'est pas dimensionné pour avoir la capacité de soulever une charge utile, car cela ajouterait considérablement de poids à

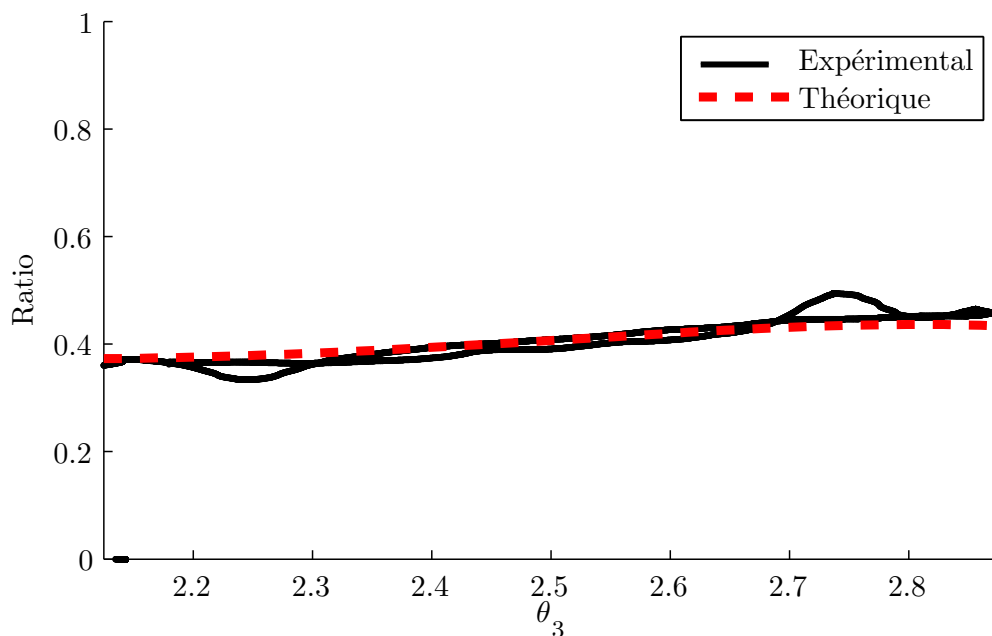


Figure 3.12: Rapport de transmission en fonction de la position ($l_1 = 0,82$) avec un chargement externe de 4.7 [Nm]

l'articulation. De manière générale il ne sera donc pas possible d'effectuer un changement de rapport de transmission lorsque l'articulation est en mouvement. Cependant, le robot pourrait être appelé à effectuer une tâche, s'arrêter, changer de rapport de transmission et ensuite effectuer une nouvelle tâche nécessitant un rapport de transmission différent. Lors de ce changement de rapport, il est important que les deux actionneurs soient bien synchronisés.

La première approche de commande élaborée utilise le modèle cinématique afin de déterminer quelle position doit prendre l'actionneur principal. La seconde approche utilise l'encodeur situé sur l'arbre de sortie afin de contrôler la transmission.

3.3.1 Commande à l'aide du modèle cinématique

Cette méthode a été élaborée afin d'effectuer la commande au niveau de l'actionneur principal. En rapportant la commande au niveau de l'actionneur principal, il est possible d'utiliser un seul contrôleur ce qui limite les effets du changement de rapport de transmission au niveau du contrôleur. Le schéma expliquant les diverses étapes de

la commande est présentée à la figure 3.13. Pour élaborer la consigne (angulaire) de l'actionneur principal (R3), on utilise la consigne de position à l'articulation (R1), la position de l'actionneur d'ajustement (Y2) ainsi que le modèle cinématique élaboré au chapitre 1. Ensuite, une boucle de rétroaction composée d'un contrôleur PID est appliquée sur l'actionneur principal. Aucune rétroaction n'est effectuée sur l'arbre final.

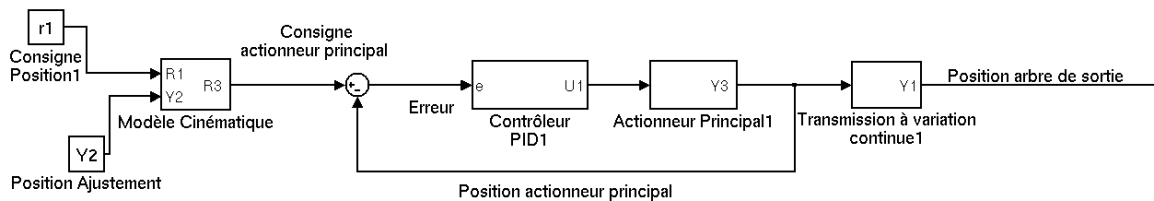


Figure 3.13: Schéma de commande à l'aide du modèle cinématique.

Un des inconvénients rencontrés lors des essais est que le modèle cinématique n'est pas parfait. En effet, il était possible de constater que pour une consigne désirée à la sortie, différents écarts étaient observables selon la position de l'actionneur d'ajustement. Cet inconvénient pourrait, dans le cas d'un robot, apporter une faible répétabilité de positionnement. De plus, tel que présenté dans la section 3.2.1, le modèle cinématique est sensible aux différentes causes d'erreur.

En ce qui concerne la phase de changements de rapport, les expérimentations ont montré qu'il était difficile de conserver la position fixe à l'articulation. Cependant, lors des essais, on observait que les deux moteurs travaillaient en collaboration et qu'il était possible d'effectuer des changements de rapport avec une charge utile à l'articulation. En effet, si l'actionneur d'ajustement n'était pas capable d'initier le mouvement, car la charge était trop lourde, l'actionneur principal se déplaçait, tel que prescrit par le modèle cinématique, et permettait ainsi à l'actionneur d'ajustement de pouvoir se déplacer.

3.3.2 Commande en boucle fermée à l'articulation

Cette méthode de commande a été élaborée afin de pallier au manque de rétroaction (à l'articulation) de la méthode précédente. Le schéma expliquant la méthode de commande est présenté à la figure 3.14. Dans le cas présent, on utilise l'encodeur optique situé sur l'arbre final pour effectuer la rétroaction au niveau de l'actionneur principal. En fonction de l'erreur à la sortie, le contrôleur envoie une commande à l'actionneur principal. Contrairement à la méthode précédente, les données de position de l'actionneur d'ajustement et le modèle cinématique ne sont pas nécessaires pour déterminer la consigne de position.

Cette méthode est plus simple à mettre en oeuvre, car elle ne nécessite pas l'utilisation du modèle cinématique, mais demande plus d'ajustement au niveau du contrôleur. En effet, pour une même consigne, un déplacement plus ou moins grand peut être nécessaire au niveau de l'actionneur principal selon la configuration du mécanisme de la transmission. Il est donc nécessaire d'ajuster les gains et les paramètres limitatifs du contrôleur (limite de vitesse, filtre sur la consigne) en conséquence.

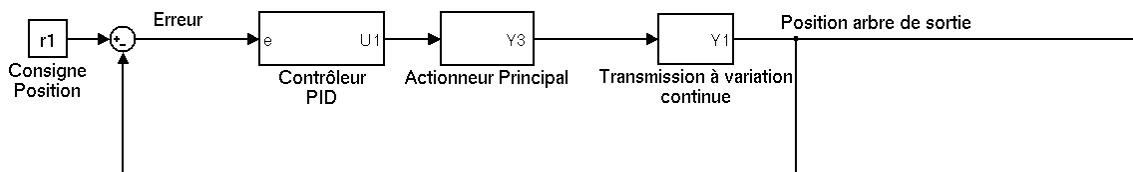


Figure 3.14: Schéma du contrôle en boucle fermée à l'articulation.

En ce qui concerne la phase de changement de rapport de transmission, les essais ont démontré une réponse à l'arbre de sortie (Y1) plus constante, ce qui élimine le problème de répétabilité présent avec la méthode précédente. Cependant, il n'est pas possible de changer le rapport de transmission lorsqu'une charge est présente à l'articulation. En effet, l'actionneur principal ne modifie pas sa commande tant que l'actionneur d'ajustement n'a pas initié le mouvement qui cause une erreur de position au niveau de l'articulation.

En ce qui concerne l'actionneur d'ajustement, une méthode de commande indépendante est utilisée. La figure 3.15 présente le schéma de commande de l'actionneur

d'ajustement. On peut constater que la boucle de rétroaction sur la consigne d'ajustement est seulement active lorsqu'on est en phase de changement de rapport.

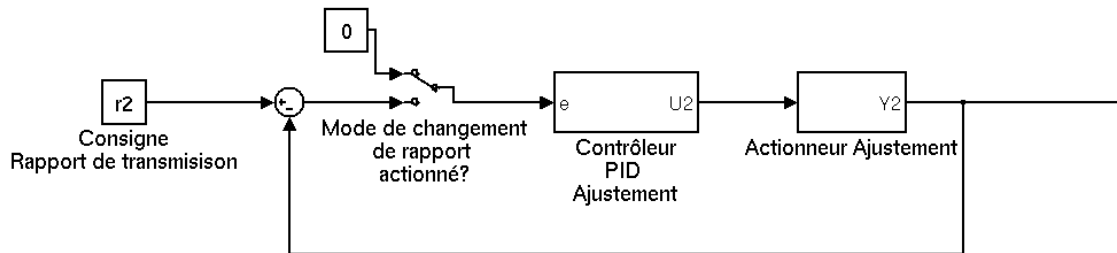


Figure 3.15: Schéma de contrôle de l'actionneur d'ajustement

3.3.3 Discussion et détermination des gains PID

Les deux méthodes de commande présentées précédemment comportent chacune leurs avantages et leurs inconvénients. Afin de pouvoir effectuer les essais mécaniques, la méthode de commande en boucle fermée à l'articulation a été privilégiée. Cette méthode permet d'obtenir une meilleure répétabilité et précision au niveau de l'articulation, ce qui est très important pour d'une articulation robotique. La méthode de commande à l'aide du modèle cinématique pourrait être utilisée seulement en phase de changement de rapport de transmission car elle permet, contrairement à l'autre méthode, d'effectuer cette phase lorsque l'articulation est soumise à une charge. Cependant, pour la suite des expérimentations, la méthode utilisant le modèle cinématique n'a pas été utilisée. Les gains PID ont été obtenus en considérant un modèle inertiel et en utilisant une technique de placement de pôles. Ensuite, ils ont été modifiés heuristiquement à partir des valeurs obtenues. Les valeurs ont été sélectionnées afin d'avoir une réponse rapide sans toutefois compromettre la stabilité.

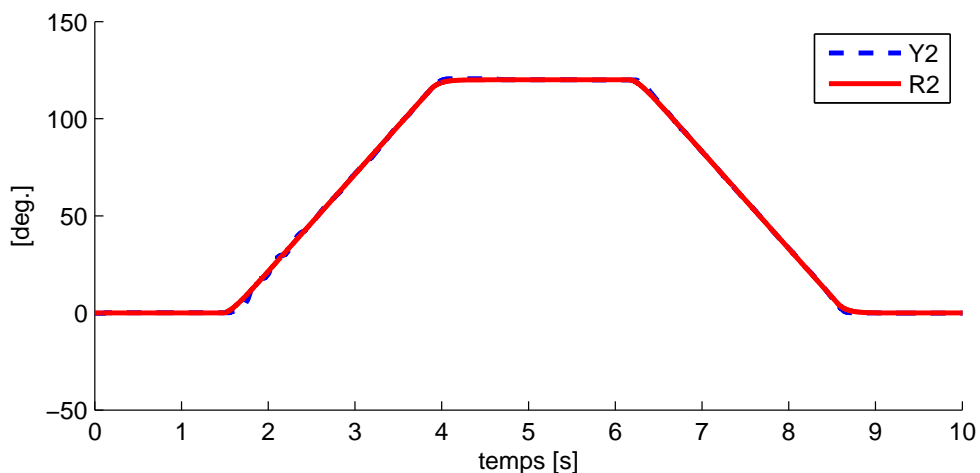
Tableau 3.2: Tableau sommaire des gains PID utilisés

Gains	Valeur si $l_1 > 1,2$	Valeur si $l_1 < 1,2$
K_p	0,9625	1,2658
K_i	1,9792	3,2202
K_d	0,0125	0,0142

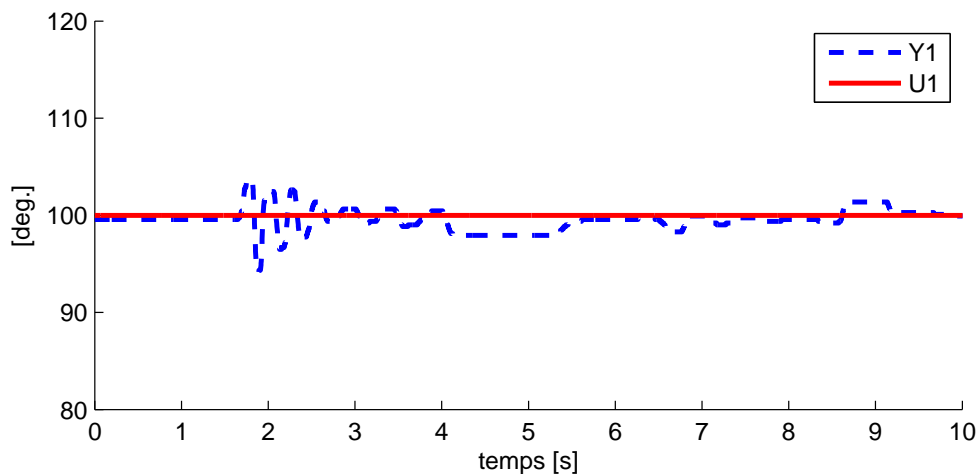
Les valeurs sélectionnées pour les gains sont présentées dans le tableau 3.2. Pour une

commande optimale un minimum de deux séries de gains sont nécessaires. Une série est utilisée lorsque le paramètre d'ajustement (l_1) est plus grand que 1,2 et la seconde dans le cas contraire. De plus un filtre sur la consigne est ajouté pour augmenter la stabilité de la commande. La fonction de transfert du filtre est $\frac{1}{0,16s+1}$; un filtre plus contraignant peut aussi être utilisé. Finalement, une limitation de la vitesse de la consigne est ajoutée qui considère la vitesse maximum du moteur et le rapport de transmission de la TVC.

Une meilleure évaluation de la performance des gains sélectionnés peut être réalisée à l'aide de figures lors de différentes situations. La figure 3.16, montre le comportement des deux actionneurs lors d'une phase de changement de rapport de transmission. La



(a) Actionneur d'ajustement



(b) À l'articulation

Figure 3.16: Consigne et réponse lors du changement de rapport de transmission.

figure 3.16 a) montre la réponse et la consigne au niveau de l'actionneur d'ajustement. À la figure 3.16 b), on constate que la réponse à la sortie de la transmission, lors de cette période, ne s'éloigne pas plus que 5 [°] de la consigne.

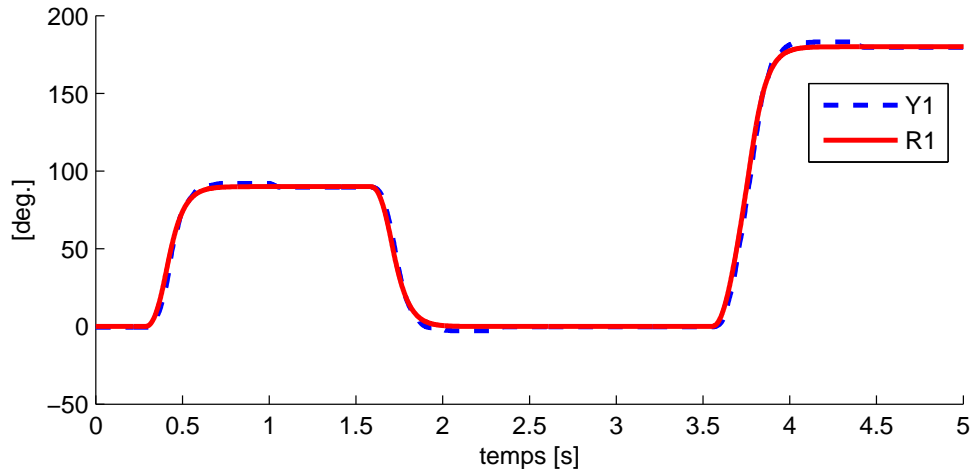


Figure 3.17: Consigne et réponse avec commande lisse.

Les figures 3.17 et 3.18 montrent l'impact que peut avoir un contrôleur ayant une réponse trop rapide au niveau de l'actionneur principal. La figure 3.17, montre le cas où le contrôleur a une commande plus douce (celle sélectionnée) et la figure 3.18 le cas où le contrôleur a une commande plus rapide. On peut constater que lorsque la commande est trop rapide, le contrôleur perd sa stabilité. Une des principales causes de cette instabilité est le jeu présent dans le mécanisme. En effet, il existe un jeu mécanique entre autres au niveau des engrenages du module d'ajustement et d'amplification. Lorsque soumis à une commande trop rapide, le jeu mécanique présent dans la transmission rend le contrôleur instable. Il est à noter que dans les 2 cas, le filtre sur la consigne était le même.

La figure 3.19 montre l'impact que peuvent avoir les jeux mécaniques lorsque la transmission est soumise à des charges importantes même avec un contrôleur moins agressif. Sur cette figure, on peut observer la réponse (Y1) et la consigne (R1) lorsque la transmission soulève une charge utile. Dans ce cas-ci un couple de 5.6 [Nm] était présent au niveau de l'articulation. Contrairement à la figure 3.17 qui ne présente aucune charge à l'articulation, la figure 3.19 permet de constater un dépassement plus important causé par les jeux mécaniques et la flexion des membrures plus importantes lorsque soumises à une charge. Dans les deux cas, le même contrôleur était utilisé.

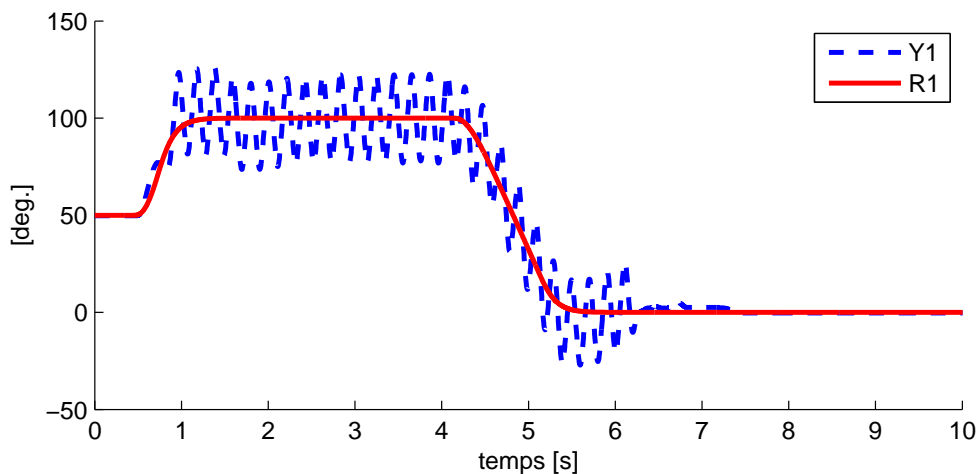


Figure 3.18: Consigne et réponse avec commande rapide

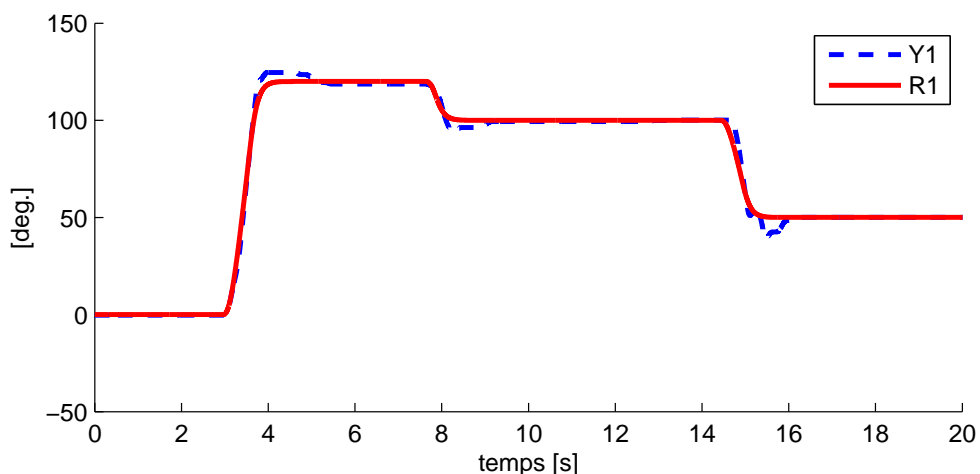


Figure 3.19: Consigne et réponse avec une articulation chargée

3.4 Mesure du rendement mécanique

Afin de soumettre la transmission à différents chargements, un montage permettant d'imposer différents couples externes a été installé sur l'arbre final de la transmission. Ce montage consiste en une poulie, un câble en acier et des masses pouvant être fixées à l'extrémité du câble. À l'aide de ce montage, il est possible d'estimer le rendement mécanique de la transmission en comparant la puissance externe à la puissance fournie par l'actionneur. Le même montage a été effectué sur un banc d'essai composé uniquement de l'actionneur principal. Ce montage permet de déterminer le rendement du boîtier d'engrenage de l'actionneur principal. En comparant les données de rendement

entre le montage avec l'actionneur principal et celui de la TVC, il est possible d'estimer le rendement de la TVC.

Voici les équations utilisées pour calculer le rendement mécanique. Tout d'abord, le couple imposé à la transmission τ_s est déterminé à partir de la masse appliquée m et du rayon de la poulie r qui est de 76,2 [mm] :

$$\tau_s = m r. \quad (3.1)$$

Le couple fourni par l'actionneur principal τ_e est mesuré à partir de la commande en courant du contrôleur I qui est enregistré et de la constante de couple du moteur c :

$$\tau_e = I c. \quad (3.2)$$

La valeur de constante de couple du moteur est de 0,2 [Nm/A] et a été validée expérimentalement.

Pour évaluer le rendement de l'actionneur principal, on doit déterminer le ratio entre la puissance fournie au système et la puissance à la sortie. Avec le montage pour mesurer le rendement de l'actionneur principal, la vitesse à l'entrée est la même que celle à la sortie, on peut donc éliminer les composantes de vitesses de l'équation de puissance. On obtient l'équation suivante pour le rendement de l'actionneur principal.

$$\eta_1 = \frac{P_{sortie}}{P_{entrée}} = \frac{\tau_s}{\tau_e}. \quad (3.3)$$

Pour le montage expérimental incluant la TVC, il faut conserver la composante vitesse pour le calcul du rendement. L'équation de rendement mesuré η_m avec ce montage est la suivante

$$\eta_m = \frac{P_{sortie}}{P_{entrée}} = \frac{\tau_s \dot{\theta}_s}{\tau_e \dot{\theta}_e}. \quad (3.4)$$

Le rendement de la TVC peut être déterminée en considérant le rendement de l'actionneur principal qui est placé en série avec la TVC. On utilise donc les données de rendement obtenues avec le montage complet η_m et le rendement estimé pour l'actionneur principal η_{1e} à l'état auquel il fonctionne. La valeur de rendement global η_{TVC} peut être estimée à partir des valeurs de η_1 en fonction de la vitesse d'opération et du couple transmis dans le boîtier d'engrenages soit

$$\eta_{TVC} = \frac{\eta_m}{\eta_{1e}}. \quad (3.5)$$

Deux types d'essais ont été élaborés afin de déterminer le rendement à différents états de fonctionnement. Des essais avec des trajectoires à basse vitesse et des essais avec trajectoires à haute vitesse ont été effectués avec différents chargements.

3.4.1 Mesure du rendement à basse vitesse

Cette section présente les résultats obtenus pour les essais de mesure de rendement à basse vitesse. Ces essais permettent d'évaluer les pertes lorsque la transmission fonctionne sous une consigne de basse vitesse. Lors de ces essais, la consigne de vitesse était de 10 [deg./s]. La trajectoire articulaire commandée correspond à parcourir la plage de débattement de la TVC.

Le tableau 3.3 présente les résultats des essais effectués avec l'actionneur principal seulement. On constate que rendement augmente en fonction du couple appliqué. Ce phénomène est causé par les pertes mécaniques de frottement statique, par exemple frottement dans les joints d'étanchéités, frottement des roulements, etc. En effet, on peut observer qu'il faut un couple minimum pour pouvoir actionner le boîtier de réduction qu'on peut considérer comme étant le frottement statique. Cette perte en couple reste toujours présente et, en augmentant le couple passant par le boîtier, on diminue le pourcentage de perte causé par le frottement statique et on augmente ainsi le rendement. À plus haute vitesse, s'ajoutent des pertes de frottement dynamique causées par le coefficient de friction en fonction de la vitesse de rotation et du couple appliqué.

Toutes les figures des essais de rendement (basse et haute vitesse) sont présentées en annexe A. La figure 3.20 présente les résultats pour l'essai avec uniquement l'actionneur principal avec une charge de 11.2 [Nm]. Le tableau 3.4 présente le sommaire des résultats des essais de rendement pour la TVC. La valeur de η_{1e} a été déterminée en utilisant une régression linéaire effectuée sur η_1 en fonction de τ_e pour les essais de l'actionneur principal en fonction de la valeur τ_e mesurée lors des essais de la TVC.

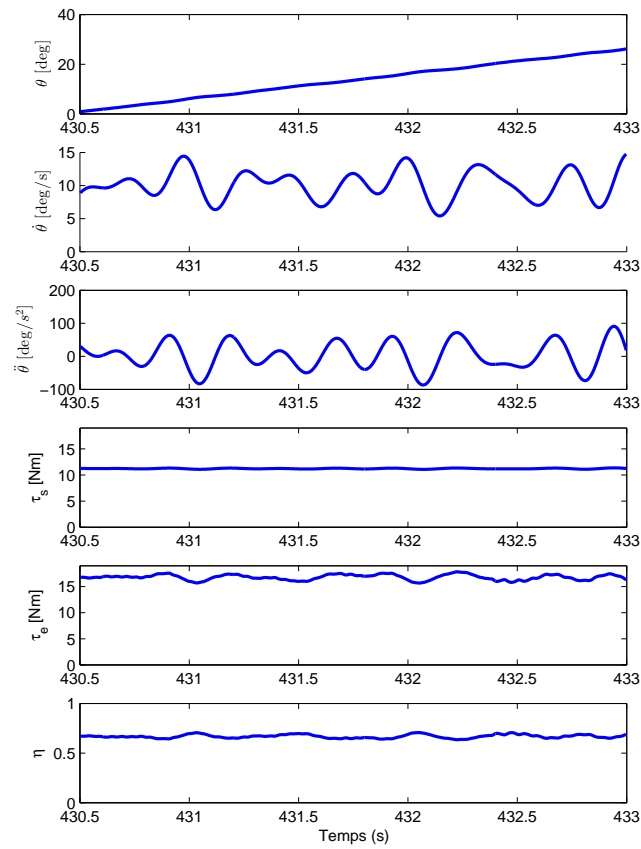


Figure 3.20: Essai de rendement à basse vitesse, couple opposé de 11.2 Nm - sans TVC.

3.4.2 Mesure du rendement à haute vitesse

Dans le cadre des tests de rendement à haute vitesse, la tâche consistait à parcourir la plage de mouvement avec la plus grande vitesse possible. Puisque la plage de mouvement est fixe, cela permet à la fois de mesurer la vitesse maximum atteignable selon le couple externe. Cependant, aux fins de comparaison, la moyenne de vitesse lors de la trajectoire est utilisée. En effet, la vitesse moyenne est une mesure plus fiable, car elle dépend de l'ensemble des points de la trajectoire plutôt que de la dérivé de quelques points. De plus, la vitesse moyenne sera proportionnelle à la vitesse maximum pour une même trajectoire.

Le tableau 3.5 présente les résultats des essais effectués avec l'actionneur principal seulement. Le rendement obtenu varie entre 0,44 et 0,63. On constate que le rendement

Tableau 3.3: Tableau des résultats des essais de rendement à basse vitesse de l'actionneur principal.

τ_s	τ_e	η_1
[Nm]	[Nm]	
7,5	12,8	0,59
11,2	16,8	0,67
13,1	18,8	0,70

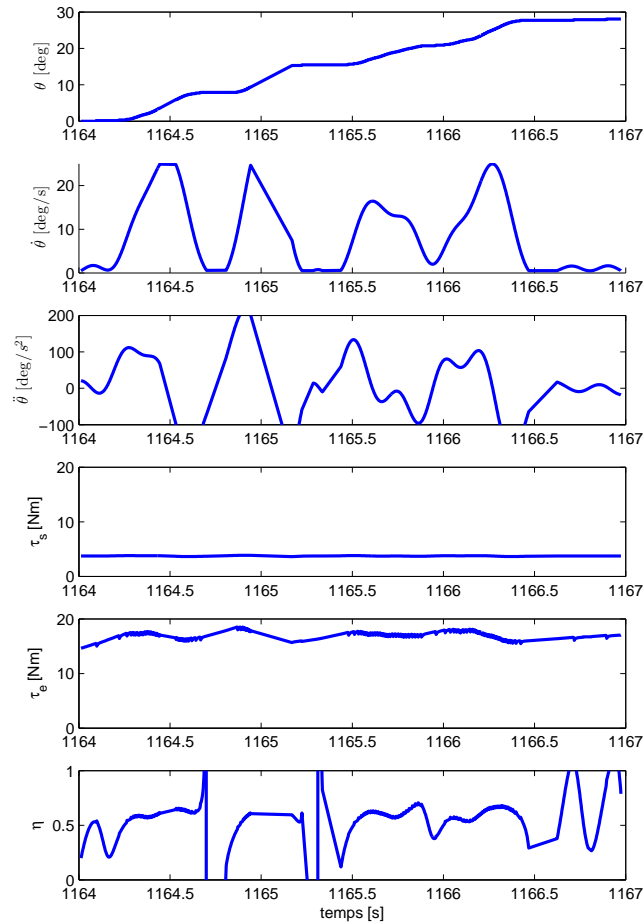


Figure 3.21: Essai de rendement à basse vitesse, couple opposé de 3.7 Nm - $l_1 = 0,82$.

est plus faible que lors des essais à basse vitesse et ce, pour les mêmes chargements.

Le tableau 3.6 présente les résultats des essais de rendement à haute vitesse pour

Tableau 3.4: Tableau des résultats des essais de rendement à basse vitesse de la TVC.

l_1	τ_s	τ_e	η_m	η_{1e}	η_{TVC}
	[Nm]	[Nm]			
1	3,7	18,4	0,64	0,69	0,92
0,82	3,7	16,9	0,57	0,66	0,86
0,62	3,7	15,2	0,56	0,63	0,88
0,52	3,7	14,2	0,52	0,61	0,84
0,82	4,7	19,4	0,60	0,71	0,85
0,62	4,7	17,7	0,61	0,68	0,90
0,62	5,6	19,4	0,67	0,71	0,94
0,52	5,6	19,4	0,61	0,71	0,86

Tableau 3.5: Tableau des résultats des essais de rendement à haute vitesse de l'actionneur principal.

τ_s	θ_s	$\bar{\tau}_e$	η
[Nm]	[deg/s]	[Nm]	
7,5	147	19,5	0,44
11,2	131	20,9	0,55
13,1	100	21	0,63

la TVC. Contrairement aux essais à basse vitesse, le rendement estimé de l'actionneur principal n'a pas été évaluée. En effet, il n'était pas possible d'obtenir un modèle stable en fonction de la vitesse et du couple étant donnée le nombre restreint de données collectées pour les essais de l'actionneur principal. Cependant, on peut constater que le rendement mesuré pour le système entier varie entre 0,4 et 0,63 alors que celle de l'actionneur principal était entre 0,44 et 0,63. On peut donc affirmer que le rendement de la TVC se situe au minimum entre 0,63 et 0,9 pour les états mesurés.

3.5 Discussion

Les essais mécaniques ont permis de valider le comportement de la transmission à variation continue. Les valeurs de rendement mécanique varient entre 0,63 et 0,9 pour les essais à haute vitesse alors qu'on obtient des valeurs entre 0,84 et 0,94 lors des essais

Tableau 3.6: Tableau des résultats des essais de rendement à basse vitesse de la TVC.

l_1	τ_s	Vitesse moyenne	$\bar{\tau}_e$	η_m
	[Nm]	[deg/s]	[Nm]	
1	3,7	118,1	20,96	0,57
0,82	3,7	175,4	20,9	0,51
0,62	3,7	179,1	20,662	0,44
0,52	3,7	178,2	20,5682	0,40
0,82	4,7	102,1	21	0,63
0,62	4,7	155	21	0,53
0,62	5,6	85	21	0,61
0,52	5,6	107,4	20,99	0,53

à basses vitesses. Ces valeurs sont, entre autres, supérieures aux valeurs de rendement du réducteur utilisé pour les essais. Une vitesse moyenne de $180[deg/s]$ a été atteinte avec la TVC alors qu'avec uniquement l'actionneur on obtient $147[deg/s]$. On peut donc établir que le comportement respecte les valeurs espérées. Cependant, quelques difficultés sont survenues au niveau de la commande et on a dû limiter les charges applicables sur la TVC.

Ces problèmes sont principalement dus aux différents jeux qui sont générés dans la transmission qui peuvent rendre le contrôleur instable. Ces jeux sont causés par deux phénomènes. D'une part, la flexion des membrures et des articulations dans la direction perpendiculaire au plan du mécanisme. En second lieu, un jeu se crée aussi dans le plan du mécanisme car l'arbre supportant la roue de la vis sans fin fléchit et entraîne un jeu au niveau des dents ce qui ajoute un degré de liberté au mécanisme. La combinaison de ces jeux, lorsque soumis à une charge, peut atteindre $10[^\circ]$ à la sortie de la transmission lorsque l'ajusteur est en position $l_1 = 2,39$. Ces éléments devraient être corrigés si on désire poursuivre le développement de ce type de transmission.

Pour fin de référence, l'inertie de la transmission a été évaluée à partir du modèle CAO des composantes. L'inertie mesurée varie entre $3.7 * 10^{-3}[kgm^2]$ et $2.5 * 10^{-3}[kgm^2]$ selon le rapport de transmission du mécanisme. Cette mesure correspond à l'inertie située à l'arbre d'entrée de la transmission. Pour cette mesure, la plus grosse roue dentée du module d'amplification a été réduite afin de correspondre au nombre de dents nécessaires au fonctionnement pour la plage de mouvement du mécanisme. La composante contribuant le plus à inertie est l'actionneur d'ajustement.

L'inertie est souvent utilisée pour comparer la performance d'une transmission. Par contre, dans le cas de la transmission développée, l'inertie mesurée ne correspond pas à l'inertie qui est ajoutée directement sur le rotor du moteur principal mais plutôt à l'arbre de sortie du boîtier de transmission du moteur principal. Selon le rapport de réduction de ce boîtier, l'impact de l'inertie rapportée au rotor sera plus ou moins importante. De plus, le mécanisme est moins sujet à subir de grandes accélérations car sa plage de mouvement est restreinte, ce qui diminue l'impact d'une plus grande inertie.

Conclusion

Ce mémoire est un sommaire des travaux effectués dans le développement d'un nouveau type de transmission à variation continue pour une articulation robotique. Après avoir exploré les différents types de transmissions utilisées en robotique et dans différents domaines d'application, un concept innovateur a été suggéré pour la suite des travaux. Ce concept est celui d'une transmission à variation continue dont la variation de rapport s'effectue avec un mécanisme à cinq barres.

En premier lieu, la cinématique d'un mécanisme à cinq barres a été présentée et les équations pertinentes à son étude ont été élaborées. À partir de ces équations, il a été possible d'optimiser les paramètres du mécanisme dans le but de maximiser l'amplitude des rapports de transmission atteignables tout en minimisant la variation du rapport de transmission en fonction de sa position angulaire. Pour ce faire, deux méthodes d'optimisation ont été proposées : l'optimisation de la plage des rapports de transmission et l'optimisation aux frontières de la plage des rapports de transmission. Les résultats obtenus avec la seconde méthode ont été utilisés pour la suite des travaux. Le mécanisme sélectionné permet d'obtenir une plage continue de rapports de transmission entre $0,9 : 1$ et $4 : 1$. La transmission en entier permet d'obtenir une plage continue entre $0,16 : 1$ et $0,7 : 1$.

Par la suite, une étude a été effectuée sur un second type de transmission à variation continue : le train épicycloïdal à deux degrés de liberté. Le but de cette étude était

d'établir quelle plage de rapport de transmission il est possible d'obtenir avec ce type de transmission pour ensuite la comparer à celle développée. Cette étude a permis d'établir les équations d'états de fonctionnement possibles du train planétaire entre autres, en normalisant la puissance disponible aux actionneurs. Il a été possible de démontrer, que peu importe la configuration, il n'existe qu'un seul état de fonctionnement pour lequel la puissance maximale des deux actionneurs est utilisée.

La dernière partie du mémoire présente les travaux réalisés au niveau du prototype fabriqué. Le processus de conception mécanique est abordé en présentant successivement les différentes composantes de la transmission. Ensuite, la plage des rapports de transmission a été validée expérimentalement. Il est aussi question des méthodes de commande envisageables et testées en laboratoire. Finalement le rendement mécanique de la transmission fabriquée a été évaluée à différents états de fonctionnement. Il a été démontré que le rendement mécanique varie entre 0,63 et 0,9.

Des travaux futurs qui pourraient mener à une réalisation pratique de ce type de transmission porteraient surtout sur les composantes de la transmission. Il serait entre autres nécessaire d'utiliser des composantes qui permettent d'éliminer les jeux mécaniques qui causent diverses instabilités lors du fonctionnement. Des composantes mieux adaptées et testées individuellement pourraient remplacer l'assemblage des articulations utilisés dans le mécanisme. De plus, une amélioration pourrait être apportée au niveau de la paire d'engrenages du moteur d'ajustement afin d'augmenter la rigidité de cette interface. Ces améliorations pourraient éliminer la plupart des problèmes de commande rencontrés.

De plus, afin de pouvoir éventuellement incorporer le mécanisme à l'intérieur d'un robot, il est nécessaire d'étudier les moyens qui permettraient une réduction de sa taille. Ces travaux devraient tenir compte des efforts internes que peuvent générer cette réduction de taille. De plus l'arrangement des différents modules de la transmission pourrait être revu. Positionner le module d'amplification dans la direction inverse pourrait mener à un assemblage plus compact. Un arrangement différent pourrait aussi être réalisé au niveau de l'actionneur d'ajustement. La combinaison de toutes ces améliorations pourrait mener à une module de transmission à variation continue compact qui pourrait se fixer à l'extrémité d'un actionneur et à l'intérieur d'une membrure robotique. À l'aide de ce module, les performances atteignables des robots seraient considérablement améliorées.

Bibliographie

- [1] ALFAYAD, S., OUEZDOU, F. B., NAMOUN, F. et CHENG, G. (2009). Lightweight high performance integrated actuator for humanoid robotic applications : Modeling, design & realization. *Actes de Robotics and Automation, 2009. ICRA '09. IEEE International Conference on*, pages 562 –567.
- [2] BROCKBANK, C. et BURTT, D. (2007). Developments in full toroidal traction drive infinitely and continuously variable transmissions. *SAE Technical Paper*, (2007-01-3740).
- [3] CHEN, C. et ANGELES, J. (2007). Virtual-power flow and mechanical gear-mesh power losses of epicyclic gear trains. *Journal of Mechanical Design*, 129(1):107–113.
- [4] CVTCORP (2012). Cvtcorp white paper. <http://www.cvtcorp.com>. consulté le 5 mai 2012.
- [5] CYDERS, T. et WILLIAMSII, R. L. (2010). Analysis of a new form of intrinsically automatic continuously variable transmission. *ASME Conference Proceedings*, 2010(44106):1149–1156.
- [6] GALLANT, M. (2008). *Étude de l'effet du jeu aux articulations passives et de la flexibilité des membrures sur les propriétés des manipulateurs parallèles*. Thèse de doctorat, Université Laval.
- [7] HABIBI, S. et GOLDENBERG, A. (1999). Design of a new high performance electro-hydraulic actuator. *Actes de Advanced Intelligent Mechatronics, 1999. Proceedings. 1999 IEEE/ASME International Conference on*, pages 227 –232.

- [8] HAMEL, W., KIM, S., ZHOU, R. et LUMSDAINE, A. (2003). Dynamic modeling and analysis of a transmission-based robot servoactuator. *Actes de Robotics and Automation, 2003. Proceedings. ICRA '03. IEEE International Conference on*, volume 1, pages 208 – 213 vol.1.
- [9] HAMEL, W., KIM, S., ZHOU, R. et LUMSDAINE, A. (2004). Design and testing of a prototype transmission-based robot servoactuator. *Actes de Robotics and Automation, 2004. Proceedings. ICRA '04. 2004 IEEE International Conference on*, volume 4, pages 3628 – 3633 Vol.4.
- [10] HIGUCHI, M. et OGASAWARA, T. (2009). Development of a human symbiotic assist arm pas-arm : Design of cvt. *Actes de Robot and Human Interactive Communication, 2009. RO-MAN 2009. The 18th IEEE International Symposium on*, pages 539 –545.
- [11] KIM, B.-S., PARK, J.-J. et SONG, J.-B. (2007). Double actuator unit with planetary gear train for a safe manipulator. *Actes de Robotics and Automation, 2007 IEEE International Conference on*, pages 1146 –1151.
- [12] KIRECCI, A. et DULGER, L. (1 August 2000). A study on a hybrid actuator. *Mechanism and Machine Theory*, 35:1141–1149(9).
- [13] MILLER, J. (2006). Hybrid electric vehicle propulsion system architectures of the e-cvt type. *Power Electronics, IEEE Transactions on*, 21(3):756 –767.
- [14] NAMVAR, M. et AGHILI, F. (2003). A combined scheme for identification and robust torque control of hydraulic actuators. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 125(4):595–606.
- [15] PENNESTRÌ, E. et VALENTINI, P. P. (2003). A review of formulas for the mechanical efficiency analysis of two degrees-of-freedom epicyclic gear trains. *Journal of Mechanical Design*, 125(3):602–608.
- [16] PESHKIN, M., COLGATE, J., WANNASUPHOPRASIT, W., MOORE, C., GILLESPIE, R. et AKELLA, P. (2001). Cobot architecture. *Actes de Robotics and Automation, IEEE Transactions on*, volume 17, pages 377 –390.
- [17] RABINDRAN, D. et TESAR, D. (2008). Power flow analysis in parallel force/velocity actuators (pfva) : Theory and simulations. *Actes de ASME Conference Proceedings*, volume 2008, pages 983–992. ASME.

- [18] ST-AMANT, Y., GOSSELIN, C. et TORDION, G. (2007). *Notes de cours- Éléments de transmission de puissance- Université Laval*. Université Laval Département de génie mécanique.
- [19] TAKAKI, T. et OMATA, T. (2004). Load-sensitive continuously variable transmission for robot hands. *Actes de Robotics and Automation, 2004. Proceedings. ICRA '04. 2004 IEEE International Conference on*, volume 4, pages 3391 – 3396 Vol.4.
- [20] WOOD, E., NELSON, C. A. et KOCH, A. (2011). Improved pid control using an adaptative two-input single-output coarse/fine approach. *Actes de ASME Conference Proceedings*, volume 2011. ASME.
- [21] YUAN, J. et HIROSE, S. (2005). Development of novel linear motion mechanism with compact three-staged transmission. *Actes de Mechatronics and Automation, 2005 IEEE International Conference*, volume 2, pages 735 – 740 Vol. 2.
- [22] ZHANG, K., HUANG, T. et WANG, C. (2006). Kinematics and dynamics analysis of a planar hybrid five bar actuator. *Actes de Control, Automation, Robotics and Vision, 2006. ICARCV '06. 9th International Conference on*, pages 1 –6.

Annexe A

Résultats expérimentaux des essais de rendement mécanique

Cette annexe présente les données expérimentales recueillies lors des essais de rendement mécanique sur le prototype de transmission à variation continue. Pour plus de détails sur la méthode expérimentale, se référer à la section 3.4.

A.1 Essais de rendement à basse vitesse

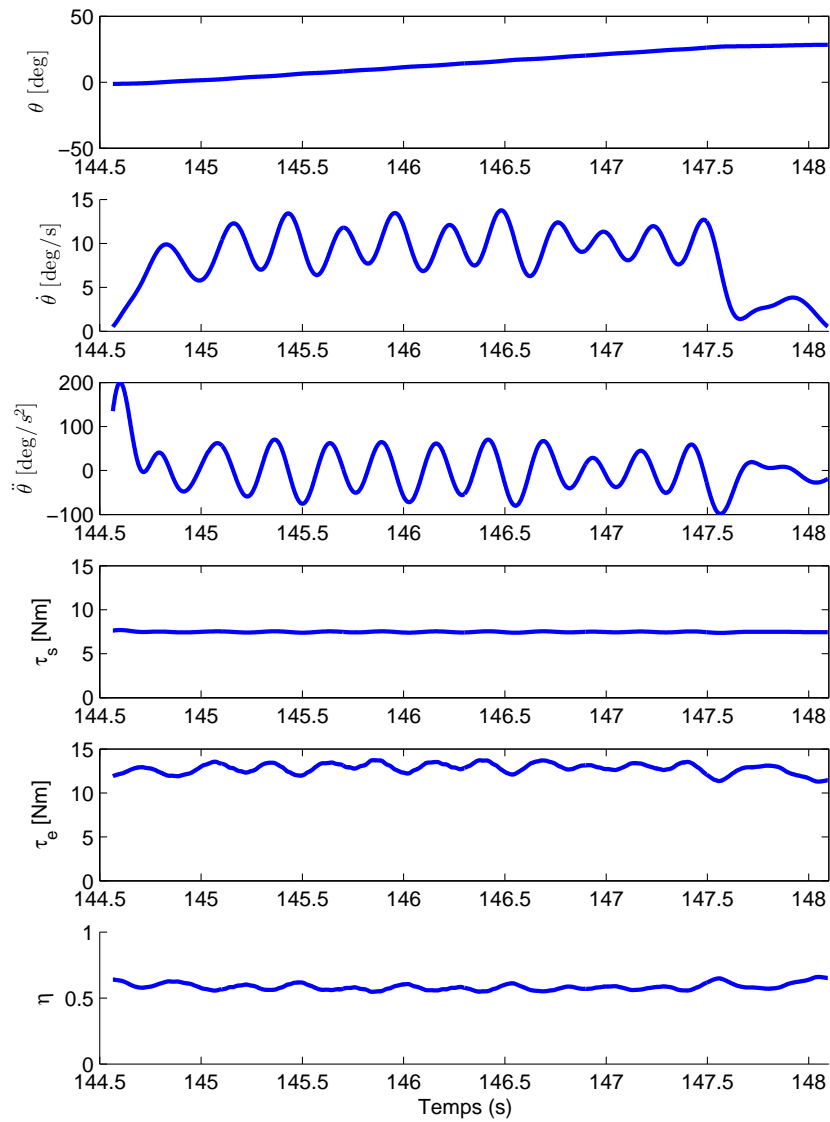


Figure A.1: Essais à basse vitesse, couple opposé de 7,5 Nm sans TVC

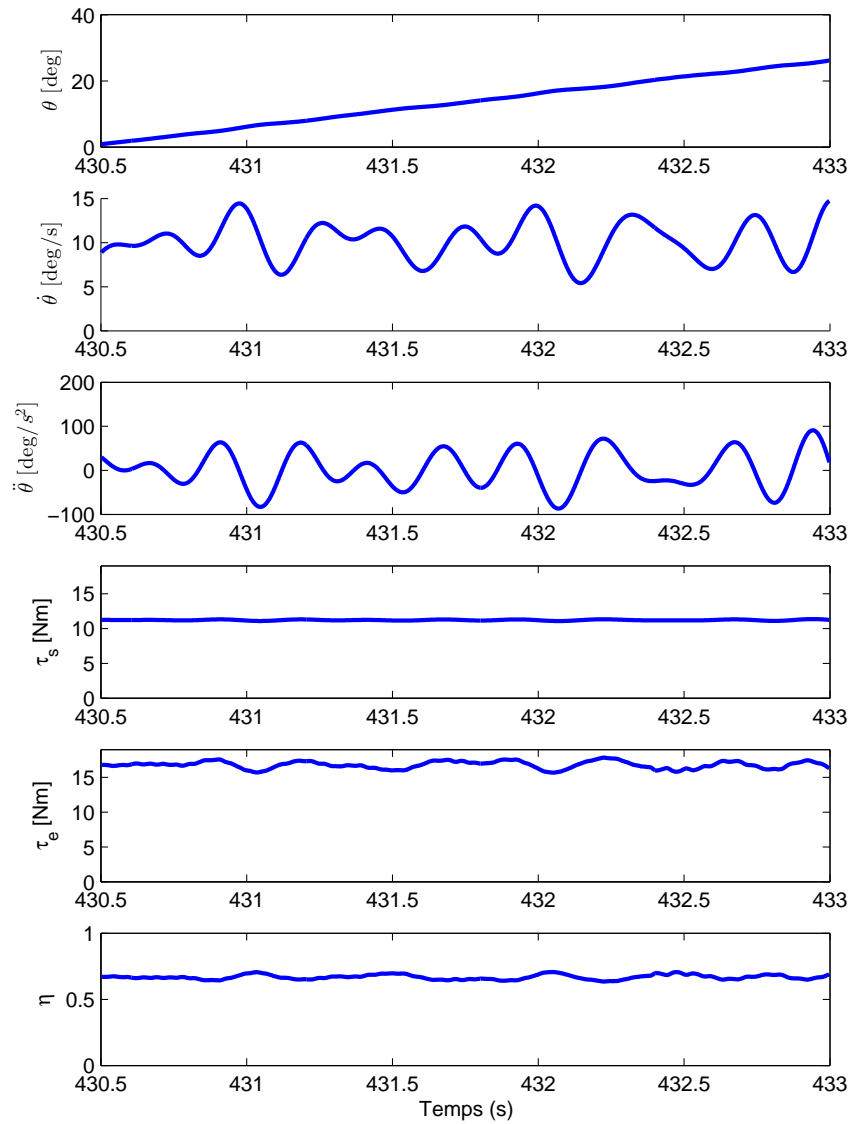


Figure A.2: Essais à basse vitesse, couple opposé de 11,2 Nm sans TVC

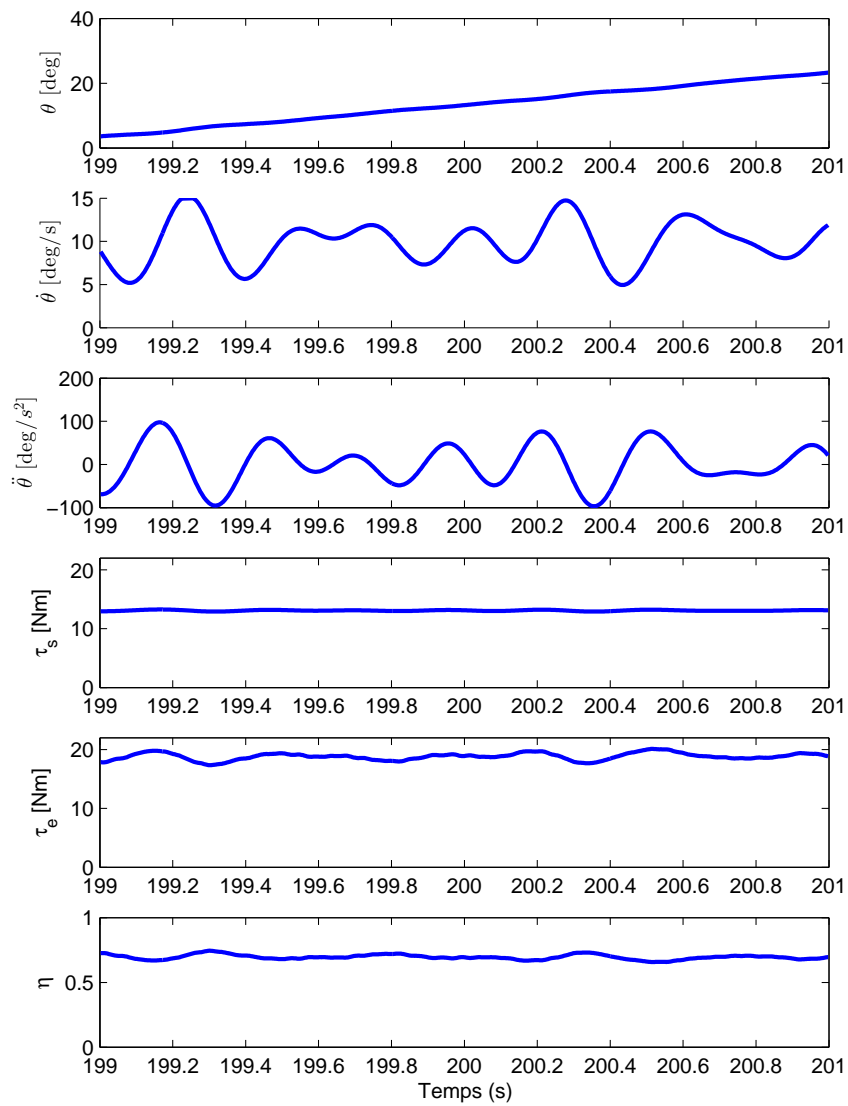


Figure A.3: Essais à basse vitesse, couple opposé de 13,1 Nm sans TVC

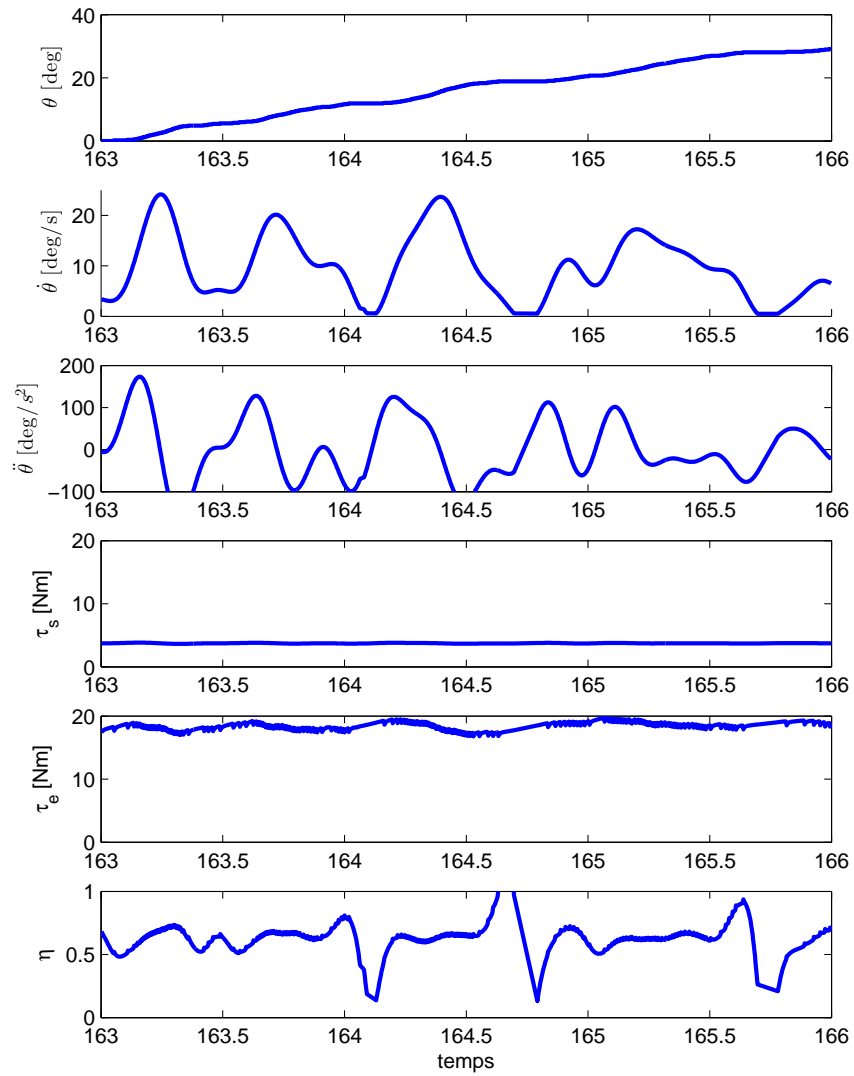


Figure A.4: Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 1,01$

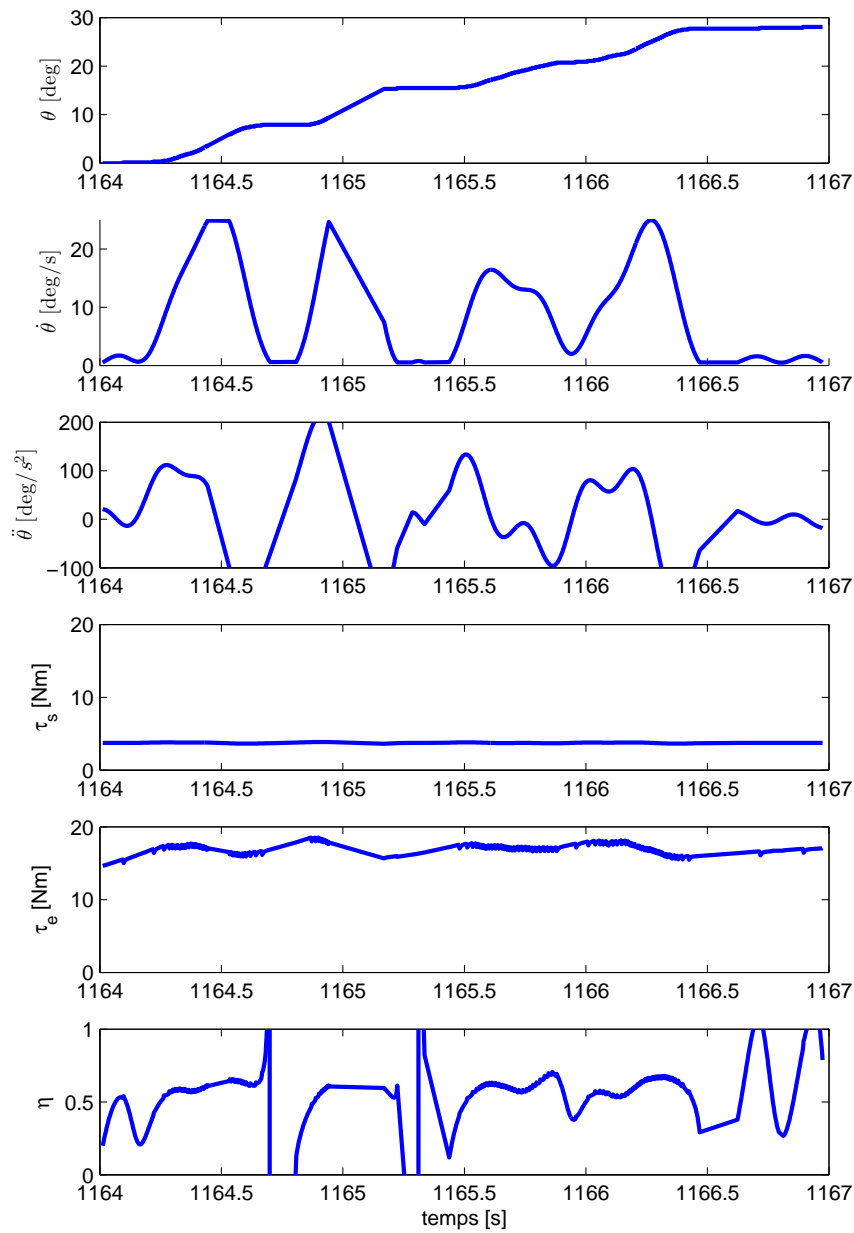


Figure A.5: Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,82$

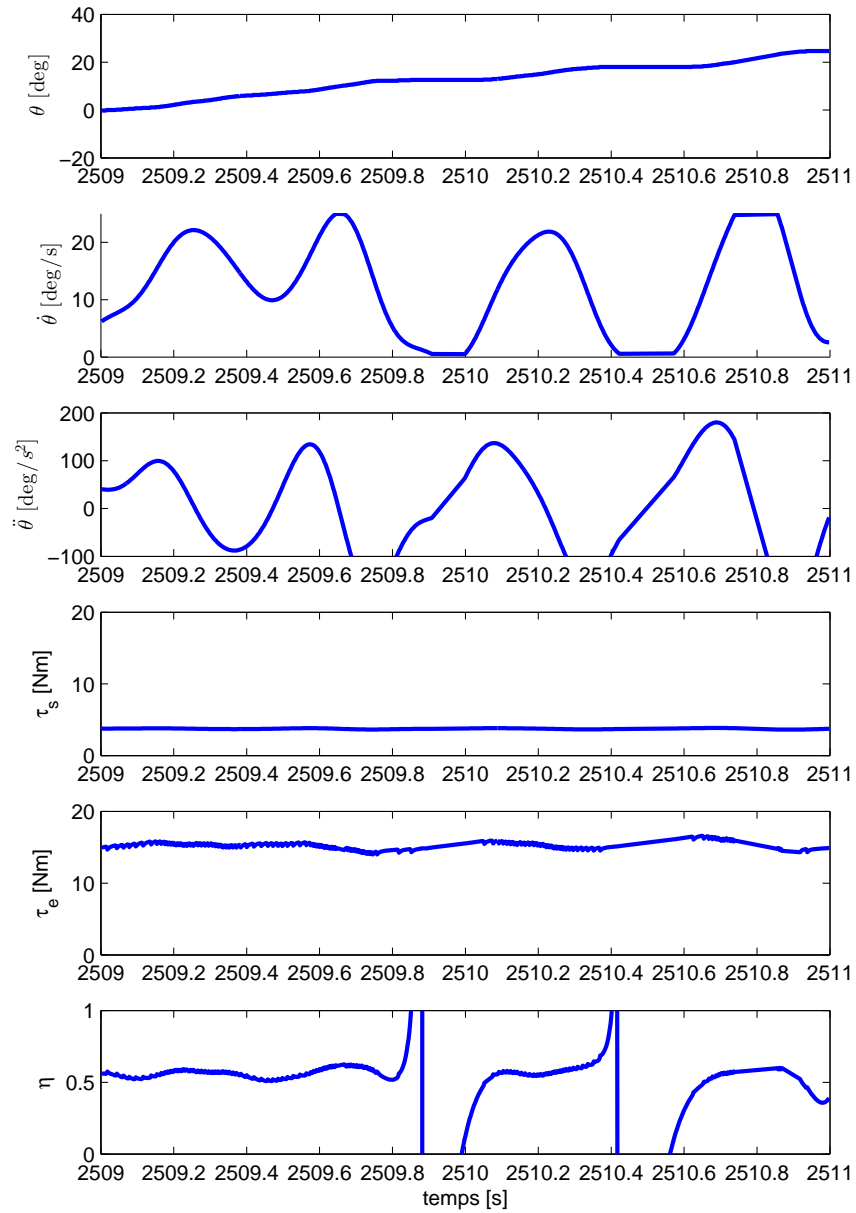


Figure A.6: Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,62$

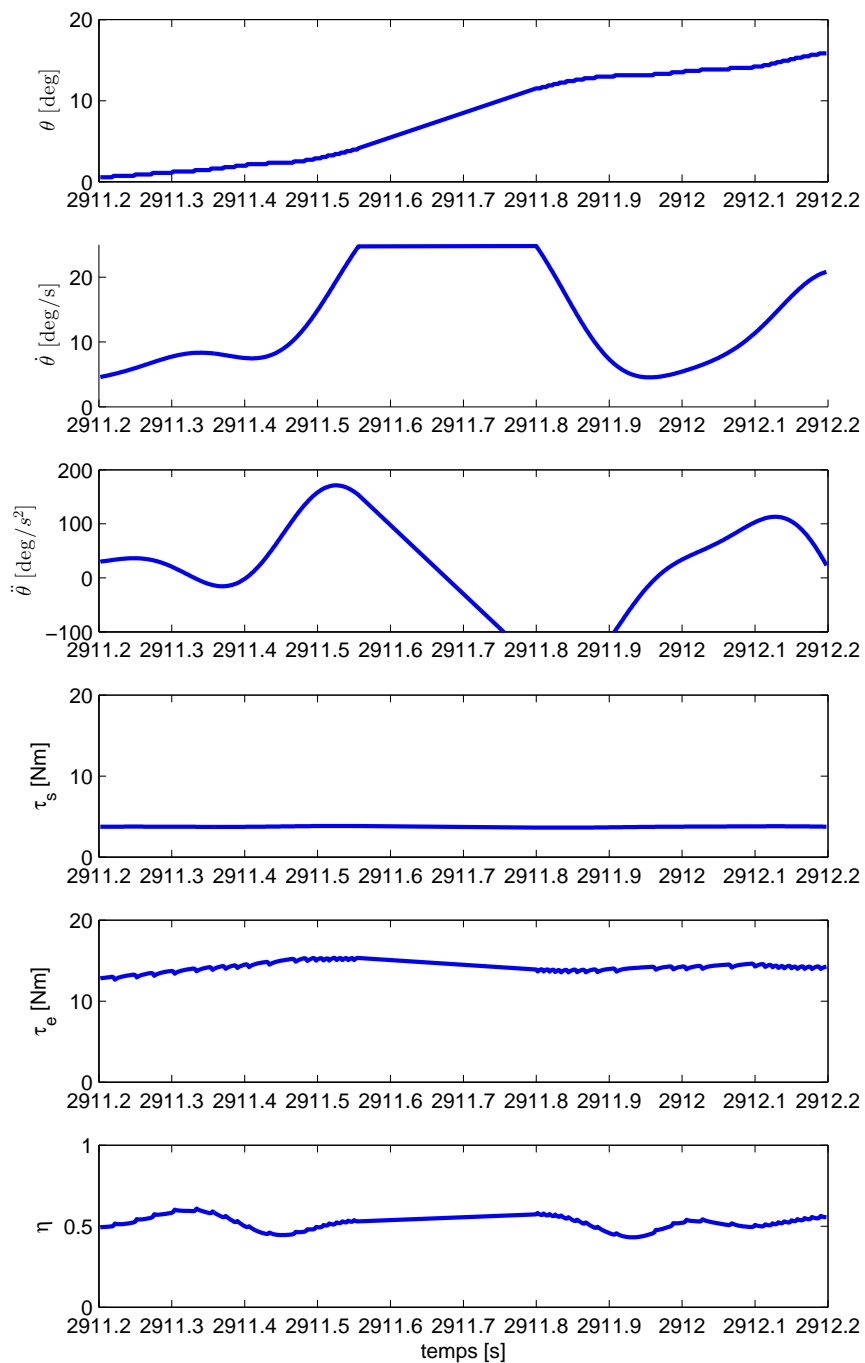


Figure A.7: Essais à basse vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,52$

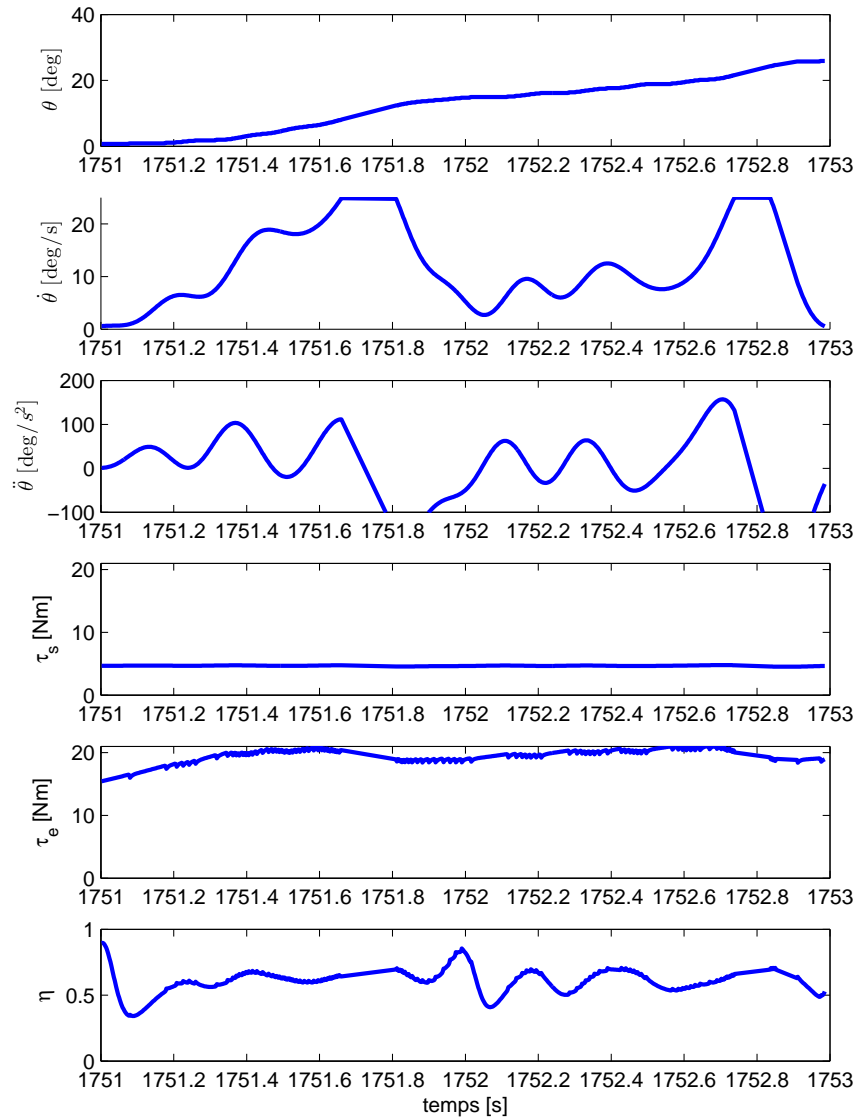


Figure A.8: Essais à basse vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,82$

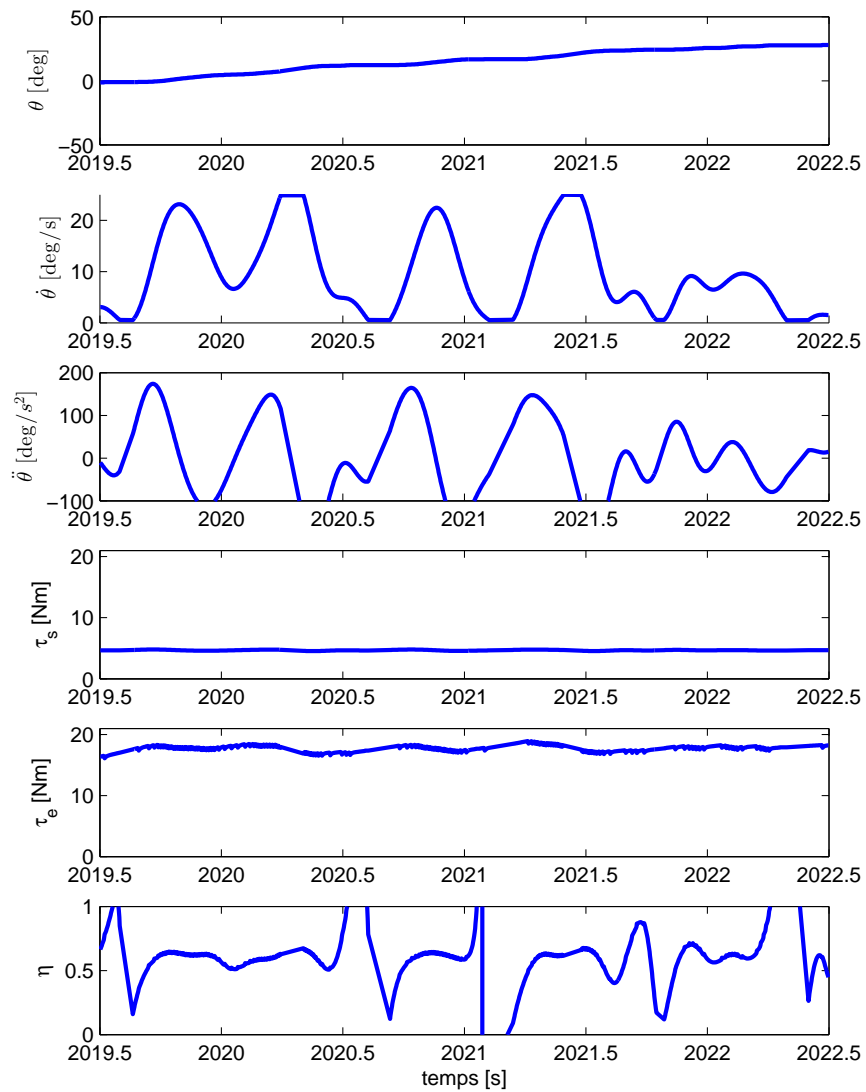


Figure A.9: Essais à basse vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,62$

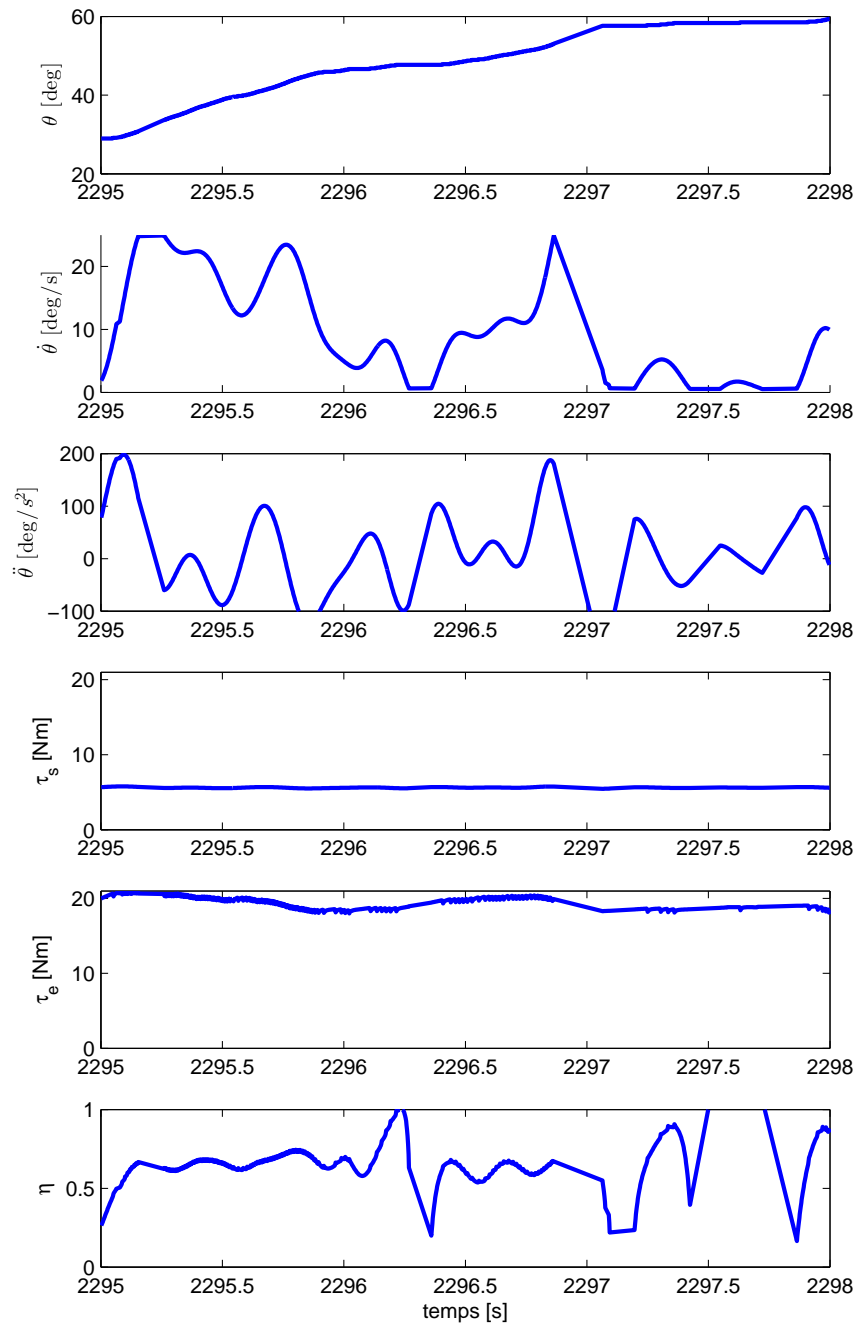


Figure A.10: Essais à basse vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,62$

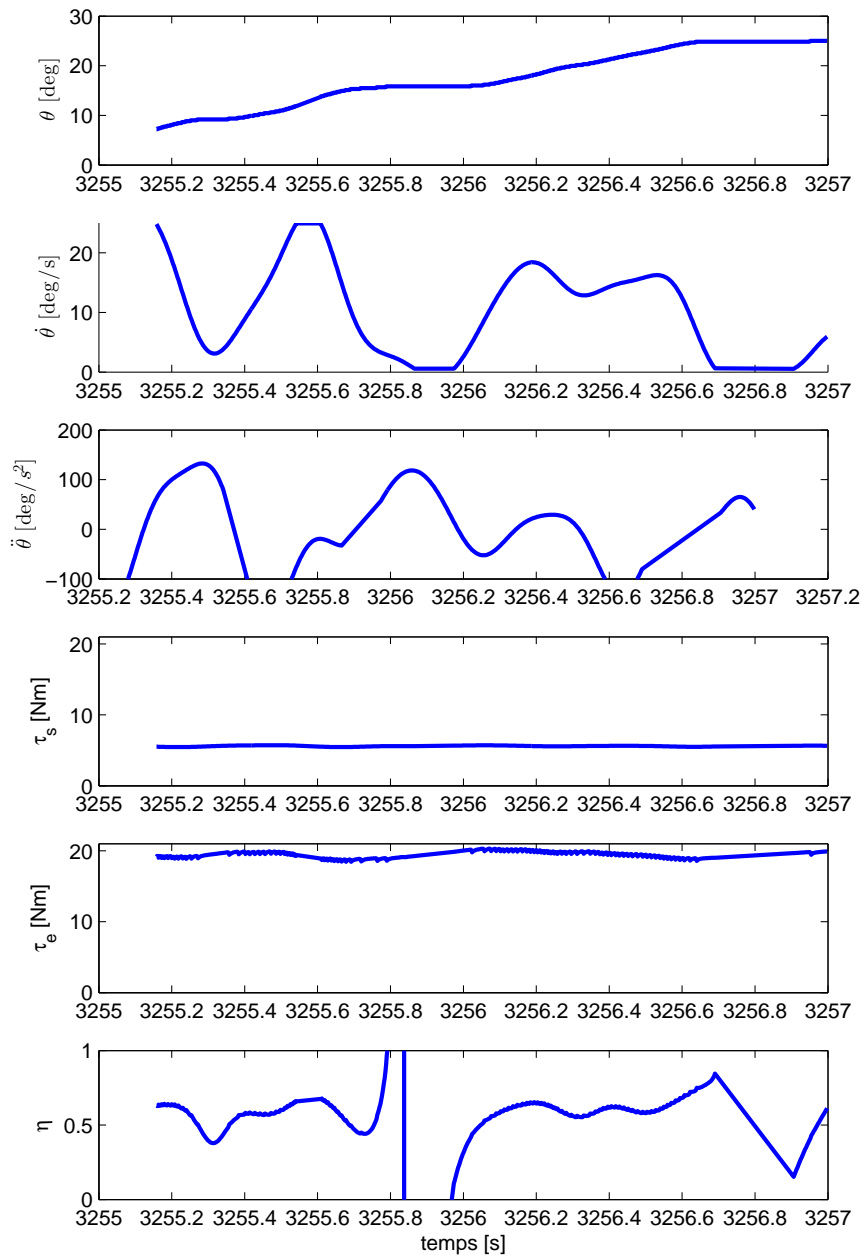


Figure A.11: Essais à basse vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,52$

A.2 Essais de rendement à haute vitesse

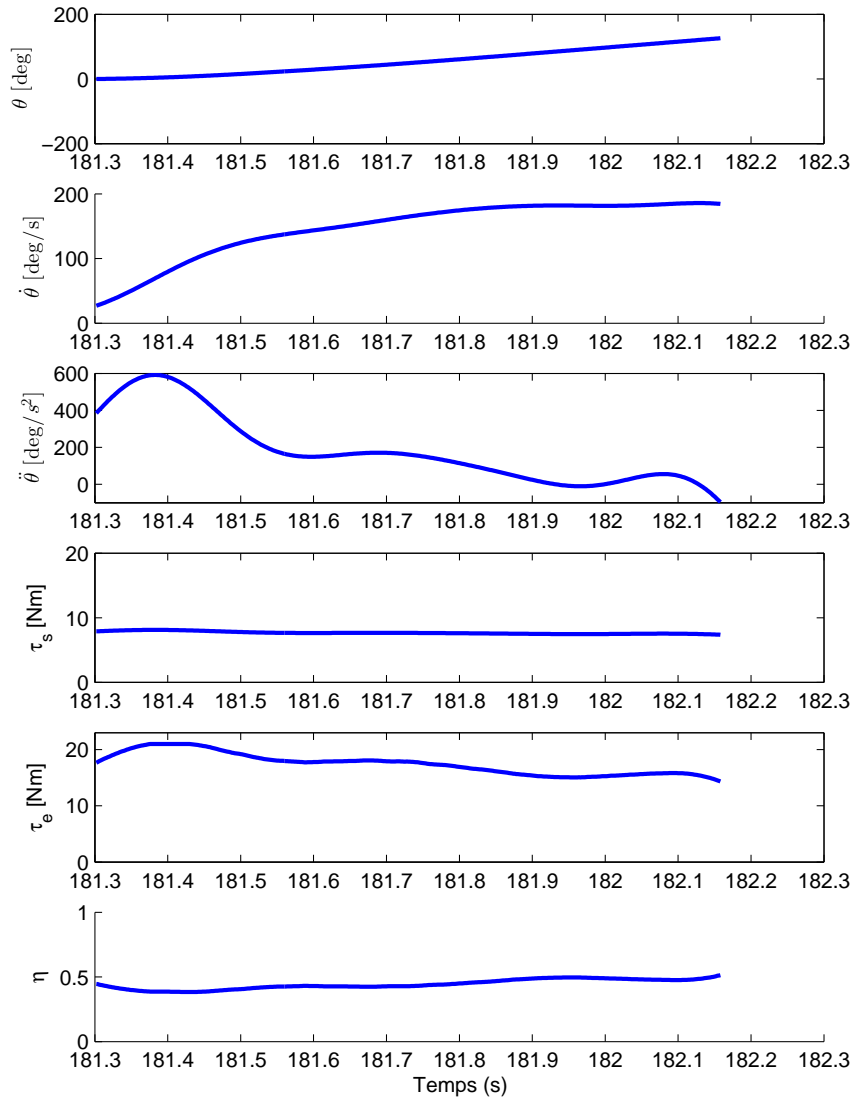


Figure A.12: Essais à haute vitesse, couple opposé de 7,5 Nm sans TVC

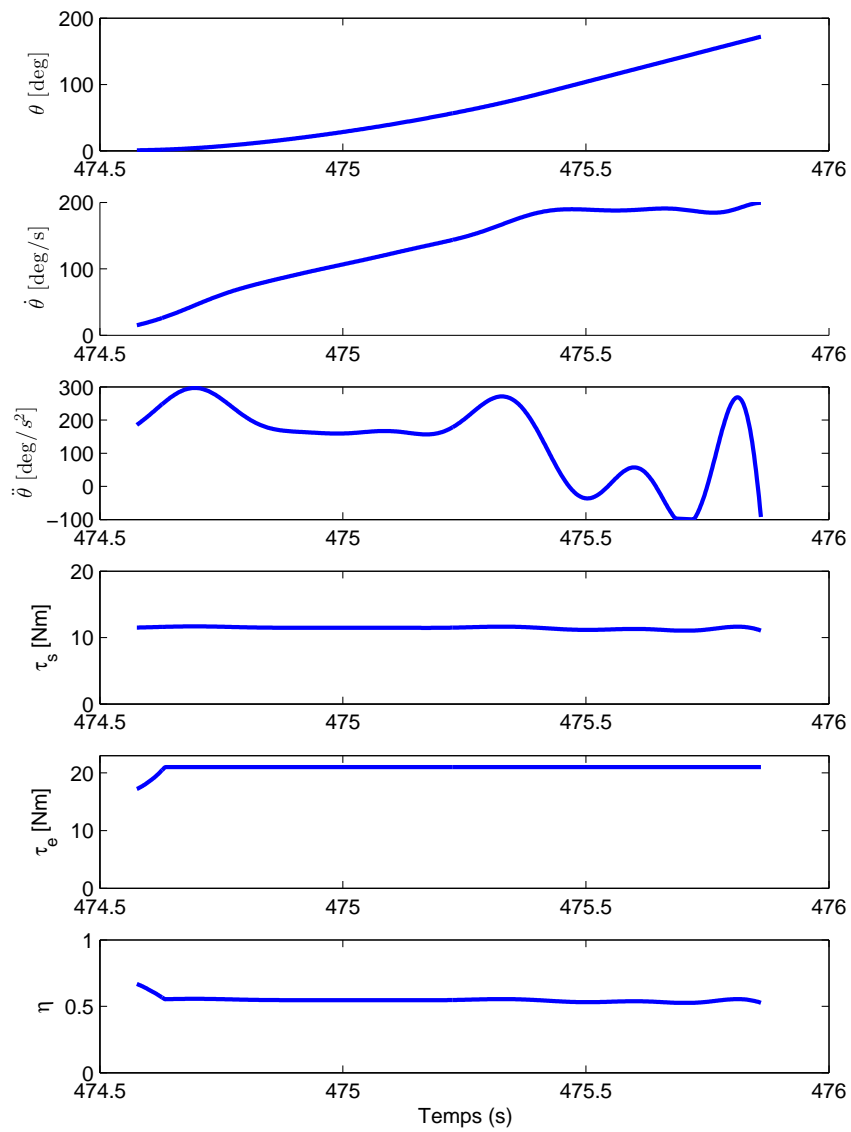


Figure A.13: Essais à haute vitesse, couple opposé de 11,2 Nm sans TVC

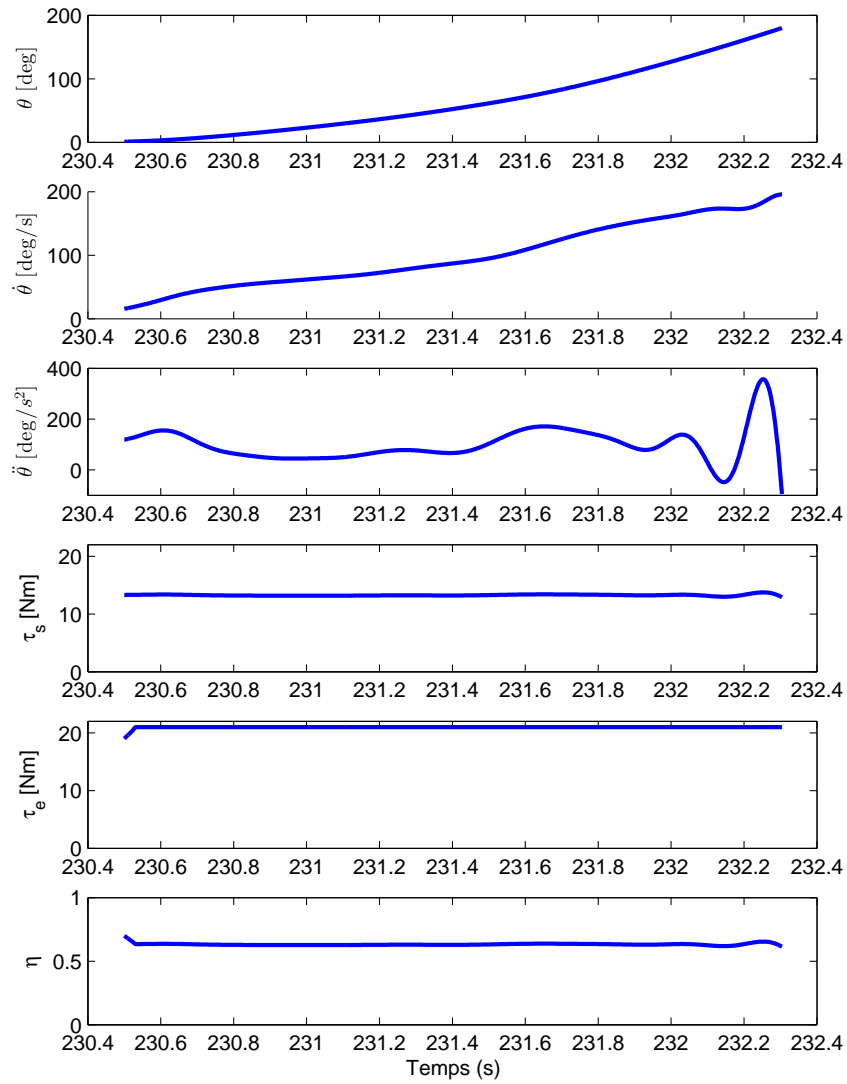


Figure A.14: Essais à haute vitesse, couple opposé de 13,1 Nm sans TVC

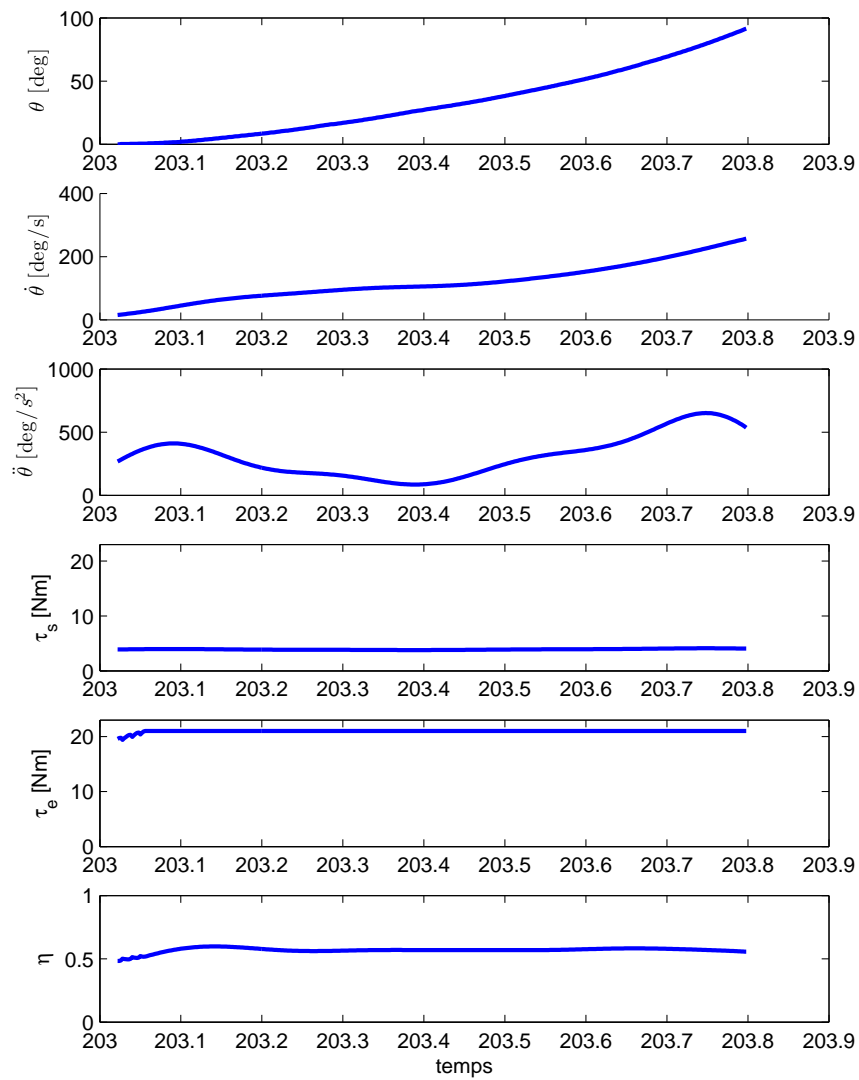


Figure A.15: Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 1,01$

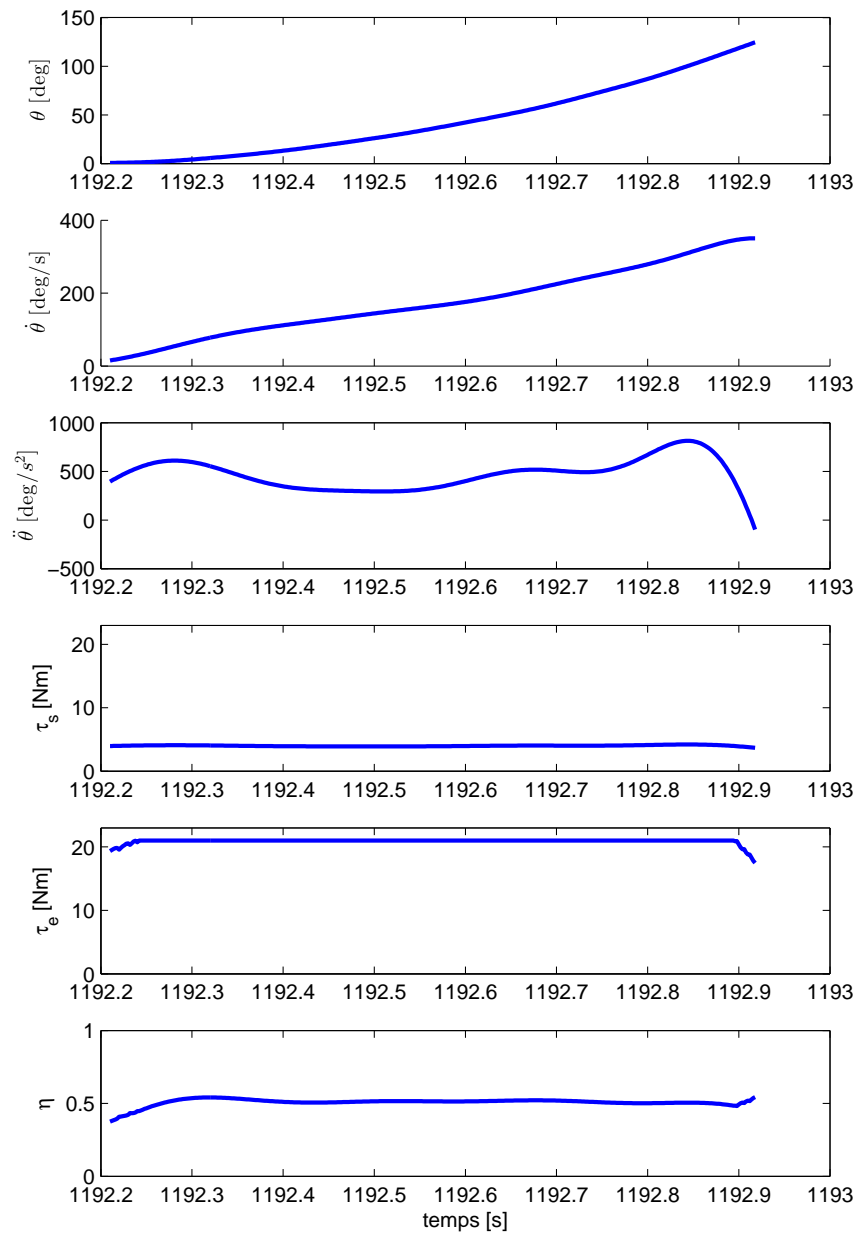


Figure A.16: Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,82$

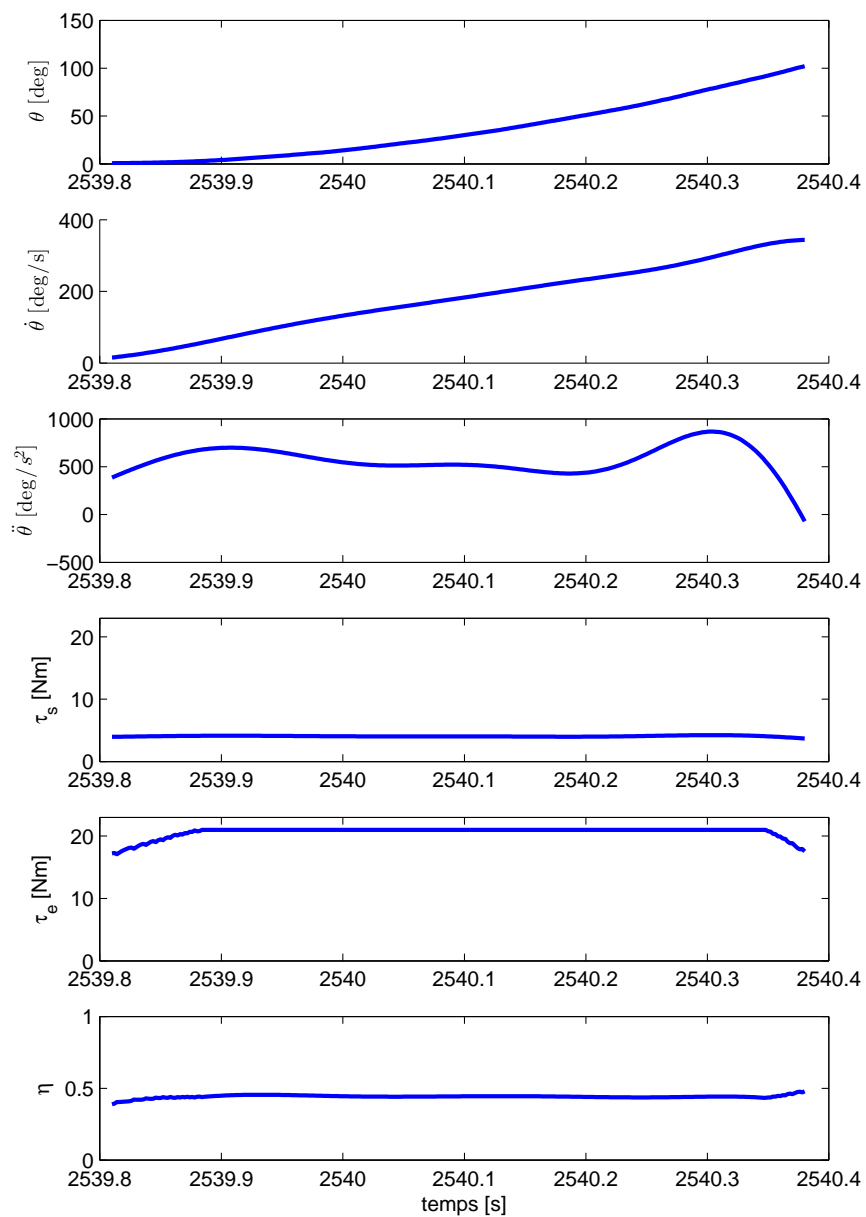


Figure A.17: Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,62$

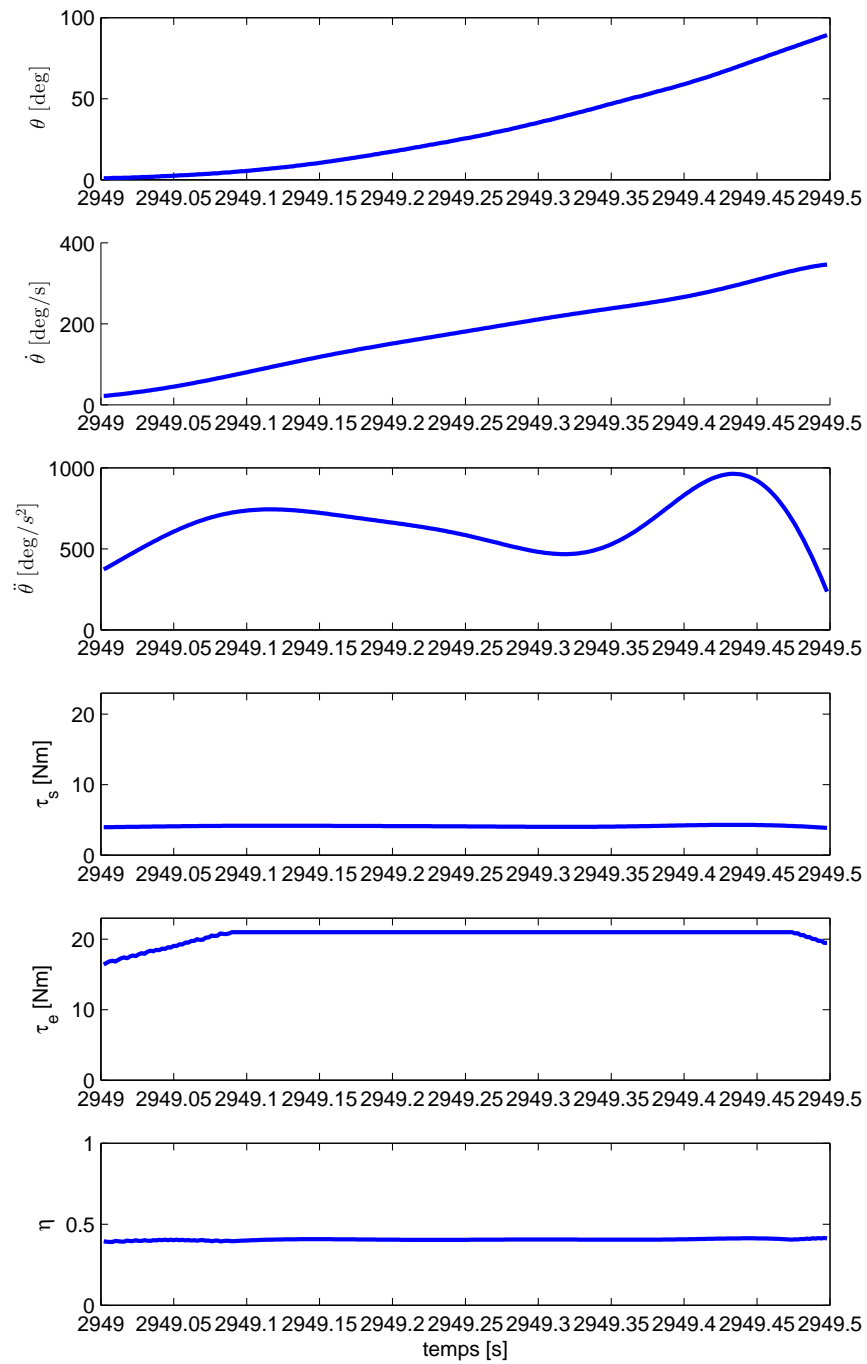


Figure A.18: Essais à haute vitesse, couple opposé de 3,7 Nm $l_1 = 0,52$

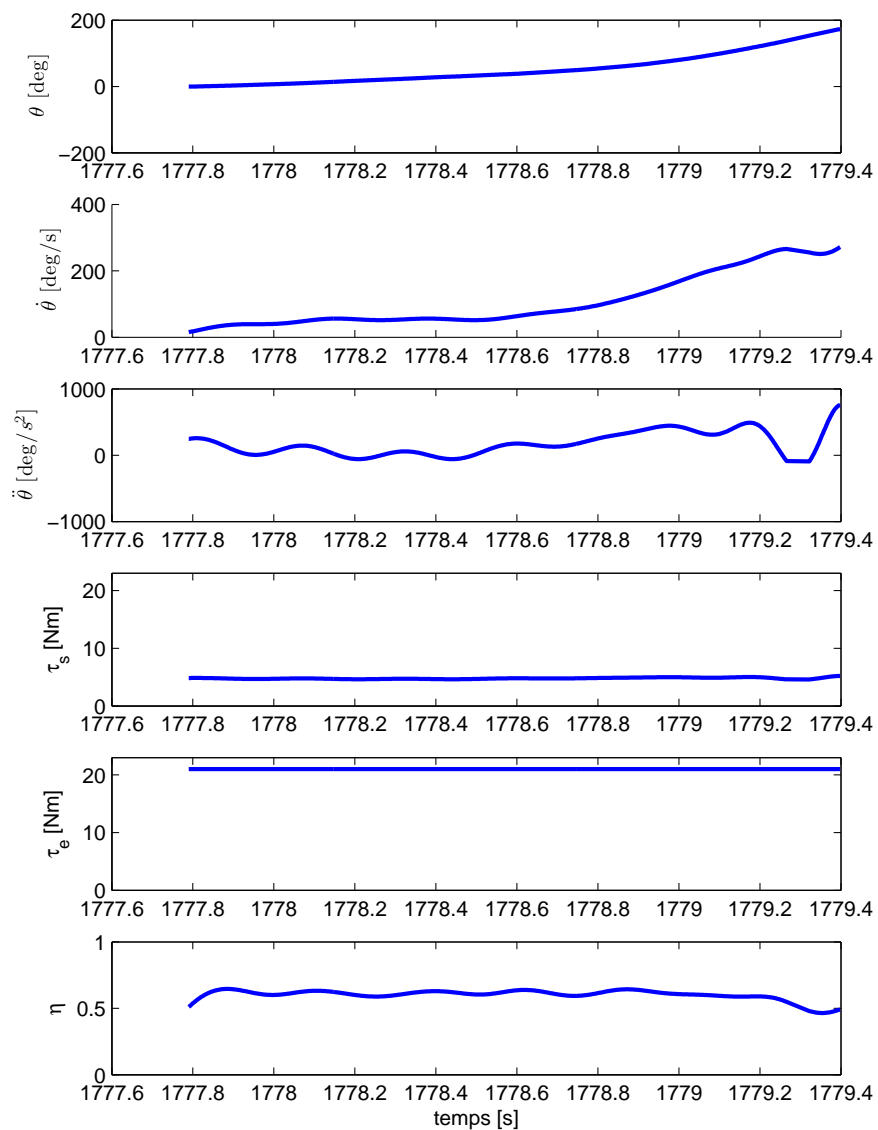


Figure A.19: Essais à haute vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,82$

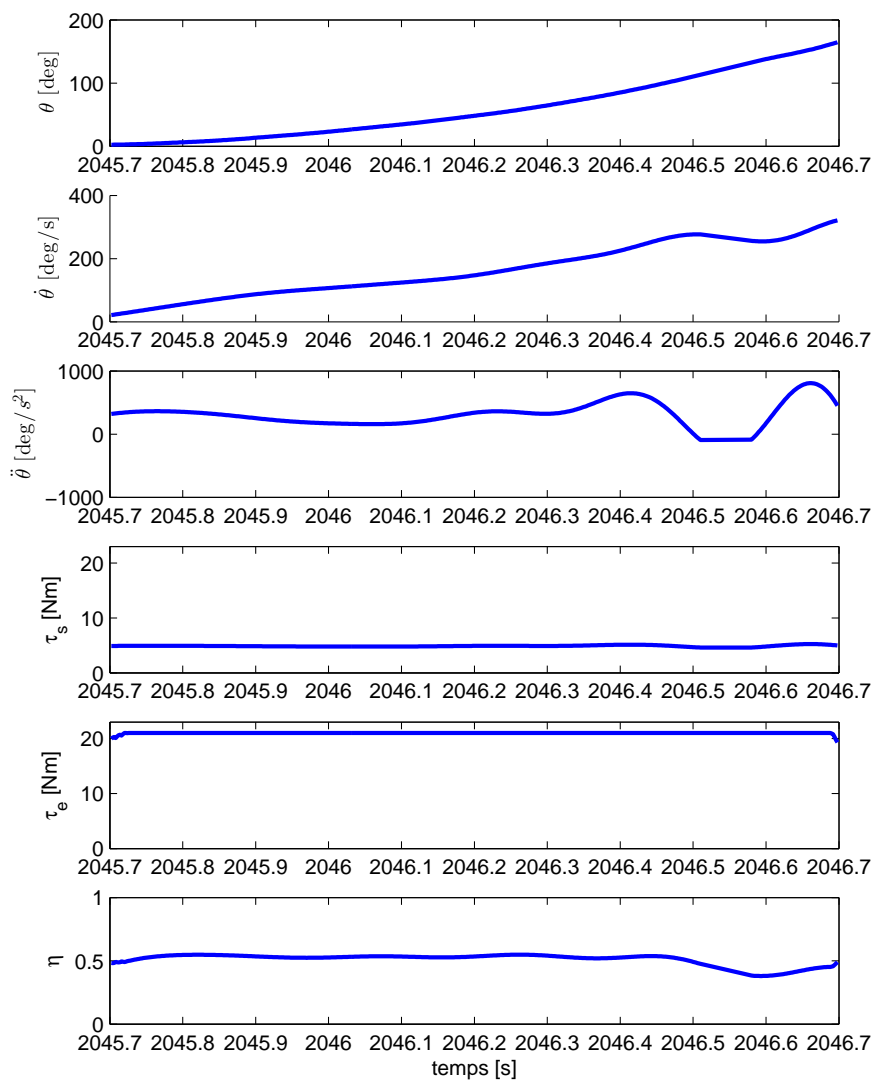


Figure A.20: Essais à haute vitesse, couple opposé de 4,7 Nm $l_1 = 0,62$

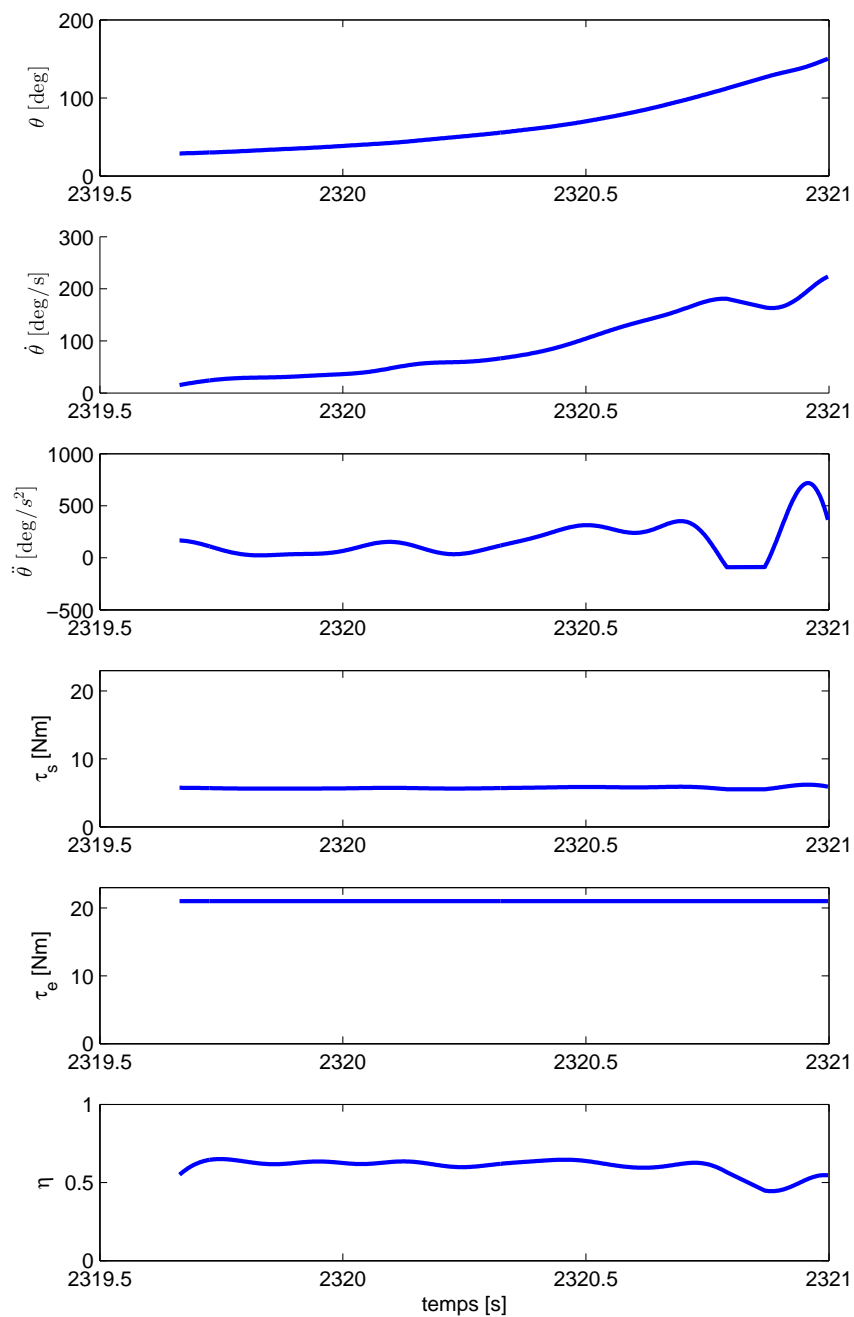


Figure A.21: Essais à haute vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,62$

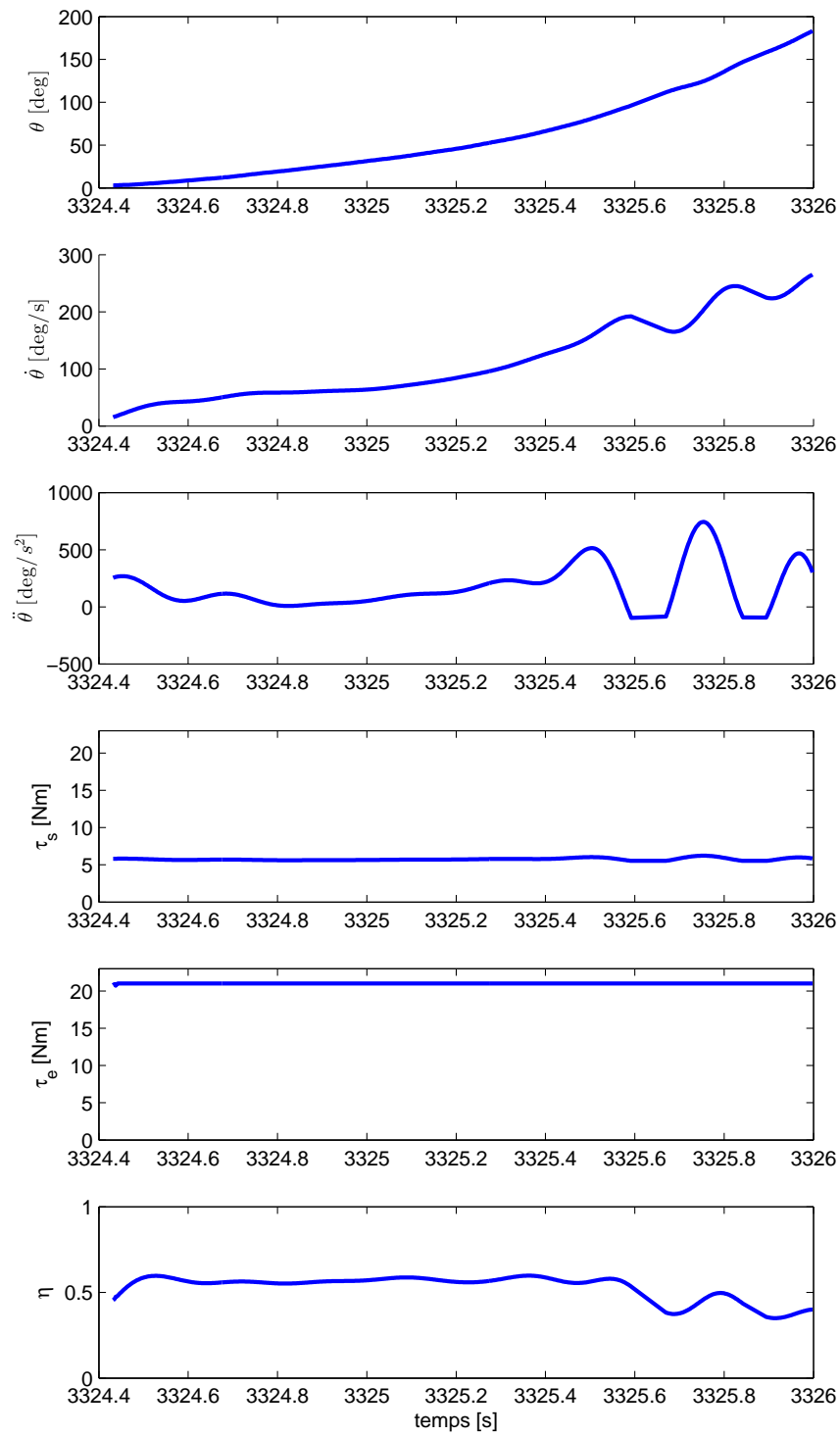


Figure A.22: Essais à haute vitesse, couple opposé de 5,6 Nm $l_1 = 0,52$