

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

DÉVELOPPEMENT D'UNE UNITÉ DE
VALVES MOTORISÉES ET ALGORITHME
DE TRANSITION POUR
ACTIONNEMENT HYDROSTATIQUE
BIMODAL D'UNE JAMBE ROBOTIQUE.

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

Alex LECAVALIER

Sherbrooke (Québec) Canada

Mai 2023

MEMBRES DU JURY

Pr Alexandre Girard

Directeur

Pr Jean-Sébastien Plante

Codirecteur

Pr Mathieu Picard

Évaluateur

Pr David Rancourt

Évaluateur

RÉSUMÉ

Les robots mobiles, tels que les exosquelettes et les robots marcheurs, utilisent des actionneurs qui doivent satisfaire à une large plage de requis de force et de vitesse. Par exemple, pour le cycle de marche d'une jambe robotique, la phase d'appui nécessite une force élevée tandis que la phase de balancement requiert une grande vitesse. Pour satisfaire ces requis opposés, le dimensionnement d'un système d'actionnement traditionnel à rapport de réduction unique conduit généralement à un moteur électrique lourd, surdimensionné et à une faible efficacité énergétique. Ainsi, l'alternative explorée est une architecture hydrostatique à deux vitesses où des valves motorisées sont utilisées pour reconfigurer dynamiquement le système entre deux modes de fonctionnement : fort ou rapide. La complexité réside dans le choix d'une technologie de valve légère ainsi que dans le développement d'un algorithme de contrôle permettant de réaliser les transitions de manière rapide et fluide. Un prototype d'une unité de valves motorisées est conçu et intégré dans l'architecture hydrostatique complète de l'actionneur et un banc d'essai d'une jambe robotique est fabriqué. Trois stratégies de contrôle des moteurs sont comparées lors du changement de mode : une vitesse constante, une diminution de vitesse et une réduction du courant. La méthode choisie, le contrôle en courant, est ensuite utilisée pour la démonstration des phases d'appui et de balancement de la jambe robotique. Par cette méthode, il est possible d'effectuer des transitions rapides, de maintenir une force suffisante et de minimiser les oscillations qui surviennent lors du contact avec le sol. Ces travaux offrent donc un premier point de comparaison au niveau du choix de valves, de la masse, de la vitesse d'actionnement et de la stratégie de contrôle.

Mots-clés : valve motorisée, actionneur bimodal, hydrostatique, robot mobile

REMERCIEMENTS

Ce projet de recherche est avant tout un travail d'équipe et je tiens à remercier ceux ayant contribué à sa réalisation.

Je remercie mes directeurs de recherche, Pr Alexandre Girard et Pr Jean-Sébastien Plante, pour leurs judicieux conseils et leur expertise tout au long de ce projet. Ils ont contribué au développement de mon savoir-faire et de mon savoir-être de manière significative.

À Jeff Denis, pour son rôle de guide et ses encouragements durant les périodes plus difficiles. Par ses connaissances techniques, il a été d'une aide précieuse sur l'ensemble de ce projet.

À mes collègues chez Createk, Bruno-Pier Busque, Olivier Duhamel, Antoine Faivre, Charles-Étienne Gauthier, Samuel Gingras, Pierre Lhommeau et Gabrielle Mallette, qui ont rendu ces deux dernières années inoubliables.

Enfin, à ma copine Alex Vaudrin-Demers, pour son support moral et à mes parents pour leur soutien inconditionnel tout au long de mon parcours scolaire.

TABLE DES MATIÈRES

1 INTRODUCTION	1
1.1 Mise en contexte et problématique	1
1.2 Question de recherche	3
1.3 Objectifs du projet de recherche	3
1.4 Contributions originales	3
1.5 Plan du mémoire	4
2 REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
2.1 Les transmissions variables en robotique	5
2.1.1 Les architectures à deux moteurs	5
2.1.2 Défis techniques des architectures à deux moteurs	7
2.2 Les architectures hydrostatiques	8
2.2.1 Défis des architectures hydrostatiques	9
2.3 Les technologies de valves pertinentes en robotique	10
2.3.1 Les servovalves	10
2.3.2 Les valves solénoïdes	11
2.3.3 Les valves logiques pilotées	12
2.3.4 Les valves de contrôle motorisées	13
2.3.5 Couple d'actionnement d'une valve à boisseau sphérique	14
2.3.6 Défis techniques du choix de valves	15
2.3.7 Résumé de la littérature	16
3 A Bimodal Hydrostatic Actuator for Robotic Legs with Compliant Fast Motion and High Lifting Force	17
3.1 Avant-propos	17
3.2 Abstract	19
3.3 Introduction	20
3.3.1 Content and Structure of the Article	23
3.4 Working principle and model	24
3.4.1 Equations of Motion	25
3.5 Mass and efficiency analysis	28
3.5.1 Two-Speed Design Advantage for a Robotic Knee	28
3.5.2 Valve Unit	31
3.6 Experimental assessment	34
3.6.1 Prototypes and Test Bench	34
3.6.2 Control Architecture	36
3.6.3 State Machine and Transitions	36
3.6.4 Experimental Results for Controlling a Robotic Knee	39
3.7 Conclusion	43

4 CONCLUSION	47
5 Annexe	49
5.1 Éléments de conception des valves motorisées	49
LISTE DES RÉFÉRENCES	53

LISTE DES FIGURES

1.1	Exemples de systèmes robotiques dynamiques développés dans les dernières années.	1
1.2	Schéma simplifié de l'actionneur hydrostatique à deux vitesses appliqué à une jambe robotique. L'alternance entre les deux modes s'effectue par la commutation d'une unité de valves.	2
2.1	Aperçu de la transmission et de la jambe développées par Hirose incluant deux moteurs et un embrayage électromagnétique [1].	5
2.2	Actionneur deux vitesses de type "twisted string" [2].	6
2.3	Architecture à deux moteurs sans embrayage développé par Bell [3]. Le moteur réduit doit être électriquement découplé pour atteindre une vitesse élevée.	6
2.4	Conception intégrée de deux moteurs et d'une boîte de réduction planétaire à trois entrées développée par Girard [4].	7
2.5	Schématisation d'un actionneur électromagnétique couplé à une transmission hydraulique [5].	8
2.6	Exemple des systèmes hydrostatiques développés au sein du groupe <i>Createk</i> [6] [7] [8].	8
2.7	Schéma du système proposé par Sugihara [9].	9
2.8	Aperçu d'une servovalve série 30 de marque Moog [10] (gauche) et le robot <i>Atlas</i> de Boston Dynamics [11] (droite).	10
2.9	Vue en coupe d'une servovalve à clapet [12].	11
2.10	Schéma simplifié d'une vue en coupe d'une valve solénoïde.	11
2.11	Exemples d'assemblages de valves à cartouche.	12
2.12	Valves à boisseau sphérique typique.	13
2.13	Couple requis selon la position du boisseau sphérique [13].	14
3.1	Trade-offs of geared motors with a fixed reduction ratio.	20
3.2	The three targeted operating points of the proposed multimodal design.	21
3.3	Bimodal demonstration on a robotic knee : swing phase (high-speed), stance phase (high-force).	22
3.4	Bimodal actuation principle of the proposed hydrostatic architecture.	24
3.5	Lumped-parameter model of the proposed hydrostatic architecture.	25
3.6	The baseline configuration used for analytical comparison.	29
3.7	Predicted mass of the baseline (solid lines) and the two-speed (dashed lines) concepts. The middle curves are the analysis based on the nominal specifications. The left and right curves show the sensitivity of the mass when the high-speed mode specifications are changed.	29
3.8	Efficiency comparison of the baseline configuration (solid black) with the proposed two-speed solution (dashed black).	30

3.9	Mass mapping for aluminum motorized ball valves as a function of the bore diameter and 90° cycle time.	32
3.10	Motorized ball valves prototype built with commercial components.	34
3.11	Hydrostatic actuator components layout.	35
3.12	Bimodal system operating regions in terms of force and speed.	35
3.13	Actuator control structure based on state machine and PID controllers. . .	36
3.14	Contribution of master cylinder (M1) on the total output speed (top) and theoretical dissipative force (bottom) when closing the valves.	37
3.15	Comparison of three switching strategies for a downshift.	37
3.16	State machine of the controller.	38
3.17	Motion sequence for the downshift and upshift transition test.	40
3.18	Results for the downshift and upshift transition test under load.	40
3.19	Motion sequence for the landing test.	41
3.20	Drop test sequence showcasing the brake capacity of the valve when positioned at 45°.	41
3.21	Logarithmic plot of the scaling laws found for the TQ Systems motor family used : mass (kg) in black, nominal speed (s^{-1}) in blue, rotor inertia ($kg\ m^2$) in red, Joule's coefficient (W/Nm^2) in green and outside diameter (m) in yellow.	44
5.1	CAO des valves motorisées à boisseau sphérique développées.	49

LISTE DES TABLEAUX

3.1	Robotic knee nominal parameters used for the analysis	28
3.2	Scaling law parameters used for modeling, $y = kx^a$	44
5.1	Liste de composants des valves motorisées	50

CHAPITRE 1

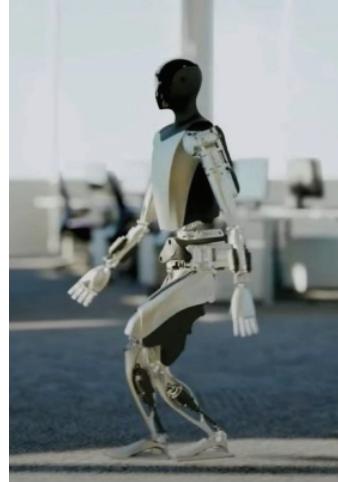
INTRODUCTION

1.1 Mise en contexte et problématique

De nos jours, plusieurs robots sont conçus dans le but de se déplacer et de fonctionner dans des environnements et situations variés. Par exemple, *Spot* de Boston Dynamics, est un robot quadrupède fabriqué et conçu pour l'inspection qui peut monter et descendre des escaliers, manipuler des objets en plus de se déplacer dans des environnements accidentés et inaccessibles pour l'humain [14]. *Optimus*, le robot bipède humanoïde développé par Tesla, doit servir de main-d'œuvre dans une usine et prendre en charge un ensemble de tâches dangereuses et répétitives [15].



(a) Robot *Spot* de Boston Dynamics [16] ;



(b) Robot *Optimus* de Tesla [17] ;

FIGURE 1.1 Exemples de systèmes robotiques dynamiques développés dans les dernières années.

Les performances de ces systèmes complexes dépendent, entre autres, des actionneurs qui les composent. Un actionneur est défini comme un appareil permettant d'agir sur une machine en vue de modifier son comportement ou son état [18]. L'actionneur fournit la force motrice permettant au robot de se mouvoir. En raison de l'interaction de ces robots avec des environnements dynamiques variés, les actionneurs doivent satisfaire à une grande plage de requis de force et de vitesse tout en maximisant leur efficacité. Le respect de l'ensemble de ces critères exige un compromis entre les requis. Par exemple, pour l'actionnement d'une jambe robotique, l'utilisation d'un moteur électromagnétique

en actionnement direct permet d'atteindre des vitesses en mouvement élevées. Par contre, en phase d'appui au sol, ce moteur doit également générer des forces importantes pour soutenir la charge utile du robot. Sans l'ajout d'un réducteur à la sortie pour atteindre ces points d'opération, la faible densité de couple de cette technologie est désavantageuse puisqu'il faut choisir un moteur plus gros et plus lourd pour contrebalancer cet effet [5]. Par contre, l'ajout d'un réducteur diminue la vitesse et augmente la friction ce qui complique les déplacements à haute vitesse. Ainsi, la difficulté se situe au niveau du choix du rapport de réduction à l'actionneur, ce qui a un impact direct sur la force disponible et l'efficacité énergétique du système pour une application donnée [19]. Ce compromis entraîne une faible polyvalence des systèmes robotisés puisqu'ils sont efficaces pour une condition d'opération unique [9].

Ainsi, l'idée proposée est une architecture hydrostatique à deux vitesses. Des valves motorisées sont utilisées pour reconfigurer dynamiquement le système entre deux modes de fonctionnement : fort ou rapide. La figure 1.2 présente le schéma simplifié de l'actionneur hydrostatique à deux vitesses proposé pour le mouvement d'une jambe robotique. Un moteur réduit (fort) et un moteur légèrement réduit (rapide) sont chacun liés à une ligne hydraulique distincte. L'alternance entre ces deux lignes s'effectue par la commutation de valves. Cependant, le choix du type de valve ainsi que le mode de contrôle adéquat à l'atteinte de transitions rapides entre ces modes ne sont pas évidents. Ainsi, le projet de maîtrise s'attarde au choix d'une unité de valves et au développement de son algorithme de contrôle, pour effectuer une première démonstration expérimentale du fonctionnement de l'architecture hydrostatique à deux vitesses sur une jambe robotique.

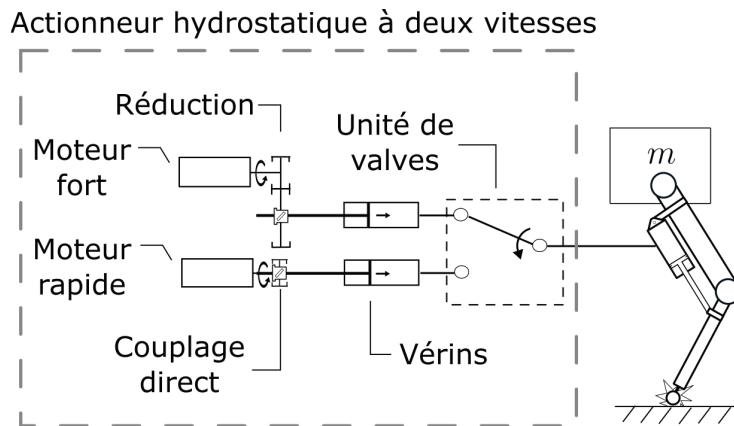


FIGURE 1.2 Schéma simplifié de l'actionneur hydrostatique à deux vitesses appliqué à une jambe robotique. L'alternance entre les deux modes s'effectue par la commutation d'une unité de valves.

1.2 Question de recherche

Comment effectuer des transitions rapides et fluides entre deux modes d'opération d'un circuit hydrostatique à l'aide de valves applicables à la robotique mobile ?

1.3 Objectifs du projet de recherche

Selon la problématique ci-dessus, l'objectif principal consiste à :

- Développer les architectures mécanique et de contrôle à deux vitesses permettant, à l'aide de valves motorisées, une alternance rapide et fluide entre différents modes d'opération d'une jambe robotique.

Cet objectif principal se divise en objectifs spécifiques :

1. Identifier un type de valves hydrauliques adapté aux besoins de la robotique mobile ;
2. Établir la relation entre les paramètres de performance de la valve (débit, masse, temps de transition) ;
3. Concevoir un prototype de valves motorisées et une méthode de transition pour une application cible ;
4. Caractériser expérimentalement la performance de la méthode de transition.

1.4 Contributions originales

Au cours de ma maîtrise, un prototype de valves motorisées a été développé et ainsi qu'un montage complet de l'architecture hydrostatique, électronique et informatique de l'actionneur. Également, un banc de test d'une jambe robotique a été conçu et fabriqué afin de tester trois stratégies de contrôle différentes. Enfin, des essais expérimentaux ont permis de tester l'algorithme de transition des valves. Les contributions originales sont : 1) une analyse des compromis entre la masse, la vitesse et le débit pour les valves à boisseau sphérique motorisées utilisées dans le concept, 2) une évaluation expérimentale de la capacité du concept à effectuer des transitions, et 3) une démonstration expérimentale de la capacité de l'actionneur à répondre aux requis de force et de vitesse d'une jambe robotique. Entre autres, les travaux démontrent que les valves à boisseau sphérique ne se limitent plus uniquement à un usage industriel : elles peuvent être légères, efficaces et suffisamment rapides pour intégrer des systèmes robotisés.

1.5 Plan du mémoire

Le chapitre 2 présente l'état de l'art par rapport aux transmissions variables en robotique, aux avantages et solutions hydrostatiques existantes ainsi qu'aux technologies de valves pertinentes. Ensuite, le chapitre 3 inclue l'article soumis à *IEEE Transactions on Robotics* présentant la valve développée, l'algorithme de contrôle et les essais expérimentaux sur une jambe robotique. Finalement, le chapitre 4 rappel la question de recherche et les objectifs en guise de conclusion.

CHAPITRE 2

REVUE DE LA LITTÉRATURE

2.1 Les transmissions variables en robotique

Dans les dernières décennies, diverses transmissions variables ont été développées dans le but d'effectuer dynamiquement un changement de rapport à la sortie de l'actionneur. Ainsi, cette section discute des systèmes à deux vitesses existants et leurs limitations.

2.1.1 Les architectures à deux moteurs

En général, les architectures à deux vitesses comprennent deux moteurs distincts : un moteur légèrement réduit pour les vitesses élevées et un moteur hautement réduit pour les grandes forces. Pour effectuer un changement de rapport, ces systèmes incluent un embrayage. Par exemple, en 1991, Hirose a développé un premier mécanisme de transmission bimodale pour subvenir aux requis d'une jambe prismatique articulée (figure 2.1). Le système consiste à connecter deux moteurs de rapport de réduction différent à une vis à billes. Grâce à un embrayage électromagnétique, le système est en mesure de sélectionner l'un des moteurs selon le mode d'opération désiré. Par contre, aucun changement de mode dynamique n'est possible avec le prototype [1].

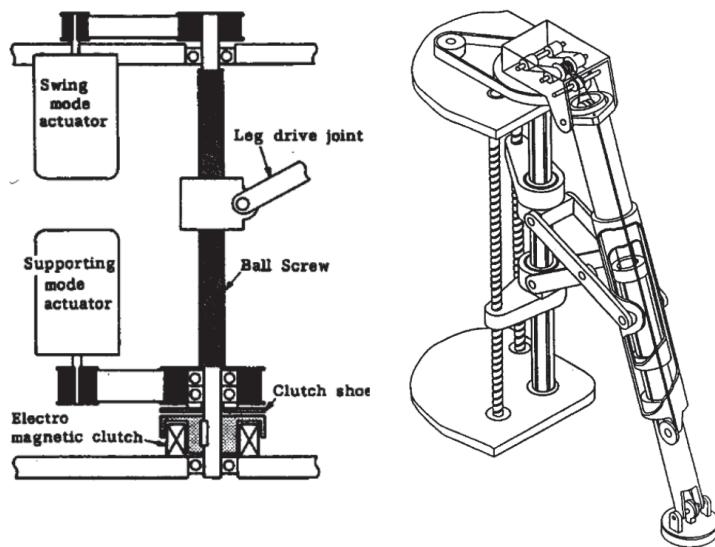


FIGURE 2.1 Aperçu de la transmission et de la jambe développées par Hirose incluant deux moteurs et un embrayage électromagnétique [1].

Ensuite, des alternatives ont été proposées pour adresser les défis de conception mécanique et de contrôle. Par exemple, pour minimiser le volume, Jeong *et al.* ont développé une transmission à deux vitesses compacte ($14 \times 20,2 \times 65,7$ mm) basée sur un actionnement par corde torsadée et un embrayage pour s'intégrer dans une main robotique (figure 2.2). Les différents rapports sont obtenus en faisant varier le rayon des cordes torsadées. L'avantage principal est qu'il évite les nombreuses parties du système de transmission conventionnel. Par contre, le système est limité par une capacité de force de 224 N uniquement applicable en traction [2]. De façon similaire, Jang *et al.* ont utilisé un actionnement par corde torsadée pour la conception d'une transmission variable continue, mais ayant un rapport de réduction limité ($1,78 : 1$) [20].

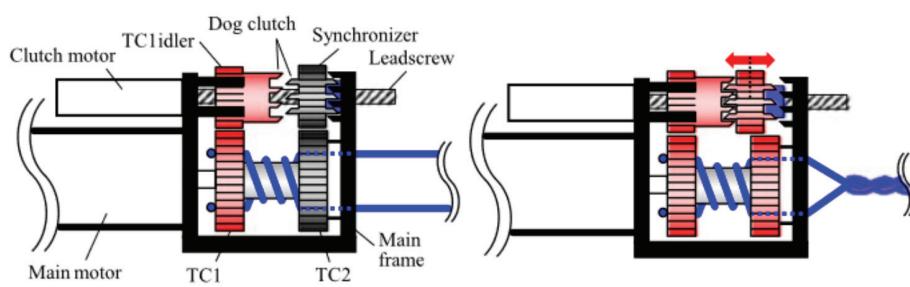


FIGURE 2.2 Actionneur deux vitesses de type "twisted string" [2].

Pour diminuer le nombre de pièces mécaniques, Bell a proposé une conception à doubles moteurs sans embrayage (figure 2.3). En effet, la stratégie consiste à déconnecter électriquement le moteur réduit pour les mouvements à grande vitesse afin d'éviter la dissipation de puissance contre-électromotrice [3]. Cependant, l'inertie du moteur réduit demeure couplée à la sortie, ce qui limite les rapports de réduction possibles. En effet, l'inertie reflétée et la friction augmentent respectivement au carré et de façon proportionnelle au ratio de réduction [21].

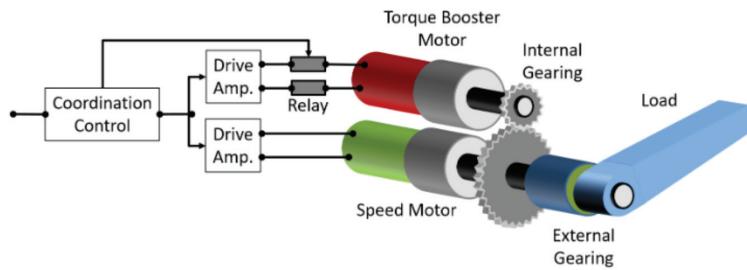


FIGURE 2.3 Architecture à deux moteurs sans embrayage développée par Bell [3]. Le moteur réduit doit être électriquement découpé pour atteindre une vitesse élevée.

Pour résoudre les problèmes de changement dynamique de vitesse, Kim [22], Girard [4], Verstraten [23] et Culver [24] ont exploré l'usage d'un différentiel planétaire et d'un frein permettant d'atteindre un contrôle total de la sortie lors du changement de vitesse (figure 2.4). Leurs recherches ont également démontré l'avantage massique et énergétique de l'approche à deux moteurs comparativement à des actionneurs à simple rapport. Cependant, ces architectures restent complexes.

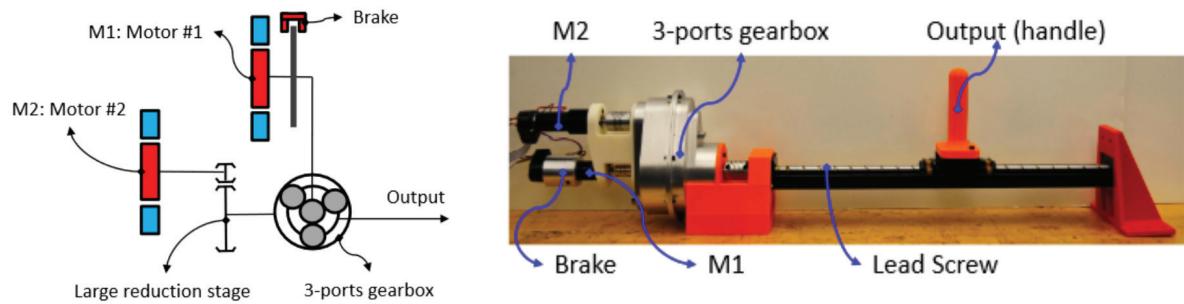


FIGURE 2.4 Conception intégrée de deux moteurs et d'une boîte de réduction planétaire à trois entrées développée par Girard [4].

2.1.2 Défis techniques des architectures à deux moteurs

Les transmissions variables analysées présentent des lacunes soit par l'incapacité à effectuer des changements dynamiques des vitesses, par leur rapport de réduction limité ou par les conditions de fonctionnement dans lequel il est possible de le changer. De plus, celles-ci requièrent généralement l'utilisation d'embrayages au sein d'un assemblage complexe de pièces mécaniques, ce qui augmente le poids total de l'actionneur.

2.2 Les architectures hydrostatiques

L'approche hydrostatique consiste à combiner l'utilisation de moteurs électromagnétiques à un circuit hydraulique fermé muni de vérins (figure 2.5). Cette stratégie a l'avantage de délocaliser les moteurs des joints robotiques et d'avoir la liberté de positionner l'unité de puissance à un endroit stratégique de manière à minimiser l'inertie des joints en mouvements. Également, elle profite d'une bonne réversibilité et d'une densité de force élevée propre à l'hydraulique [5]. Au sein du groupe de recherche *Createk*, ces avantages ont notamment été exploités pour le développement de systèmes robotiques portables tels qu'un bras et une jambe robotiques surnuméraires ainsi qu'un exosquelette de cheville (figure 2.6).

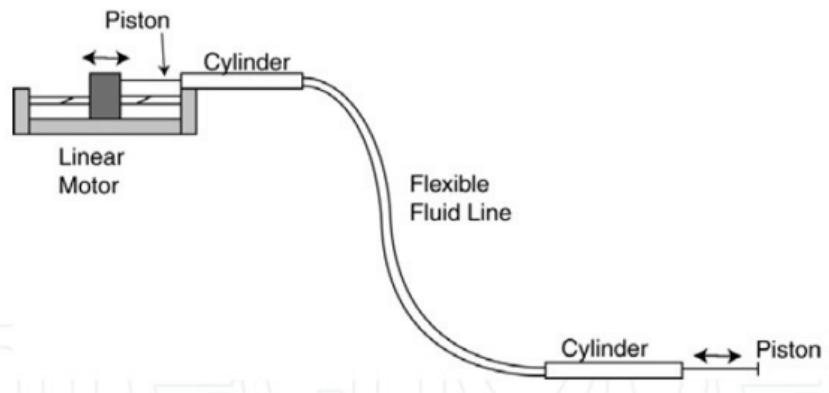


FIGURE 2.5 Schématisation d'un actionneur électromagnétique couplé à une transmission hydraulique [5].

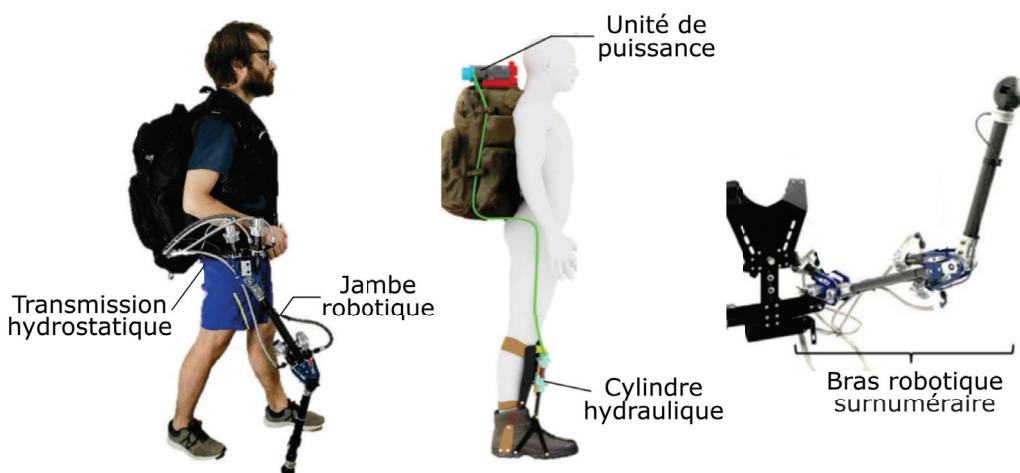


FIGURE 2.6 Exemple des systèmes hydrostatiques développés au sein du groupe *Createk* [6] [7] [8].

Partant de ce principe, certaines recherches se sont intéressées à l'analyse de transmissions hydrostatiques variables utilisant un moteur et une architecture de valves pour obtenir différents ratios. Par exemple, Sugihara *et al.* ont analysé un actionneur électro-hydrostatique linéaire permettant de choisir entre deux rapports de réduction en commutant deux chemins d'huile à l'aide d'électrovalves (figure 2.7) [9]. Au lieu d'utiliser une boîte de réduction pour obtenir un ratio désiré, des vérins d'aire différente permettent de varier la force appliquée. De façon similaire, Hashemi et Durfee ont analysé un réseau comprenant 8 cylindres et 16 valves permettant d'atteindre jusqu'à 45 ratios de réduction [25]. Cependant, dans les deux cas, ces analyses sont demeurées théoriques et sans prototype fonctionnel.

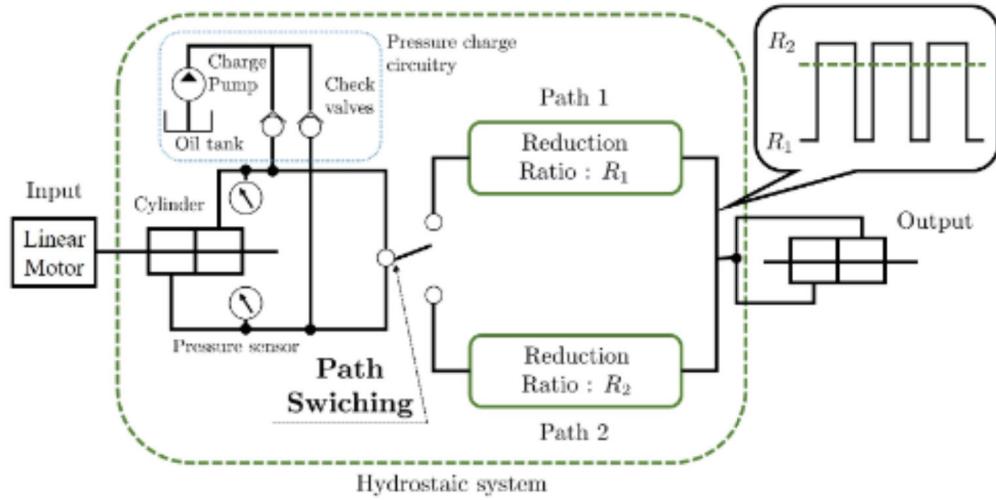


FIGURE 2.7 Schéma du système proposé par Sugihara [9].

2.2.1 Défis des architectures hydrostatiques

Les architectures hydrostatiques à transmission variable existantes se basent sur l'utilisation de valves et de plusieurs vérins d'aire différente pour obtenir les rapports de réduction désirés. Actuellement, il n'existe aucune solution qui combine l'utilisation d'une architecture à deux vitesses deux moteurs, telles que présentées à la section 2.1.1, à une transmission hydrostatique. De plus, la performance de ces systèmes, au niveau de l'efficacité et du comportement dynamique, dépend des caractéristiques (rapidité, perte de charge, efficacité) du type de valve choisi. Effectivement, il existe une très grande quantité de valves aux fonctions et aux caractéristiques différentes et le choix d'une technologie de valve adéquate n'est pas trivial.

2.3 Les technologies de valves pertinentes en robotique

Plusieurs groupes de recherche s'attardent à la modélisation et la fabrication de valves performantes pour les systèmes robotiques [26] [27]. Les éléments critiques d'une valve pour un système hydraulique léger et portable sont une faible perte de charge, une faible consommation d'énergie, un temps de réponse rapide, ainsi qu'une taille et un poids réduits [28]. C'est pourquoi la valve choisie doit minimiser les caractéristiques suivantes :

1. Le temps d'ouverture et de fermeture ;
2. La masse ;
3. La perte de charge en position ouverte.

En effet, le temps d'ouverture et de fermeture de la valve impacte la vitesse de réaction de l'actionneur tandis que la masse et la perte de charge influencent son efficacité globale. Ainsi, cette section traite des avantages et inconvénients de différents types de valves selon les caractéristiques ci-dessus.

2.3.1 Les servovalves

Les servovalves sont des éléments utilisés dans le secteur aérospatial et industriel notamment pour leur fiabilité et leur capacité de modulation en continu et précise du débit [12]. Par exemple, la version commerciale Moog (figure 2.8) offre un temps de réponse pouvant atteindre 2,5 ms pour 90% d'ouverture et une masse de 0,19 kg. D'ailleurs, *Atlas*, le robot à actionnement hydraulique de Boston Dynamics, est constitué de servovalves spécialement conçues pour mouvoir ses 28 degrés de liberté [11]. L'inconvénient principal de ce type est son inefficacité inhérente causée par son mode de fonctionnement.



FIGURE 2.8 Aperçu d'une servovalve série 30 de marque Moog [10] (gauche) et le robot *Atlas* de Boston Dynamics [11] (droite).

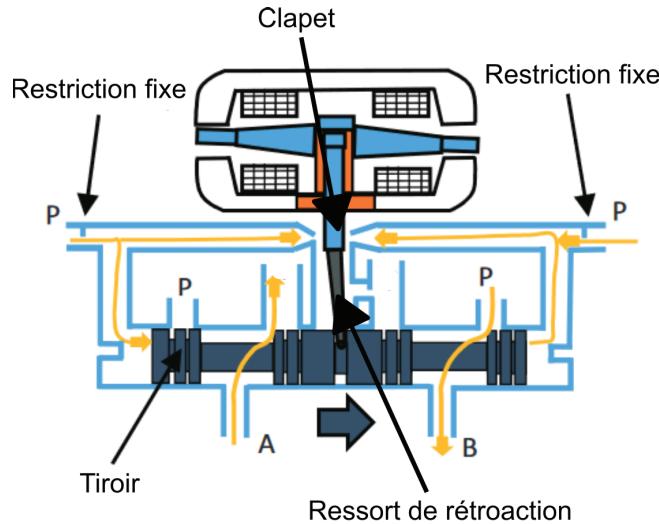


FIGURE 2.9 Vue en coupe d'une servovalve à clapet [12].

En effet, la figure 2.9 illustre une vue en coupe d'une servovalve à clapet. Deux flux de fluide provenant de source à haute pression poussent sur le clapet dans des directions opposées. Ceci engendre une rotation du clapet et une augmentation de la pression dans l'une des branches, ce qui déplace le tiroir. Cependant, pour fonctionner, tout fluide fourni à la valve doit passer par une restriction fixe, ce qui augmente l'impédance du système et diminue l'efficacité [21].

2.3.2 Les valves solénoïdes

Les valves solénoïdes sont utilisées notamment dans l'unité hydraulique des systèmes de frein antibloquage (ABS) des automobiles [29]. La figure 2.10 illustre l'architecture interne d'une valve solénoïde à actionnement direct. Elle se compose d'un plongeur, d'un ressort et d'une bobine ayant pour fonction d'ouvrir ou de fermer le circuit selon le type choisi (normalement ouvert ou normalement fermé).

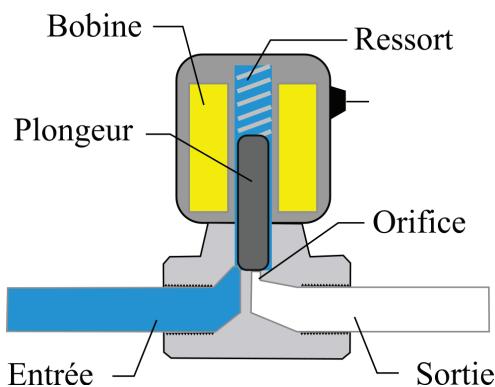


FIGURE 2.10 Schéma simplifié d'une vue en coupe d'une valve solénoïde.

L'avantage principal est le temps de réponse aussi peu que 30 ms en actionnement direct [30]. Par contre, l'inefficacité des solénoïdes constitue l'inconvénient principal. Effectivement, l'actionnement prolongé requiert une alimentation électrique continue, ce qui génère d'importantes pertes thermiques [31]. Une alternative est d'utiliser un solénoïde de verrouillage par aimant permanent, ce qui permet de maintenir le plongeur en position ouverte, sans nécessiter une alimentation permanente. Par contre, cette technologie est sensible à la vibration, ce qui est potentiellement problématique dans les systèmes mobiles.

2.3.3 Les valves logiques pilotées

Les valves logiques, aussi appelées valves à cartouche, se distinguent par le fait qu'elles doivent s'insérer dans les cavités normalisées d'un collecteur hydraulique pour fonctionner comme présenté à la figure 2.11a. L'architecture illustrée à la figure 2.11b se compose d'un manchon, d'un clapet et d'un ressort de fermeture.



(a) Collecteurs [32]. (b) Valve logique [33].

FIGURE 2.11 Exemples d'assemblages de valves à cartouche.

Ces valves sont pilotées, c'est-à-dire qu'elles sont contrôlées par l'intermédiaire d'une ligne hydraulique basse pression. Ces lignes hydrauliques agissent sur des surfaces de contact d'aires différentes, ce qui permet d'ajuster les forces requises d'ouverture et de fermeture. La pertinence de ces valves est qu'elles peuvent assumer plusieurs fonctions tels l'antiretour ainsi que le contrôle de direction, de débit et de pression [33]. Plusieurs peuvent s'insérer au sein d'un même collecteur, ce qui permet d'obtenir des systèmes hydrauliques compacts. En effet, ces assemblages ne représentent que 10% à 20% du volume des systèmes conventionnels utilisant des valves individuelles et des raccords [34]. Cependant, les défis concernent la conception et la fabrication du collecteur pour des systèmes hydrauliques intégrant plusieurs valves à cartouche.

2.3.4 Les valves de contrôle motorisées

Les valves de contrôle sont définies comme «des composants capables de moduler le débit à divers degrés, entre minimal et maximal, sous un signal de contrôle» [35]. Plusieurs types sont commercialement disponibles, dont la valve à boisseau sphérique (figure 2.12a), qui permet l'ouverture et la fermeture complète par une rotation d'un quart de tour. L'actionnement s'effectue manuellement ou de manière automatique par l'ajout d'un moteur (figure 2.12b).



(a) Version manuelle [35]. (b) Version motorisée [36].

FIGURE 2.12 Valves à boisseau sphérique typique.

Les avantages proviennent de son architecture simple et compacte. Également, elle est efficace puisqu'elle génère une perte de charge presque nulle en position ouverte [25]. Cependant, les versions motorisées commerciales sont lourdes et lentes. Par exemple, le modèle d'une valve à boisseau sphérique motorisée de 12,7 mm de diamètre de la compagnie *Valworx* pèse 4,4 kg et s'actionne en plus de 20 secondes. L'équivalent plus performant proposé par la compagnie *Electric solenoid valves* pèse 0,340 kg et s'actionne en 5 secondes. Puisque l'usage de telles valves est destiné au milieu industriel, le système d'actionnement doit fonctionner pour une pression d'opération pouvant dépasser 20 MPa et sous des conditions de température variables. En raison de ces contraintes, l'usage de moteurs lents à couple élevé est répandu. En ce qui concerne le projet de recherche, la pression d'opération maximale se situe autour de 4 MPa et le système fonctionne à température ambiante. Ainsi, il est possible d'améliorer les performances en sélectionnant un moteur conçu pour ces conditions d'opération. La section suivante s'intéresse aux facteurs qui influencent le couple d'actionnement.

2.3.5 Couple d'actionnement d'une valve à boisseau sphérique

Cette section analyse les paramètres qui influencent le couple d'actionnement d'une valve à boisseau sphérique. La figure 2.13 illustre les six couples d'actionnement selon la position angulaire. Ces valeurs se définissent comme suit :

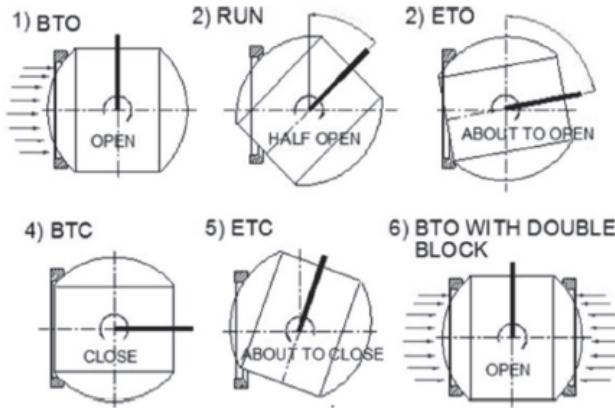


FIGURE 2.13 Couple requis selon la position du boisseau sphérique [13].

1. «Break to open» : couple mesuré lorsque la valve est fermée et que l'ouverture s'effectue avec seulement un des côtés sous pression.
2. «Running torque» : couple mesuré pour une ouverture entre 35° et 45° .
3. «End to open» : couple mesuré pour une position d'ouverture de 80° .
4. «Break to close» : couple requis pour débuter la fermeture de la valve, lorsque celle-ci est ouverte.
5. «End to close» : couple mesuré pour une position de fermeture de 80° .
6. «Break to open with double block» : couple mesuré lorsque la vanne est fermée et l'ouverture s'effectue avec les deux côtés sous pression.

Il est démontré que le couple «break to open» est le plus élevé [28] et que l'énergie d'ouverture requise s'estime par l'équation suivante :

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 + E_{friction} \quad (2.1)$$

où

I est le moment d'inertie du boisseau sphérique ;

ω est l'accélération angulaire du boisseau sphérique.

Ainsi, le premier terme correspond à l'énergie cinétique angulaire moyenne lors de l'ouverture tandis que le second terme correspond à l'énergie nécessaire pour combattre la friction dans le joint torique [28]. Puisque la friction est importante, le premier terme est négligeable et l'énergie de friction se décompose selon :

$$E_{friction} = E_{preload\ friction} + E_{pressurized\ friction} \quad (2.2)$$

Alors, l'énergie requise pour combattre la friction est une addition entre la friction causée par la précharge et celle causée par la pression agissant de chaque côté du boisseau sphérique. Donc, une attention particulière à la pression d'opération et à la précharge interne doivent être donnée pour minimiser le couple, maximiser la vitesse d'ouverture et diminuer la masse du moteur [28].

2.3.6 Défis techniques du choix de valves

Le choix du type de valves est relié aux paramètres du circuit hydraulique (débit, pression, diamètre de conduit, condition ambiante, etc.). Par exemple, une pression d'opération plus élevée impliquera des matériaux plus résistants, ce qui influence la masse. En robotique mobile, une certaine hausse de pression doit être permise pour le support de charge lourde, sans toutefois être excessive pour demeurer sécuritaire. En ce qui concerne la compacité, il faut minimiser la quantité d'adaptateurs de tuyaux hydrauliques, qui ont aussi une masse non négligeable et qui viennent ajouter au coût du système. Parmi les valves analysées, la valve à boisseau sphérique présente un potentiel d'utilisation intéressant puisqu'elle offre la plus faible perte de charge et son architecture est simple et compacte.

2.3.7 Résumé de la littérature

D'abord, la revue de littérature présente les transmissions variables à deux moteurs développées dans les dernières années et leurs limitations. Ensuite, elle présente une nouvelle approche basée sur la combinaison de deux moteurs et d'une transmission hydrostatique où le changement de ratio à l'actionneur s'effectue par la commutation d'une vanne hydraulique au lieu d'un embrayage. Puisque le choix d'une vanne qui soit à la fois légère, efficace et rapide pour effectuer cette tâche n'est pas évident, quatre technologies de vannes sont analysées.

Parmi les valves étudiées, aucune ne respecte tous les critères. Les servovalves sont très rapides, mais elles engendrent des fuites continues. Les valves logiques pilotées sont rapides et compactes, mais leur utilisation engendre des défis de conception du collecteur hydraulique. Les valves solénoïdes sont rapides, mais subissent des pertes thermiques importantes et elles sont unidirectionnelles. Enfin, les valves à boisseau sphérique motorisées industrielles sont lentes et lourdes. Cependant, cette dernière démontre une utilisation potentielle dans les applications robotiques par son architecture simple et sa faible perte de charge.

Ainsi, un prototype de valve à boisseau sphérique motorisée plus performant que les modèles commerciaux doit être développé. Puisque la limitation de rapidité concerne la motorisation, il est possible d'améliorer grandement la performance, par exemple, en utilisant des servomoteurs performants. Ce prototype peut ensuite être intégré dans un circuit hydrostatique pour tester la performance de la commutation au niveau du temps de transition et du contrôle.

CHAPITRE 3

A Bimodal Hydrostatic Actuator for Robotic Legs with Compliant Fast Motion and High Lifting Force

3.1 Avant-propos

Auteurs et affiliation

Alex Lecavalier : Étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, département de génie mécanique, Createk, Institut interdisciplinaire d'innovation technologique (3IT)

Jeff Denis : Étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, département de génie mécanique, Createk, Institut interdisciplinaire d'innovation technologique (3IT)

Jean-Sébastien Plante : Professeur, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, département de génie, Createk

Alexandre Girard : Professeur agrégé, Université de Sherbrooke, Faculté de génie, département de génie mécanique, Createk, Institut interdisciplinaire d'innovation technologique (3IT)

Date de soumission : 18 mai 2023

Journal : IEEE Transactions on Robotics (T-RO)

État de l'acceptation : Article soumis pour révision.

Titre français : Un actionneur hydrostatique bimodal pour les jambes robotiques avec un mouvement rapide et une force de levage élevée.

Résumé français : Les jambes robotisées ont des opérations bimodales : des phases d'oscillation lorsque la jambe doit se déplacer rapidement dans les airs (haute vitesse, faible force) et des phases d'appui lorsque la jambe supporte le poids du système (basse vitesse, grande force). Le dimensionnement d'un système d'actionnement traditionnel à rapport unique pour de telles opérations extrêmes conduit à un moteur électrique lourd surdimensionné et à une faible efficacité énergétique. Cet article explore un concept d'actionnement bimodal dans lequel une transmission hydrostatique est reconfigurée dynamiquement à l'aide de valves à boisseau sphérique motorisées spécialement conçues pour répondre aux exigences d'une jambe robotique avec un système d'actionnement plus petit et plus efficace. Tout d'abord, cet article présente une analyse des avantages de masse et d'efficacité de la solution bimodale par rapport à une solution de référence qui sont calculés pour 3 points de fonctionnement : vitesse élevée, force élevée et freinage. Deuxièmement, une démonstration expérimentale avec un système d'actionnement sur mesure et un banc d'essai de jambe robotique est présentée. Les défis de contrôle concernant la transition dynamique entre les modes sont discutés et une solution de schéma de contrôle est proposée et testée. Les résultats montrent que : 1) le prototype d'actionneur peut répondre à l'exigence d'un fonctionnement bimodal de la jambe en termes de force, de vitesse et de compliance, tout en utilisant des moteurs plus petits qu'une solution de base ; 2) le principe de fonctionnement et les schémas de contrôle proposés permettent des transitions de mode fluides et rapides ; 3) les valves à boisseau sphérique motorisées présentent un bon compromis entre la taille, la vitesse et la restriction de débit et 4) sont une voie prometteuse pour reconfigurer dynamiquement une transmission hydrostatique tout en permettant de dissiper l'énergie.

Contribution du document : Cet article détaille les étapes majeures du projet de recherche, en débutant par les limitations des systèmes robotiques bimodaux et la modélisation des équations dynamiques de l'architecture hydrostatique développée. Ensuite, une analyse comparative de la masse et de l'efficacité entre les architectures utilisant un moteur et deux moteurs est effectuée. De plus, l'article présente une cartographie de la prédiction de la masse d'une valve motorisée selon son diamètre et le temps d'ouverture et de fermeture, une présentation du prototype d'une vanne motorisée ainsi que les schémas de contrôle. Enfin, les performances de l'algorithme de transition sont démontrées sur un banc de test d'une jambe robotique.

3.2 Abstract

Robotic legs have bimodal operations : swing phases when the leg needs to move quickly in the air (high-speed, low-force) and stance phases when the leg bears the weight of the system (low-speed, high-force). Sizing a traditional single-ratio actuation system for such extremum operations leads to oversized heavy electric motor and poor energy efficiency. This paper explores a bimodal actuation concept where a hydrostatic transmission is dynamically reconfigured using custom motorized ball valves to suit the requirements of a robotic leg with a smaller and more efficient actuation system. First, this paper presents an analysis of the mass and efficiency advantages of the bimodal solution over a baseline solution that are computed for 3 operating points : high-speed, high-force and braking. Second, an experimental demonstration with a custom-built actuation system and a robotic leg test bench is presented. Control challenges regarding dynamic transition between modes are discussed and a control scheme solution is proposed and tested. Results show that : 1) the actuator prototype can meet the requirement of a leg bimodal operation in terms of force, speed and compliance, while using smaller motors than a baseline solution ; 2) the proposed operating principle and control schemes allow for smooth and fast mode transitions ; 3) motorized ball valves exhibit a good trade-off between size, speed and flow restriction and 4) they are a promising way to dynamically reconfigure a hydrostatic transmission while allowing energy to be dissipated.

3.3 Introduction

When designing legged robots and exoskeletons, the requirements can be very different for torque and speed depending on the task. For example, the Sarcos Guardian XO full-body exoskeleton can amplify human loading capacity but cannot be used for natural walking [37]. In contrast, Harvard's cable-driven soft exosuit can assist for loaded walking [38] but is not designed for high-force capabilities. For a legged robot, the feet need to be able to move quickly through the air during a fast gait or to balance the system. Thus, the ideal robotic leg actuator must have good acceleration and high maximum velocity capability for the swing phase (foot in the air). Lightly geared and direct-drive electric motors (EM) have been used for creating highly dynamic legged robots [39] [40]. On the other hand, during the stance phase (foot on the ground), the leg must apply large forces to bear the weight of the robot and its payload. Without large reduction ratios, EM actuators exhibit poor torque density and poor efficiency at low-speed [39] [4]. Thus, they are not well suited to stance phase requirements, especially if the robot needs to lift and carry heavy payloads. Alternatively, using EM with large reduction ratios, to meet the stance phase requirements, would limit the maximum velocity, increase the inertia and the friction [14], thus penalizing the performance of the swing phase. Hence, designing a robot that can be used for all these operating points is not trivial and lead designers to compromise between multiple characteristics, illustrated in Fig. 3.1, when using a fixed reduction ratio.



FIGURE 3.1 Trade-offs of geared motors with a fixed reduction ratio.

Dynamically changing the reduction ratio, like most car powertrains, would allow a designer to avoid this performance compromise. As shown in Fig. 3.2, if a robot leg actuator can downshift to a large reduction ratio during the stance phase (operation point 1), and upshift to a small reduction ratio for the swing phase (operation point 2), then the electric motor does not need to be oversized to achieve both operation points and would stay within an effective operating range. In the last decades, actuators leveraging variable transmission have been sporadically explored by researchers in the field of robotics. For instance, Hirose relied on two parallel motors of different reduction ratio and an electromagnetic clutch to create a dual-mode transmission mechanism for an articulate prismatic

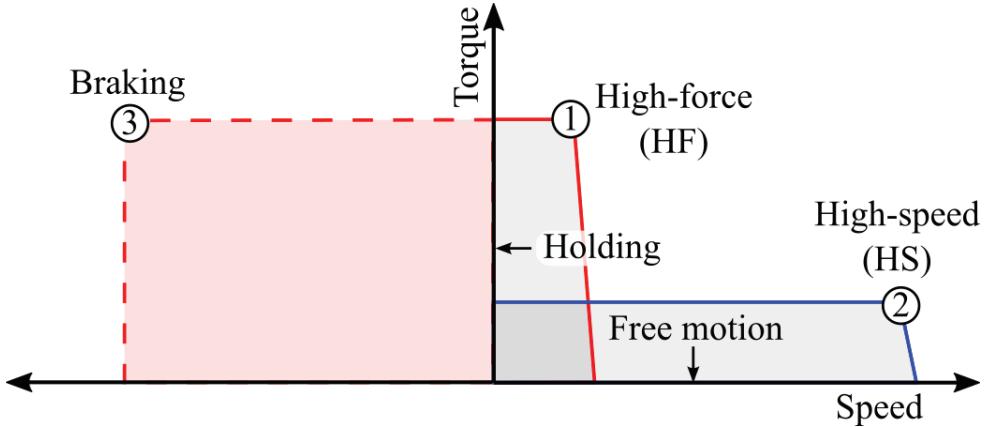


FIGURE 3.2 The three targeted operating points of the proposed multimodal design.

leg [1]. Bell proposed a dual-motor design for which the geared motor is electrically disconnected for high-speed motions to prevent back-emf power dissipation, but the geared motor inertia stay coupled to the output which limits the possible reduction ratios [3]. Jeong *et al.* presented a single motor two-speed transmission based on twisted string actuation (TSA) and a dog clutch that is light and compact, but with many limitations in the operating conditions [2]. Lee *et al.* proposed a compact dual reduction actuator with a latching mechanism for a knee joint exoskeleton adapted for the walking phase and sit-to-stand phase, but without dynamic switching capabilities [41]. For seamless transitions, Jang *et al.* developed a continuously variable transmission (CVT) based on TSA, two motors and a differential gearbox, but is limited by the range of reduction ratios. Other serial dual-motor architectures were investigated, requiring a differential and a brake that can be used to conduct seamless transitions, and shown the mass and energy advantages over single-ratio actuators [4] [42] [23].

All in all, despite promising results, many challenges remain such as 1) the trade-off between the complexity (and size) of the variable transmission and its ability to change the ratio in terms of range, speed, seamlessness and operating conditions in which it is possible to change the reduction ratio [43] and 2) the need for a lightweight and energy efficient device for robots that carry their own payload. A lightweight device that allows a fast and seamless switch between a small and a large reduction ratio in any operating conditions would be a breakthrough for many applications, especially for robotic legs. Previously proposed variable ratio designs for robotics were mostly based on mechanical components like gears and brakes. However, others have proposed variable ratio concepts leveraging a hydrostatic transmission as a way to delocalize the motor off the moving linkage rather than being on distal joints. The advantage of hydrostatic transmissions are mainly easy

routing through complex kinematics [6], good force density and increased backdrivability [44]. In this sense, Sugihara *et al.* proposed a reconfigurable hydrostatic circuit to allow a variable ratio using fast hydraulic switching with extra valves and cylinders, but much remains to be explored regarding this kind of hybrid hydrostatic approach [9].

This article presents a multimodal actuation based on simple valves reconfiguring a hydrostatic transmission dynamically. As illustrated in Fig. 3.4, motorized ball valves are used to dynamically reconfigure the system between two operating modes tailored to the swing phase and stance phase. The concept is similar to the two-speed architecture explored by Verstraten [23] and Girard [4], but in the fluidic domain. The salient feature is that compact ball valves replace the high-force brake and the differential that were required in the mechanical domain, reducing the number of cumbersome components while increasing the flexibility in terms of conditions in which the system can downshift.

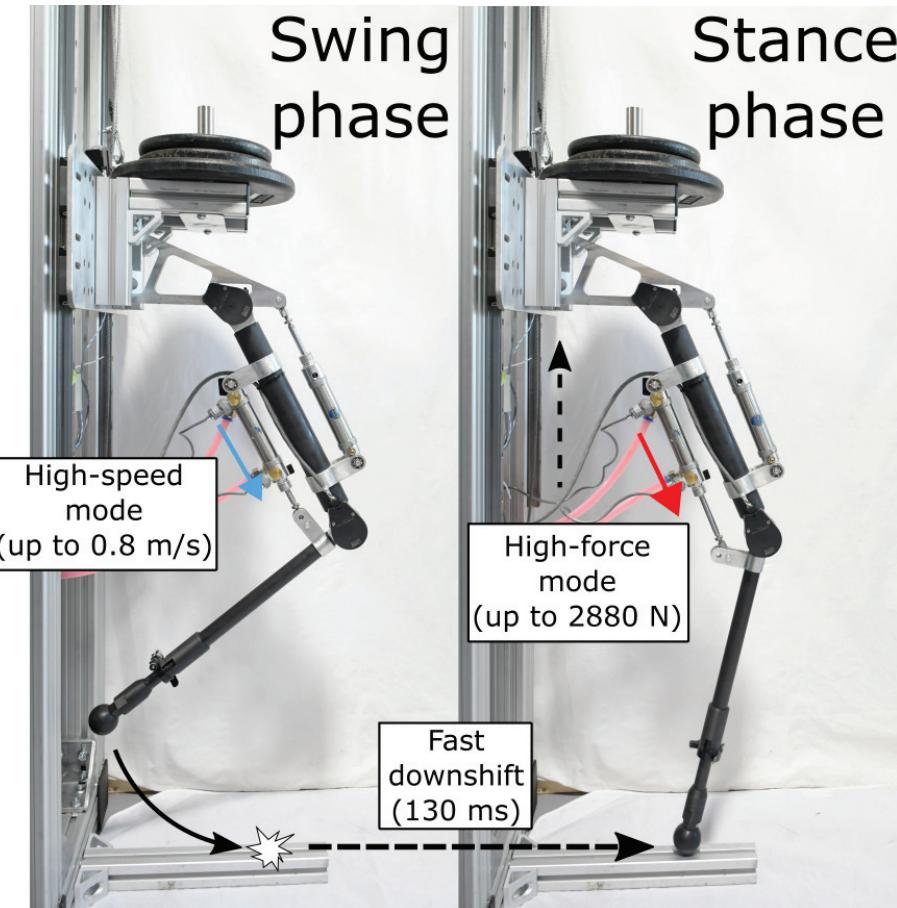


FIGURE 3.3 Bimodal demonstration on a robotic knee : swing phase (high-speed), stance phase (high-force).

3.3.1 Content and Structure of the Article

This article is built on preliminary results presented in a conference paper [45], which analyzed opportunities to save mass and increase efficiency of actuation system using multimodal hydrostatic transmissions. Here, a thorough analysis of one of these opportunities is presented : using a high-speed/high-force mode switching. The mass saving analysis is expanded with an exploration of the trade-off between size, speed and flow for the valves. Furthermore, this article presents a working prototype, experimental results on a 2-DoF leg test bench, control challenges and solutions, practical issues and limitations, which were not discussed in the preliminary conference paper.

The novel contributions are : 1) a mass-delay-flow tradeoff analysis for motorized ball valves and 2) an experimental assessment of the ability of the system to switch seamlessly under load, and 3) an experimental demonstration that the actuator prototype addresses the needs of robotic legs in terms of force, speed and compliance.

Section 3.4 explains the working principle and details the equations of motions of the proposed bimodal hydrostatic system. Section 3.5 presents the mass and energy gain potential of the configuration to achieve extreme operating points for the case study of a robotic knee joint. Section 3.6 presents the built prototypes and test bench, the control scheme used for coordinating the motor and the valves and experimental results. Finally, the modelling approach for estimating the mass and efficiency of the components involved are in the Appendix.

3.4 Working principle and model

The proposed two-speed architecture consists of a lightly geared electric motor (EM1) and a highly geared electric motor (EM2) which are respectively coupled to a high pitch and low pitch ball screw that actuates two hydraulic cylinders. Those two cylinders called master cylinder 1 (M1) and master cylinder 2 (M2) are connected to a slave cylinder (output) on the leg, through a flexible hydraulic line. This results in a kinematically redundant system : the displacement of both master cylinders adds up to create a displacement at the slave cylinder (neglecting compressibility of the fluid) but the pressure is shared in the circuit. Additionally, two hydraulic valves can close the path to the lightly geared M1. Hence, this architecture permits two main modes of operation : a high-speed mode (HS) (Fig. 3.4a) and a high-force mode (HF) (Fig. 3.4b). When valves are open, both M1 and M2 can contribute to the output motion. This results in high-speed capability and a low reflected inertia at the output, but with force limited by EM1. When valves are closed, only M2 contributes to the output since M1 is connected to a reservoir and can move freely. This results in high-force low-speed capabilities, as the configuration leads to a direct coupling of the highly geared piston to the slave piston. Furthermore, it is possible to generate large forces at high-speed using partial opening of the valves to restrict the flow in order to brake the system. Therefore, it is possible to reach operating points 1, 2 and 3 shown in Fig. 3.2.

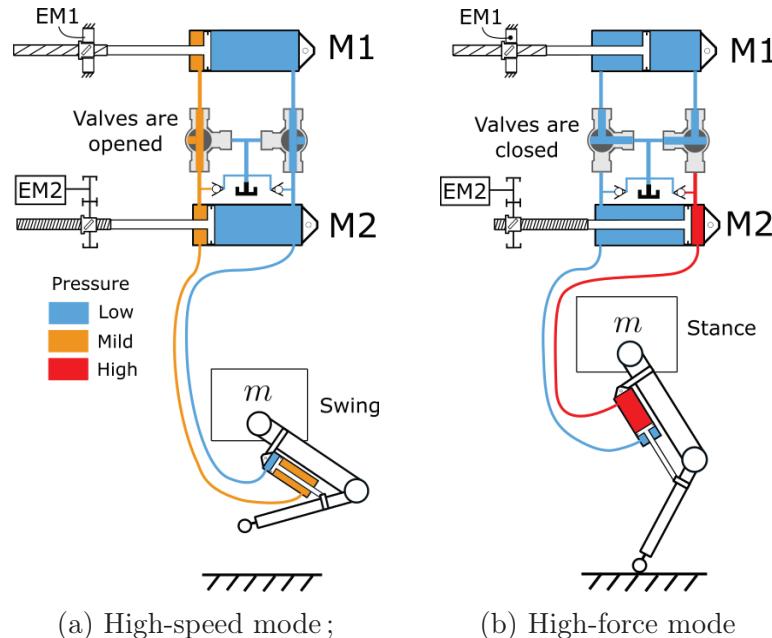


FIGURE 3.4 Bimodal actuation principle of the proposed hydrostatic architecture.

3.4.1 Equations of Motion

Here we present simplified equations of motions (EoM) describing the system behaviour, for all operating modes, based on lumped-parameter approach illustrated in Fig. 3.5 (a single-action system is illustrated for simplicity). If we consider that the fluid in the circuit is incompressible, then the combined flow of M1 and M2 equal the incoming flow in the slave cylinder. When all cylinders areas are equal, it leads to the following kinematic relationship between the pistons velocities and the motor velocities :

$$v_o = v_1 + v_2 = T_1^{-1}\omega_1 + T_2^{-1}\omega_2 \quad (3.1)$$

where v_o , v_1 and v_2 are the linear velocity of the cylinders (output, M1 and M2), ω_1 and ω_2 are the angular velocities of EM1 and EM2, and T_1 and T_2 are the transformation ratios from motor angular motion to piston linear motion given by :

$$T_i = \frac{2\pi R_i}{\varphi_i} \quad (3.2)$$

where φ_i is the ball screw lead and R_i is the reduction ratio between the motor shaft and the screw. Considering the inertial properties associated with the moving parts, the passive dissipative forces and the active forces at all pistons, a 2 DoF dynamic model is constructed using the linear velocity of the output v_o and the linear velocity of M1 v_1 as state variables.

$$\underbrace{\mathbf{H} \begin{bmatrix} v_o \\ v_1 \end{bmatrix}}_{Inertial} + \underbrace{\begin{bmatrix} b_2 + b_0 \\ b_1 - b_2 \end{bmatrix}}_{Disp. forces} = \underbrace{\mathbf{B} \begin{bmatrix} I_1 \\ I_2 \end{bmatrix}}_{motors} - \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ b(\phi) \end{bmatrix}}_{throttling} - \underbrace{\begin{bmatrix} f_e \\ 0 \end{bmatrix}}_{ext.} \quad (3.3)$$

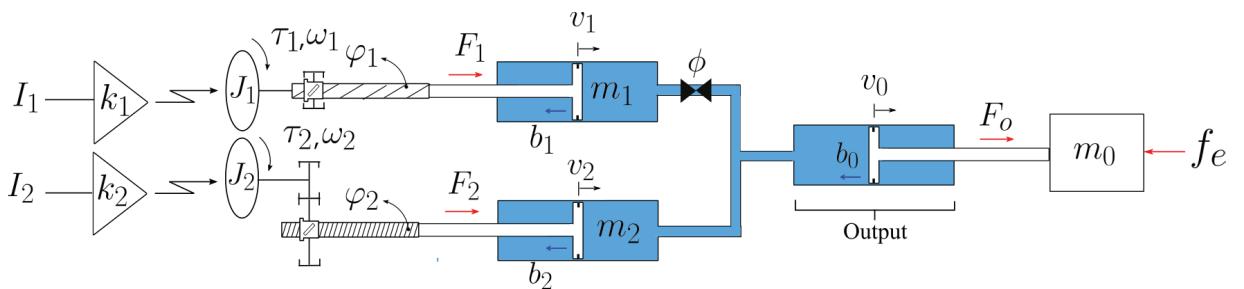


FIGURE 3.5 Lumped-parameter model of the proposed hydrostatic architecture.

where

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} m_o + m_2 + J_2 T_2^2 & -(m_2 + J_2 T_2^2) \\ -(m_2 + J_2 T_2^2) & m_1 + J_1 T_1^2 + m_2 + J_2 T_2^2 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & k_2 T_2 \\ k_1 T_1 & -k_2 T_2 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

with m_o , m_1 and m_2 , representing piston masses plus the inertial contribution of the transmission fluid in linear units at the piston ; J_1 and J_2 representing the inertia of the motors ; b_o , b_1 and b_2 representing speed-dependent dissipative forces acting respectively on the output, M1 and M2 pistons (friction in the seal, the ball screw and headloss in the fluid lines) ; I_1 and I_2 representing the electrical currents in the motors ; k_1 and k_2 representing the motor torque constants ; f_e representing an external force acting on the output ; and $b(\phi)$ representing a dissipative force acting on the M1 piston caused by partial closing of the ball valve. This controllable dissipative force can be modelled with :

$$b(\phi) = \frac{1}{2} \text{sgn}(v_1) k(\phi) \rho v_1^2 \frac{A_{M_1}}{A_b}^3 \quad (3.6)$$

where ϕ is the valve angle, A_{M_1} and A_b are the bore areas of M1 and the ball valve respectively, $k(\phi)$ an experimental mapping between the ball angle and a loss coefficient [46], and ρ is the fill fluid density. During HF mode, M1 is disconnected and no flow from M1 contributes to the output motion. Setting \dot{v}_1 to zero in (3.3), the model can be reduced to :

$$[m_o + \underbrace{m_2 + J_2 T_2^2}_{m_A \text{ for HF}}] \dot{v}_o + b_o + b_2 = k_2 T_2 I_2 - f_e \quad (3.7)$$

where m_A is the reflected inertia due to the actuation. For HS mode, both motor can contribute to the output motion. However, when isolating \dot{v}_o in (3.3), it can be seen that some terms related to the motion of M2 are negligible if $m_2 + J_2 T_2^2 \gg m_1 + J_1 T_1^2$ (which will be the case for the concept because T_2 is designed to be an order of magnitude greater than T_1), and the equation describing the motion of the output can be approximated by :

$$[m_o + \underbrace{m_1 + J_1 T_1^2}_{m_A \text{ for HS}}] \dot{v}_o + b_o + b_1 = k_1 T_1 I_1 - b(\phi) - f_e \quad (3.8)$$

All in all, with the approximation, the EoM of each mode have the same structure with the exception of an additional controllable dissipative force for HS mode. Equations show that the distinctive dynamic behaviour of each mode is fundamentally due to the mechanical

advantage difference between T_1 and T_2 . Indeed, in HF mode with a large T_2 , large forces can be applied (term $k_2 T_2 I_2$ in (3.7)) and all terms not multiplied by T_2 become negligible. The behaviour is mostly a motor fighting its own internal inertia (and friction) unaffected by the load parameters and the external forces.

3.5 Mass and efficiency analysis

The proposed bimodal configuration can lead to mass and energy savings even though the design includes more components than a traditional single-motor configuration. The next section presents sets of requirements for a generic robotic knee, and a baseline actuator that are used for comparing the actuation solutions.

3.5.1 Two-Speed Design Advantage for a Robotic Knee

For the purpose of conducting a parametric analysis, the complex requirements of a robotic knee are simplified into three main required operating points, shown in Fig. 3.2 :

1. High-force low speed (HF) ;
2. High-speed low force (HS), with low inertia ;
3. High power braking, with low inertia.

In many situations, robotic legs should feel transparent to interact with the environment/ground or with human limbs. This constraint on backdrivability is simplified into a constraint on reflected inertia from motorization. Table 3.1 summarizes the operating points relative to a parameter λ used as a way to scale a wide range of possible specifications. The situation $\lambda = 1$ describes a low-force robotic knee that is fast enough for motions like walking. Larger λ represents a knee λ times stronger but at a limited speed for less dynamic motions such as lifting a load. The output power of both HS and HF modes stays equal. λ is thus defined as the relative force ratio between the two operating modes, i.e., $\lambda = \tau_{\text{HF}}/\tau_{\text{HS}}$.

TABLEAU 3.1 Robotic knee nominal parameters used for the analysis

Operating point i	Torque τ_i (N m)	Speed ω_i (s^{-1})	Inertia J_i (kg m^2)
1) High-force (HF)	20λ	$9.4/\lambda$	-
2) High-speed (HS)	20	9.4^*	0.07*
3) Braking	20λ	9.4	0.07
*Reference	-	[41]	[47]

The baseline torque, speed and inertia were selected based on human knees, exoskeletons and prostheses : 1) 20 N m torque for a partially assisting (< 50% typ.) knee exoskeleton for walking ; 2) 9.4 rad/s for a human walking speed increased by a factor of 1.5 to ensure natural motion at any time and 3) 0.07 kg m² based on the low inertia knee prosthesis

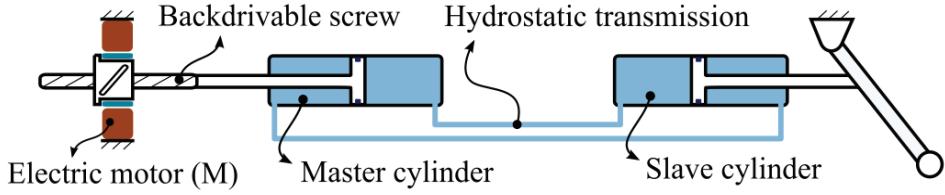


FIGURE 3.6 The baseline configuration used for analytical comparison.

design presented in [48]. The required λ ratio and exact specifications highly depend on the application. For the exoskeleton knee in [41], for sitting-to-standing and for walking, λ is 2.8. For the legged robot in [1], for dual-speed designs for switching between the stance and swing phases of walking, λ equals 13. In the case of the knee prosthesis in [24], λ is 5.4. The proposed two-speed design (Fig. 3.4) is compared with a baseline hydrostatic one (Fig. 3.6), which inspiration is drawn from [49] and [50]. Mass and efficiency analyses are conducted for both designs meeting the requirements of all three operating conditions. The mass is found by : 1) computing the most advantageous reduction ratio for each configuration given the requirements, 2) then by computing the individual requirements (force, speed, power) of the components (cylinders, valves, ball screws and motors) for each configuration and 3) finally by using scaling laws for estimating the mass of components. The approach, hypotheses and inputs are detailed in the Appendix.

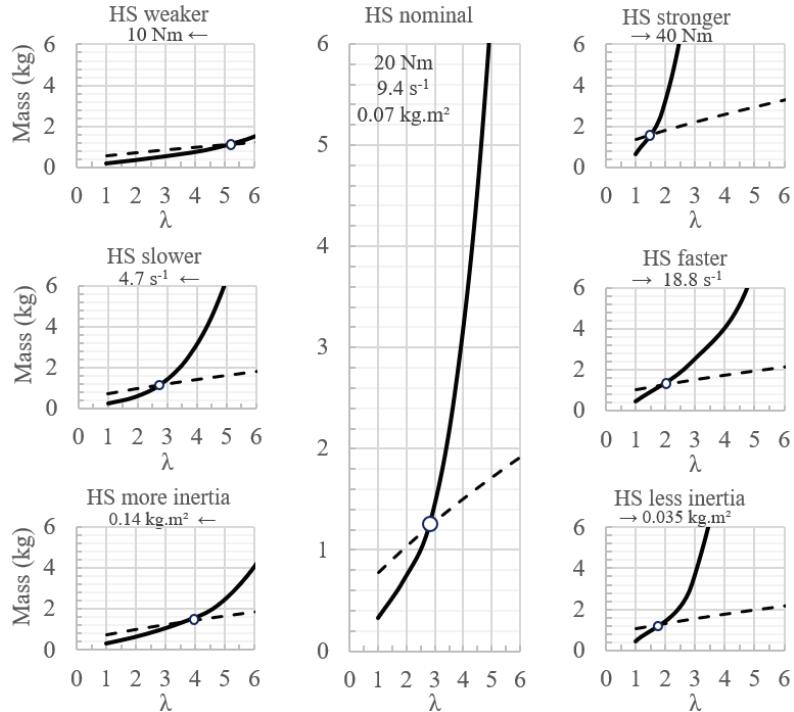


FIGURE 3.7 Predicted mass of the baseline (solid lines) and the two-speed (dashed lines) concepts. The middle curves are the analysis based on the nominal specifications. The left and right curves show the sensitivity of the mass when the high-speed mode specifications are changed.

Fig. 3.7 shows evaluated mass of the baseline and the two-speed solutions as a function of the ratio between operation points 1 and 2. The middle plot is the result of the specifications of Table 3.1. If high-force is limited ($\lambda < 2.5$), results show that the two-speed design is not recommended due to its mass overhead from the extra components (motors, valves, pistons, ball screws). However, it is promising for high ratios ($\lambda > 2.5$), for example, for a sit-to-stand motion from a low chair for which the human knee torque is 100 N m ($\lambda = 5$) but at slow speeds. In this case, it would be **4.6 kg lighter** than the baseline solution. The left and right plots of Fig. 3.7 were computed to show the effect of changing the HS operating point on the results. The crossing point is sensitive to the HS mode torque and inertia because the required motor size strongly depends on the torque-to-inertia required to fulfill all operating conditions. The crossing is less sensitive to target speed.

Regarding efficiency, Fig. 3.8a-b shows the results for the HF mode (a) and the HS mode (b). Joule's losses in the motor winding are scaled with motor torque and a fixed 90% ball screw efficiency is used. The motor of the baseline solution is operating at a low inefficient velocity for the HF mode. For this mode, the two-speed solution is thus more efficient. Note that in this analysis, the scaling laws are based on a very efficient (>90% at nominal torque) and low inertia motor serie (Robodrive TQ frameless motors). The efficiency advantage in HF mode would be higher if using low quality motors instead. In HS mode, the energy efficiency of each solution is similar as motors operate close to their nominal velocity but the baseline solution is slightly better since bigger motors are more efficient.

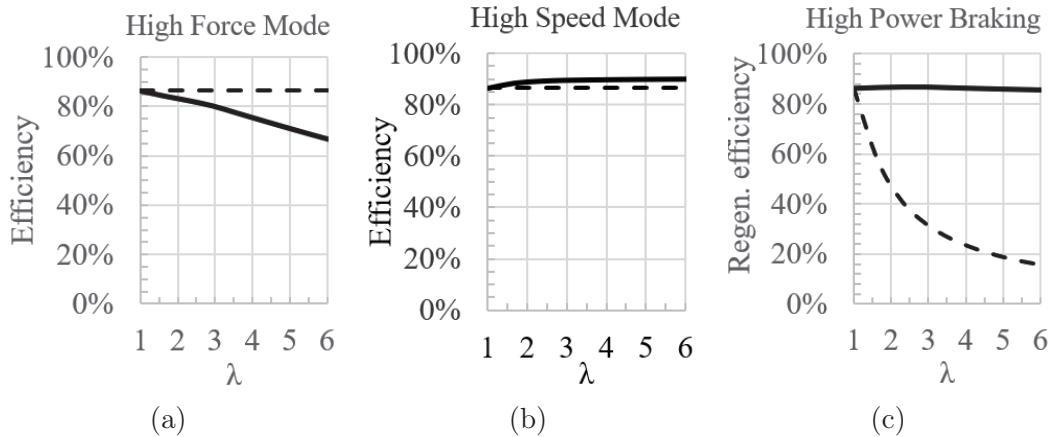


FIGURE 3.8 Efficiency comparison of the baseline configuration (solid black) with the proposed two-speed solution (dashed black).

Finally, Fig. 3.8c shows the efficiency for the high-power regenerative braking condition, considering no loss at the electronics and battery. The baseline solution can actively regenerate most of the mechanical energy, whereas the two-speed solution must dissipate

most of the energy through the valve. All-in-all, for strong and low inertia robotic legs, the two-speed design is promising, especially regarding mass savings. Ball valves are one of the extra components required for the proposed two-speed design. The next section presents the design trade-offs of custom motorized ball valves and how their mass can be estimated based on a semi-empiric equation.

3.5.2 Valve Unit

In order to meet the application requirements, the valve unit requires the following characteristics : 1) fast cycle, for tasks that require fast transitions such as between stance and swing phases of walking and running, 2) small, in terms of mass and volume and 3) low-pressure drop when fully open, for efficiency and backdrivability of the HS mode. No off-the-shelf valves are designed for such requirements. Servo ball valves (also butterfly) are commercially available, but they are designed for industrial applications and are very heavy, cumbersome and too slow to be used in a dynamic situation like a walking gait. Fast servo valves have been used in mobile robots for their flow modulation accuracy, high bandwidth and lightness, for instance Boston Dynamics's robots [51][52]. The main drawback of these servo valves is their inherent inefficiency and non-backdrivability since the modulation is based on restricting the flow [5]. Piloted cartridge valves have been used in digital hydraulics due to their small volume and their high speed of actuation. However, challenges remains on valve leakage and energy efficiency [27]. Solenoid type cartridge valves have been used for a long time in automobiles' anti-lock braking systems (ABS) [29]. The downside is that solenoids tend to be inefficient, as they required a constant supply of energy to stay open, which generates Joule's losses. While a permanent magnet latching solenoid can mitigate this issue, it is sensitive to vibration which is inherent to dynamic systems [31]. While industrial servo ball valves are not sufficient, they demonstrated a potential use in robotic applications mainly because they are compact (with respect to the line diameter) and they exhibit a very low-pressure drop when fully open[28]. An analysis is thus conducted here to determine the viability of using servo ball valves for the application, and analyzing the trade-off between the size of the valve (mass), the pressure drop when open (bore diameter) and how fast can the valve open and close (cycle time).

Equation 3.9 estimates the mass of a servo ball valve as a function of the desired cycle time Δt and its bore diameter d , using a semi-empiric model given by :

$$\underbrace{\text{mass}(d, \Delta t)}_{\text{total}} = \underbrace{\frac{\pi \tau}{2\alpha \Delta t}}_{\text{motor}} + \underbrace{\frac{\tau}{\beta}}_{\text{gearbox}} + \underbrace{\frac{\rho}{Re} \left[\frac{Re}{\rho} \right]_{ref}}_{\text{body}} m_b \quad (3.9)$$

with

$$\tau \approx 132d - 0.2 \quad (3.10)$$

$$m_b \approx 41d - 0.07 \quad (3.11)$$

This is based on estimating individually the mass of the valve body, the electric motor actuating it and the gearbox connecting them. The mass of the electric motor is determined by the 90° cycle time Δt , the breakaway torque τ of the valve and electric motors specific power α . Also, an empiric relationship between the breakaway torque and the bore diameter d based on our experimental measurements on 6.35 mm to 12.7 mm commercial brass ball valves is used (Equation (3.10)). The model assumes conservatively that the motor must apply the breakaway torque on the whole 90° stroke. The mass of the gearbox is estimated based on a torque-to-weight ratio. Specific power α is estimated to 600 W/kg and specific torque β to 10 Nm/kg, both based on commercially available Maxon components in the range of 10 to 100 W. The mass of the valve body is estimated using a regression based on the valve bore diameter d (Equation (3.11)) using data on brass three-way ball valves (ranging from 6.35 mm to 19.05 mm) taken from the manufacturer's catalogue [53]. A ratio of material specific strength is used to predict the mass of hypothetical optimal valves made of high-strength materials.

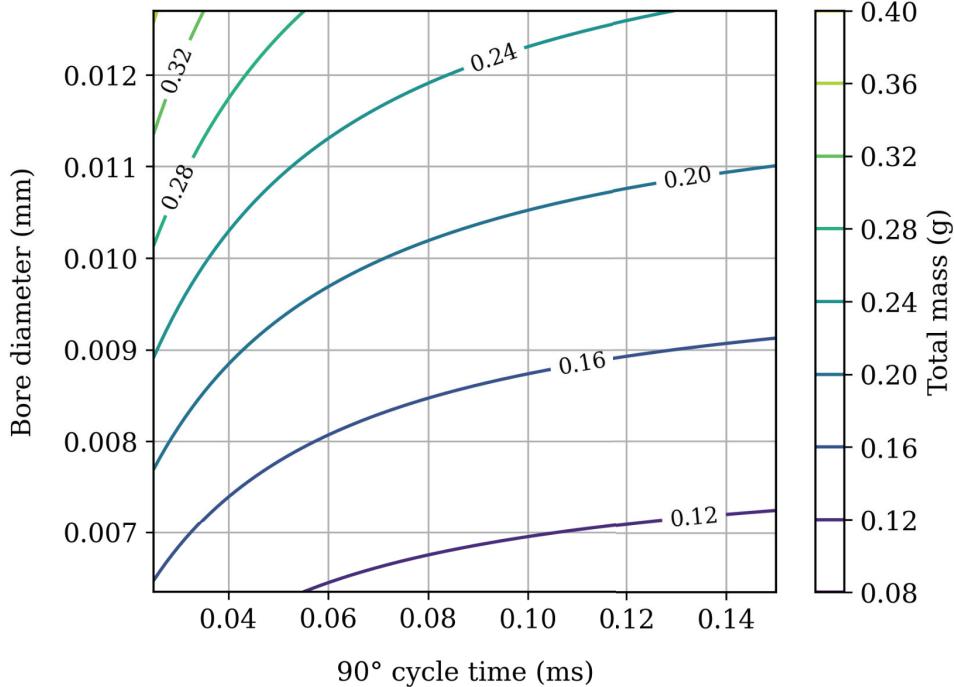


FIGURE 3.9 Mass mapping for aluminum motorized ball valves as a function of the bore diameter and 90° cycle time.

Fig. 3.9 shows the mass prediction when using aluminum 7075. These values are only valid for valves rated at 3.45 MPa and it does not take into account the effect of increased pressure on the valve actuation torque. Tendencies show that custom servo ball valves could meet the requirements with reasonable mass. The bore diameter has more impact on the total mass than the actuation speed for a cycle time over 75 ms. According to Equation (3.9), this is because the gearbox and valve body have non-negligible masses and vary only with diameter. Thus, this implies that minimizing diameter will have a more noticeable effect on mass reduction than trying to be conservative on actuation speed. However, for the same flow rate, designers should consider that viscous friction head losses increase by a factor of d^{-5} which can be problematic.

3.6 Experimental assessment

This section presents the experimental analysis of a custom actuation system and a robotic leg test bench.

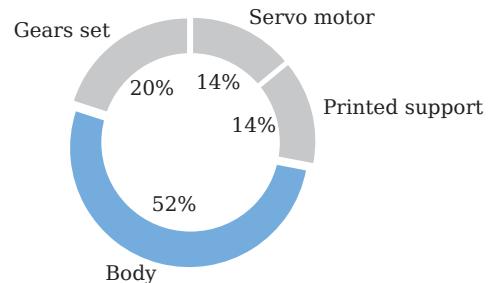
3.6.1 Prototypes and Test Bench

A prototype of two servo-actuated ball valves was designed and built, as shown in Fig. 3.10a. Standard brass T-pattern flow 3-way ball valves (Valworx 536903) were used and each valve is driven by a high torque servo motor (Savöx SB2262SG), through a custom single stage of spur gears for faster switching (1 :1.4). The servo motor was chosen for its high torque (3.2 Nm), speed (16 rad.s^{-1}) and small volume (41 x 20 x 26 mm). The mass of the valve unit prototype is 415 g and it reaches a maximum speed of 12.2 rad.s^{-1} (130 ms of cycle time). In comparison, for brass, Equation (3.9) predicts 447 g (including printed components) which is 8% more conservative than the prototype. This corresponds to a mass reduction of 82% compared to equivalent commercial motorized valve [54] and it could be optimized. Indeed, as shown in Fig. 3.10b, the valve body accounts for 52% of the total valve mass. By choosing a light body material such as aluminum, Equation (3.9) predicts a mass of 172 g for an equivalent unit (9.52 mm bore, 0.130 s cycle time). In this case, the total mass reduction would be 93% compared to commercial motorized valves.

The complete two-speed concept was built using custom valve unit and commercially available components as shown in Fig. 3.11. One 200 W nominal motor (Maxon RE50, operated up to 2.6x the nominal current) and one 102 W nominal motor (Maxon DCX32L) are used for EM1 and EM2 respectively. EM1 is coupled to a 20 mm ball screw lead (NSK MCM05025H20K00) while EM2 is coupled to a 5 mm ball screw lead (MCM06025H05K02) through a 28 :1 planetary gear head (Maxon GPX32). Hydraulic cylinders (Bimba H-093-



(a) Two three-way ball valves actuated with servo motors;



(b) Mass distribution of the prototype;

FIGURE 3.10 Motorized ball valves prototype built with commercial components.

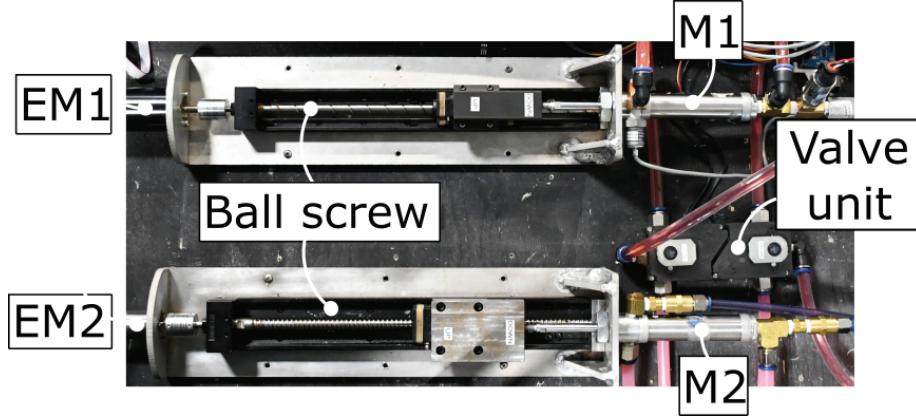


FIGURE 3.11 Hydrostatic actuator components layout.

DUZ rated 3.45 MPa) are used and equipped with pressure sensors (MEAS MSP300). Propylene glycol is used as the transmission fluid for its non-toxicity, low viscosity and anti-corrosive properties. The prototype actuates a custom robotic leg test bench shown in Fig. 3.3. The robotic leg is attached to a cart (where steel plates can be installed as a payload) fixed to vertical linear guides. The bidirectional actuation of the knee can either swing the leg in the air, when the cart rests on the bottom of the linear guide, or lift the cart and payload vertically when the foot touches the ground. The prototype capabilities are shown graphically on Fig. 3.12. The maximum generated output force, using the maximum motor currents, is 350 N in HS mode and 2880 N in HF mode, which means the leg can sustain a payload of about 7.6 kg in HS mode and about 62 kg in HF mode. The maximum theoretical speed limit based on $T_i^{-1}w_i$ with the maximum motors velocities are 0.8 m s^{-1} in HS and 0.025 m s^{-1} in HF.

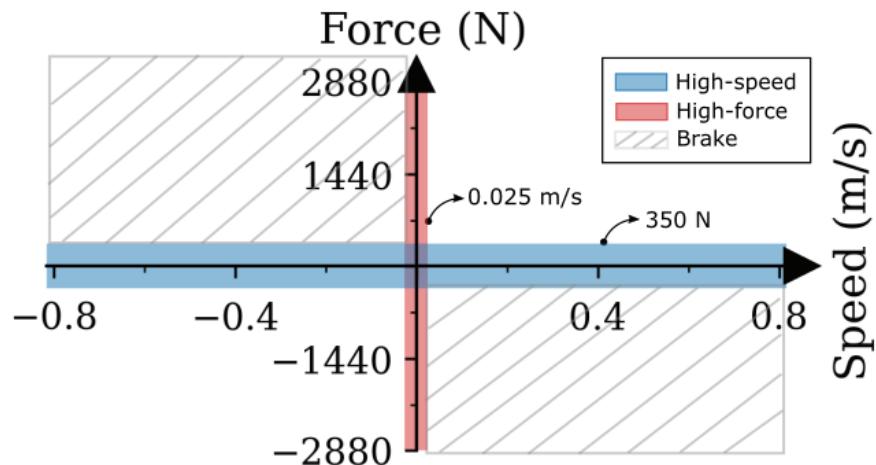


FIGURE 3.12 Bimodal system operating regions in terms of force and speed.

3.6.2 Control Architecture

Three elements are controlled on the actuator : EM1, EM2, and the valve unit. EM1 is current controlled, which is closely related to the generated output pressure, since this line has a small reduction ratio whereas EM2 is speed controlled since it fights its own internal inertia and friction due to the large reduction ratio. The valve is controlled by imposing its position with the servo motor using its internal closed loop. Fig. 3.13 summarizes the control scheme proposed to handle the different operating modes. Here, since the two valves move simultaneously for all transitions, only one variable is shown for simplicity. A high-level controller specifies the mode and a reference (current in HS and velocity in HF) to a state machine. For demonstrating the capabilities of the actuator, the high-level controller is a hard-coded sequence of motion, with the exception of the downshift transition that is triggered by a ground contact detection using a combination of conditions on the knee joint encoder signal and the pressure signal in the slave cylinder.

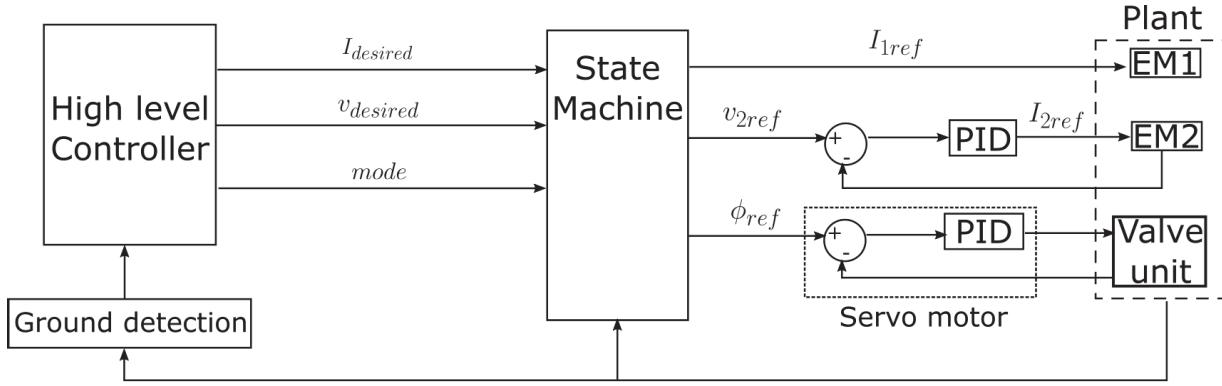


FIGURE 3.13 Actuator control structure based on state machine and PID controllers.

3.6.3 State Machine and Transitions

Achieving smooth transitions when changing modes in dynamic situations is not trivial. For a robotic leg, when it hits the ground in HS mode, the total force generated at the output cylinder needs to be maintained otherwise the leg may collapse. Also, during that period, there is a transition time where the output force and speed are subjected to fluctuations due to the closing of the valves. Hence, valve tests are conducted to find good control strategies between operating modes. Linear positions and velocities are displayed since the measurements are taken directly at the pistons. Fig. 3.14 shows the effect of closing the valves on the output speed and on the calculated dissipative force using the prototypes of Section 3.6.

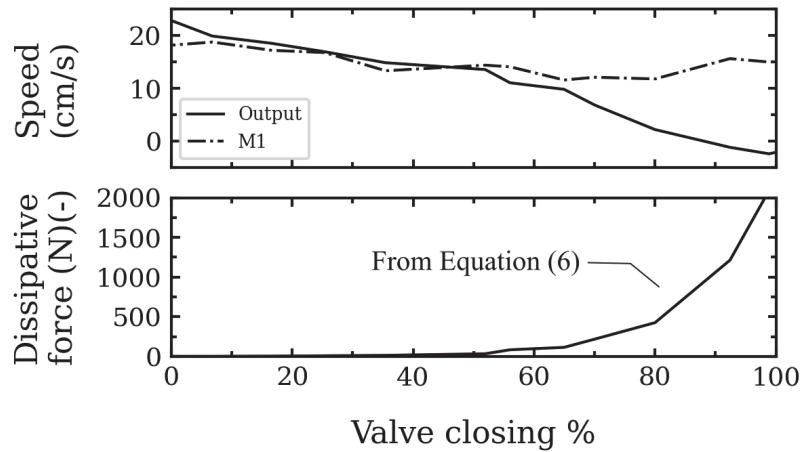


FIGURE 3.14 Contribution of master cylinder (M1) on the total output speed (top) and theoretical dissipative force (bottom) when closing the valves.

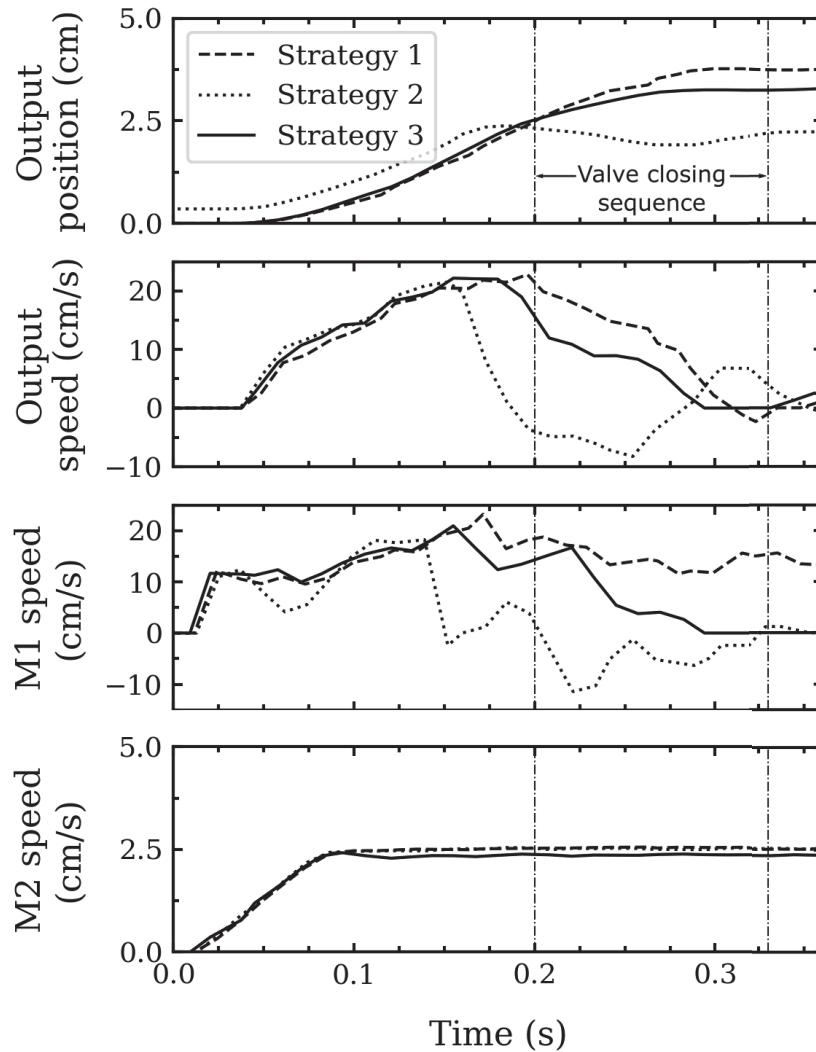


FIGURE 3.15 Comparison of three switching strategies for a downshift.

The robotic leg is held so it does not come into contact with the ground during the sequence. Between 0% and 50% valve closure, the output speed and M1 speed are directly correlated and the dissipative force is negligible. However, at 50% valve closure, M1 loses its authority : its speed stays constant while the output speed starts decreasing. This behaviour can be explained by the generated dissipative force which starts to increase exponentially as predicted by Equation (3.6). Around 90% valve closure, the output speed reaches zero, meaning that from this value, the local losses are sufficiently high to block the contribution of M1. Hence, these observations suggest that EM1 should provide a continuous torque until at least 50% valve closure in order to provide initial payload support before EM2 can generate sufficient force at the output. Finally, between 90% and 100%, the output speed becomes negative, which can cause oscillations.

To minimize these oscillations, three control strategies are compared during a downshift sequence as shown in Fig. 3.15. Each sequence starts in HS mode, where both M1 and M2 contribute to the output speed. Then, at 0.2 sec, the valve closing sequence is initiated. Finally, at 0.33 sec, the downshift is completed and the sequence ends in HF mode. Strategy 1 consists of keeping M1 speed constant during the entire valve closing sequence. Strategies 2 and 3 both consist of reducing M1 speed before the end of the valve closing sequence. However, strategy 2 uses a speed command on M1 while strategy 3 uses a current command on M1. Looking at the output speed, strategy 1 causes slight negative value at the end of the closing sequence. As for strategy 2, the output speed fluctuates, which translates into worse performance. Finally, strategy 3 shows the best performance since the output speed slows rapidly before the end of the closing sequence. By looking at the position, it enables a smooth downshift in less distance and without oscillations.

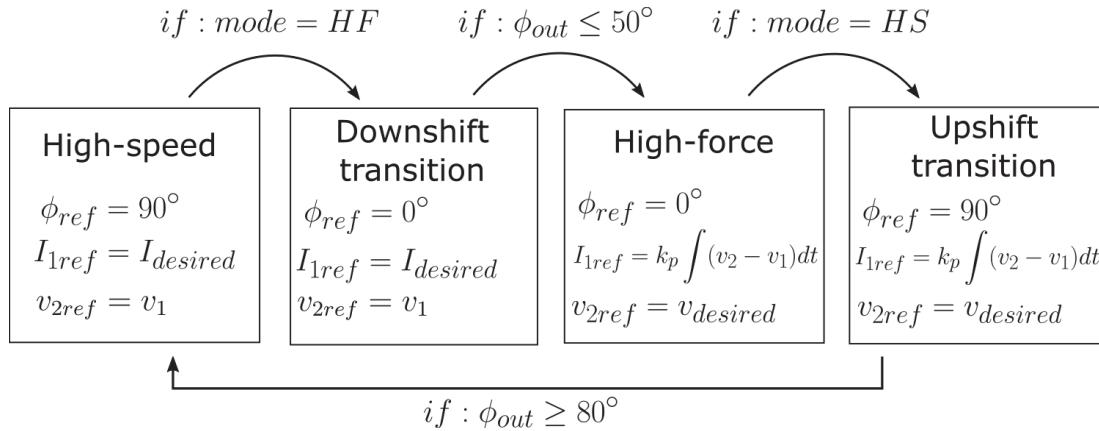


FIGURE 3.16 State machine of the controller.

The switching conditions are detailed in Fig. 3.16. Following calibration tests, the optimal conditions on the position of the valve necessary for a change of control of the motors for

a downshift and an upshift were set at 50° and 80° respectively. Note that due to stroke limitations, it is desirable to have both master cylinders stroke as close as possible to the slave cylinder stroke. Thus, in HF mode, EM1 is commanded to follow M2 position and vice versa in HS mode.

3.6.4 Experimental Results for Controlling a Robotic Knee

The two-speed hydrostatic principle is tested here by addressing the transitions between the HS and HF modes upon contact with the ground as well as the braking capabilities. The tests can be visualized in the video attached to the paper.

Downshift and upshift between HS and HF modes

Fig. 3.17 illustrates a test sequence analogous to a complete gait cycle : starting from rest, the leg first swings at high-speed in HS mode (a) then the foot hits the ground at high-speed. The actuator detects this impact and downshifts in HF mode by closing the valves (b). Then, the leg moves up, lifting a 10 kg payload, then down (c). Finally, valves are opened (d) to allow the leg to be retracted quickly using the HS mode (e). Control signals from the experiments are shown at Fig. 3.18. Note that the net output force signal (at output cylinder) is derived from the localized pressure sensor. Results show pressure oscillations that lead to observable second order behaviours. Before ground contact (swing acceleration), the first resonant peak of force (400 N) reveals the compliance of the transmission, neglected in the model and coupled to the inertia of the leg. Then, a second peak of external force (730 N) occurs at the impact with the ground again due to the transmission compliance and the sudden deceleration of the motor inertia. Without anticipation of this impact, this peak force cannot be mitigated easily by control but the low actuation and robot inertia minimize these effects. Also, it can be seen that during the downshift process, the output force does not drop and is maintained around 300 N, the capability of HS mode, until the valves are fully closed and EM2 can start bearing the whole weight. The downshift and upshift are conducted in about 0.130 s.

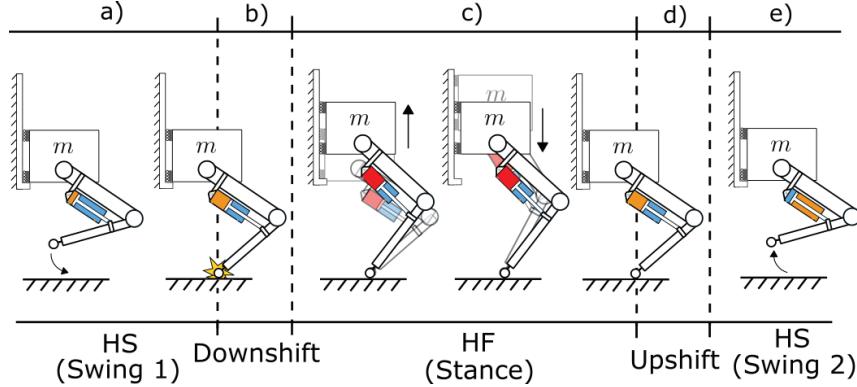


FIGURE 3.17 Motion sequence for the downshift and upshift transition test.

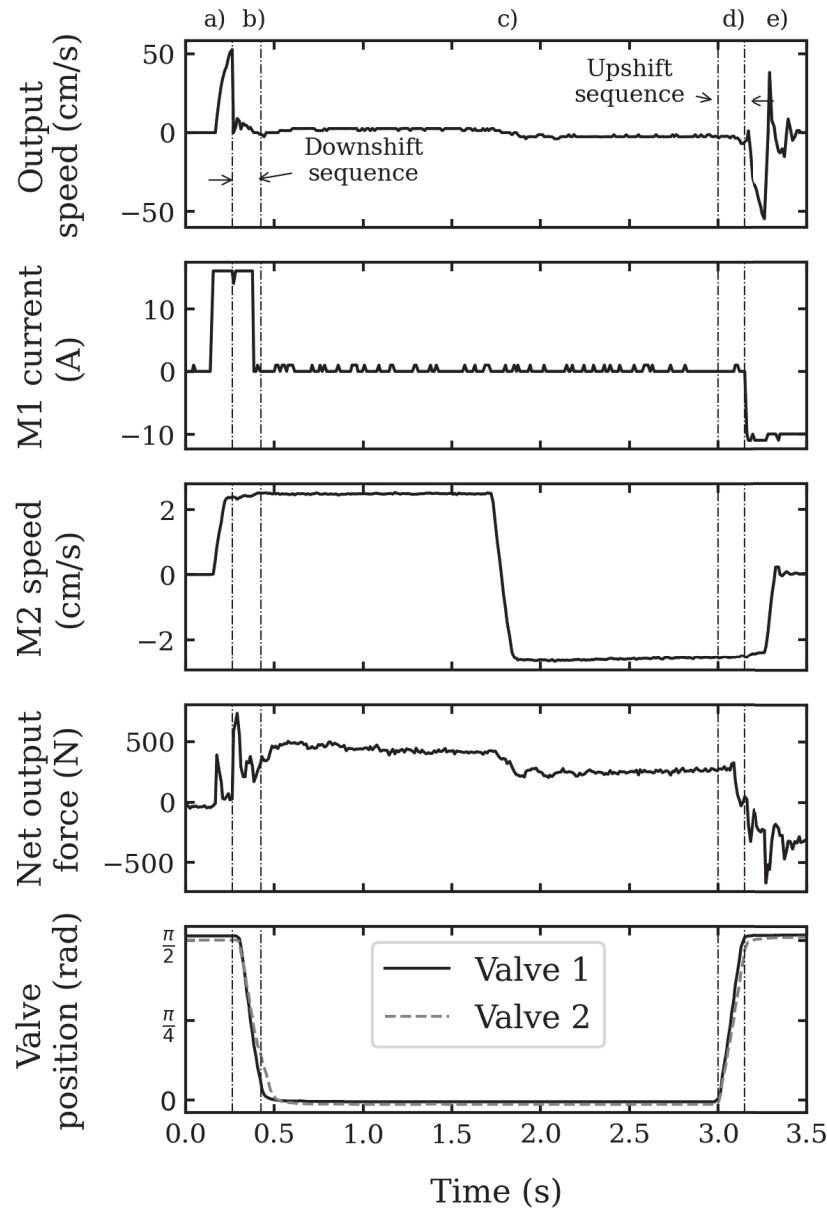


FIGURE 3.18 Results for the downshift and upshift transition test under load.

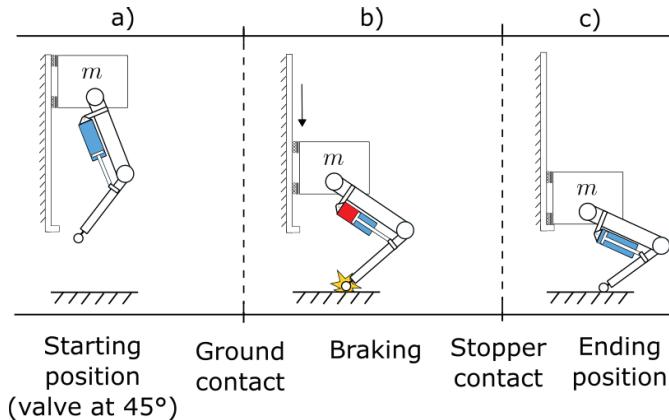


FIGURE 3.19 Motion sequence for the landing test.

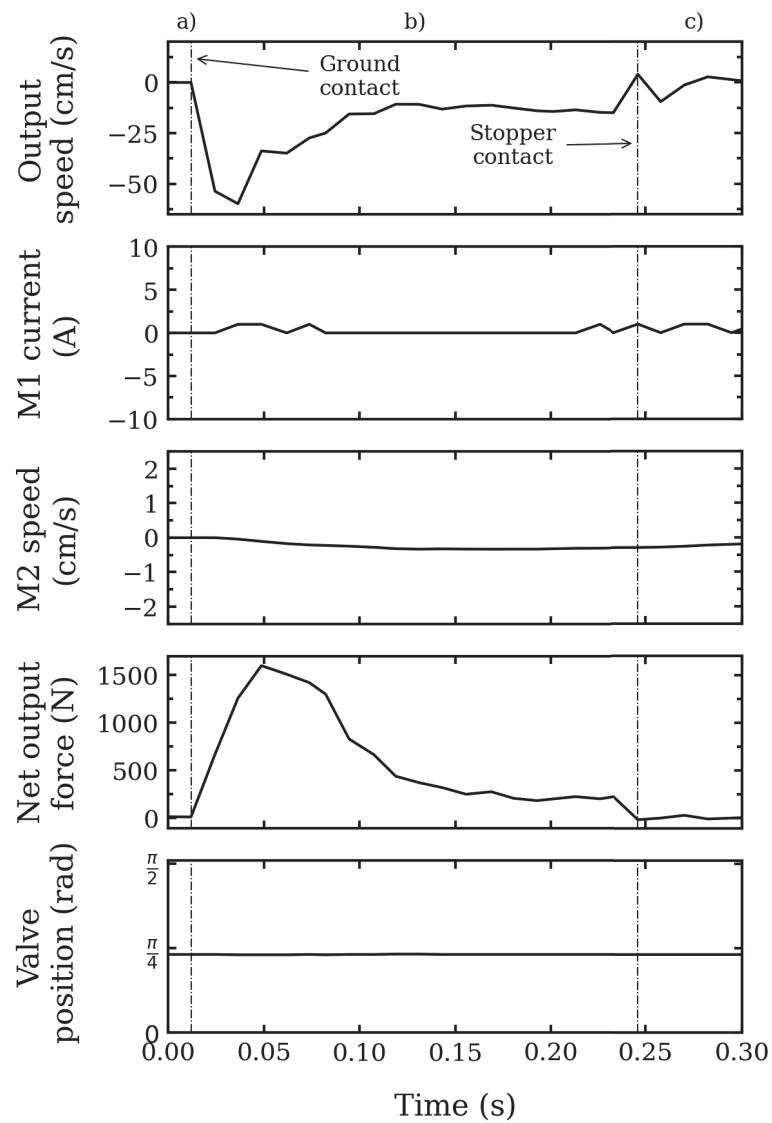


FIGURE 3.20 Drop test sequence showcasing the brake capacity of the valve when positioned at 45°.

Throttling the valve for high braking forces

Here it is demonstrated that the valve itself can be used to create large braking forces (in quadrants II and IV see Fig. 3.12) during HS mode. Fig. 3.19 shows the motion sequence analogous to a landing. Starting 0.25 m above ground with valves halfway closed (constant 45° position) a), the robotic leg is dropped. Upon ground contact, energy is dissipated by the valves generating high braking forces b). Then, the carriage reaches the stopper and the systems comes at rest c). Fig. 3.20 shows that a braking force over 1500 N was generated at a high velocity during HS mode by throttling the ball valve, using the dissipative force $b(\phi)$ of Equation (3.3). The robot is dropped with a total payload of 17 kg, including leg mass. The peak braking power here is 960 W, which is largely over the maximal power of HS and HF modes. Using $k(\phi)$ and Equation (3.6), it would be possible to dissipate even more energy by throttling the valve dynamically.

3.7 Conclusion

In this paper, a novel bimodal hydrostatic architecture that uses motorized ball valves to dynamically reconfigure the system between two operating modes of a robotic leg is presented. First, the working principle and equations of motion for the hydrostatic architecture are detailed. Then, potential gains in terms of mass and energy saving of the hydrostatic two-speed design were analyzed for three operation points and a custom switching valve unit is presented with an insight on the design trade-offs between the mass, delay and flow. Control strategies for upshift and downshift are detailed and tested on a robotic leg prototype having completed a sequence similar to a walking gait. At last, the high-braking capabilities of the valves are demonstrated.

In the context of a knee exoskeleton, compared to a baseline configuration using one motor, mass analyses show that a two-speed solution is promising when high-force is necessary. Also, the two-speed architecture proved to be more efficient in HF mode. Experimental results show that 1) motorized ball valves can make transition between operating modes, 2) the proposed operating principle and control schemes allow for the actuator to maintain a constant force during transition after an impact with the ground and 3) the actuator characteristics satisfy the needs of a leg bimodal operation in terms of force, control and compliance.

The bimodal actuation of a robotic system using motorized ball valves is possible and is to be considered for task switching. In terms of cycle time, it would need to be 20% less to be used in high-speed applications. This could be achieved with an optimized design that reduces the internal friction of the valve. While the actual motorized valve prototype may not yet be optimized for dynamic high-speed motion, its simplicity in terms of downshift and upshift control and its ability to maintain forces during transitions shows potential compared to previous developed solutions, where specific conditions and additional components were required to shift. The general concept presented and tested could be applied to any system other than a robotic leg. However, many aspects of using bimodal hydrostatic architecture still need to be explored. In terms of the proposed architecture, an optimized design of the proposed actuator, including the valve unit, is yet to be developed to prove that it is really suitable to embedded mobile robotic legs. Finally, transition control could be fine-tuned based on pressure signals and force transmitted.

Appendix

This section presents the mass modeling of the main components in the designs. Their properties are scaled using scaling laws which give a general trend of the main properties y of system components based on geometric and materials similarity. The form is given by $y = kx^a$, where the reference parameter is x and the scaling parameters are k and a . Scaling laws were used for simplified design purposes just like in [55, 39] and [56]. Scaling parameters are summarized in Table 3.2 with details in next subsections.

TABLEAU 3.2 Scaling law parameters used for modeling, $y = kx^a$

Component and property y	Scaled from x	k	a	Units	Ref.
Electric motor (M)	τ_M			N m	[57]
Mass		0.25	0.99	kg	[58]
Nominal speed		487	-0.54	s^{-1}	
Rotor inertia		3.06E-05	1.46		
Joule's coeff.		17.6	-1.62	W/Nm^2	
Diameter OD		0.07	0.235	m	
Ball screw (BS)	F_{BS}			N	[59]
Force density		15000	0	$N kg^{-1}$	
Hydraulic cylinder	$F_{cyl.}$			N	[60]
Force density		977	0.26	$N kg^{-1}$	

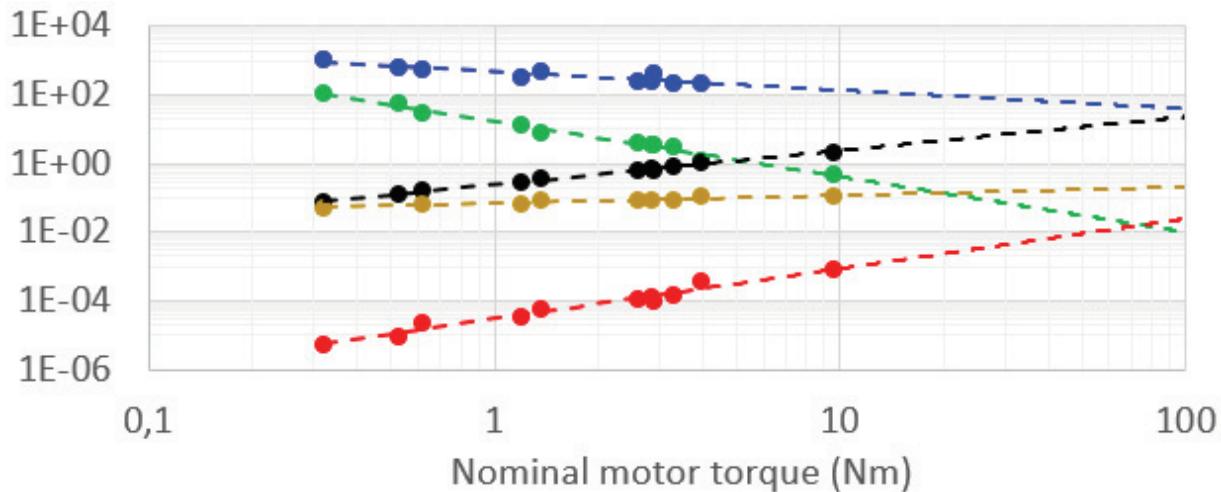


FIGURE 3.21 Logarithmic plot of the scaling laws found for the TQ Systems motor family used : mass (kg) in black, nominal speed (s^{-1}) in blue, rotor inertia ($kg m^2$) in red, Joule's coefficient (W/Nm^2) in green and outside diameter (m) in yellow.

1) Reduction ratio selection : The selection of the best reduction ratio N for an application depends on the desired torque, speed and reflected inertia from the gearmotor. Inertia is amplified by N^2 through the transmission, $J_i = J_M N^2$. Then, the maximum ratio is either limited by motor inertia J_M or by motor nominal speed ω_M :

$$N = \min \left\{ \frac{\sqrt{J_i/J_M}}{\omega_M/\omega_i} \right\} \quad (3.12)$$

$$\tau_M = \tau_i / (\eta_{BS} N) \quad (3.13)$$

where J_M and ω_M are scaling functions from Table 3.2 depending on motor torque τ_M which also depends on N , on the transmission efficiency and on the joint torque. From equations 3.12 and 3.13, the unknowns N and τ_M can be found from the output torque, speed and inertia requirements.

2) Motors : When coupled with lightly-geared transmissions, brushless DC in-runner motors with large diameters are torque dense with reasonable reflected inertia [39]. In this paper, the 48V frameless torque motor series from TQ Systems is used as a reference (ILM and ILM-E series) [58] [57]. For each model, the winding that allows the maximum speed was used. Joule's losses are at 25°C and would be 30% higher at 100°C. Iron losses (proportional to speed) are neglected.

3) Ball screws : Ball screws are torque dense rotational-to-linear mechanisms with high forward and reverse efficiency ($\eta_{BS} > 90\%$ for lead angles higher than 5°) [61] [59]. For scaling small stroke assemblies, screw and nut mass must be considered, as well as extra screw length due to the nut. Scaling laws were fit on NSK ball screws (RNFTL model, [59]) for a 100 mm stroke. The total force density found is about constant with 15 kN kg^{-1} for a 0.5–15 kN range.

4) Hydraulic Cylinders : For same work per stroke, high-pressure cylinders are lighter and less flow is required, so smaller hoses can be used. THE LCS series from KNR Robotics is selected. Their force-to-weight ratio is given for a $\Delta x_{cyl.} = 100 \text{ mm}$ linear stroke [60] and we fit a scaling law on it. For a maximum 160° angular stroke for the knee [41], a $R_{eff.} = 36 \text{ mm}$ effective radius of action is thus required. The required cylinder force is thus given by equation 3.14

$$F_{cyl.} = \frac{\tau_i R_{eff.}}{\Delta x_{cyl.}} \quad (3.14)$$

The scaling law from Table 3.2 is then used to find the cylinders mass based on this required force.

5) *Motorized ball valves* : The mass m_{valve} of the two motorized ball valves for the two-speed design is based on the equations 3.9 to 3.11. For a 8 mm diameter valve and a 100 ms switching time, the mass is 0.14 kg each.

6) *Example* : A baseline power unit mass calculation is given here as an example. For $\lambda = 4$, the target speed and torque are 9.4 rad/s and 80 Nm, respectively. Based on Table II parameters and equations 3.12 and 3.13, the maximum reduction ratio is 9 for the inertia and 27 for the speed, so $N = 9$ and $\tau_M = (80 \text{ Nm})/((0.9)(9))=9.9 \text{ Nm}$. Also, equation 3.14 gives a 2230 N cylinder force $F_{\text{cyl.}}$ and ball screw force F_{BS} . The total power unit mass is then :

$$m_{\text{tot.}} = \underbrace{k_M \tau_M^{a_M}}_{\text{motor}} + \underbrace{\frac{F_{\text{BS}}}{k_{\text{BS}} F_{\text{BS}}^{a_{\text{BS}}}}}_{\text{ball screw}} + \underbrace{\frac{2F_{\text{cyl.}}}{k_{\text{cyl.}} F_{\text{cyl.}}^{a_{\text{cyl.}}}}}_{\text{cylinders}} \quad (3.15)$$

$$m_{\text{tot.}} = \underbrace{0.25(9.9)^{0.99}}_{\text{motor}} + \underbrace{\frac{2230}{15000(2230)^0}}_{\text{ball screw}} + \underbrace{\frac{2(2230)}{977(2230)^{0.26}}}_{\text{cylinders}} \quad (3.16)$$

The total mass is $m_{\text{tot.}} = 2.4 + 0.15 + 2(0.31) = 3.17 \text{ kg}$.

CHAPITRE 4

CONCLUSION

Ce document présente le développement d'une unité de valves motorisées s'intégrant à un actionneur hydrostatique à deux vitesses. La performance globale de l'actionneur est analysée au niveau de la capacité des valves motorisées à commuter de manière fluide et rapide entre deux modes d'actionnement d'une jambe robotique. L'état de l'art démontre que, malgré leur masse élevée, les valves à boisseau sphérique ont un potentiel intéressant causé par leur perte de charge presque nulle en position ouverte et par leur simplicité de construction. Également, la cartographie développée de la masse d'une valve selon son diamètre et sa vitesse d'actionnement permet d'illustrer l'opportunité de réduction de masse comparativement aux modèles commerciaux. Ainsi, un prototype de valve motorisée est fabriqué en utilisant un servomoteur performant couplé à une valve à boisseau sphérique commerciale. Également, le prototype de l'actionneur complet ainsi que le banc d'essai d'une jambe robotique sont conçus pour tester les stratégies de contrôle. L'architecture de contrôle est basée sur une machine d'état qui définit le courant, la vitesse et l'angle à envoyer au moteur légèrement réduit, au moteur fortement réduit et au servomoteur respectivement. Trois stratégies de contrôle des moteurs sont comparées lors de l'actionnement des valves : une vitesse constante, une réduction de vitesse et une réduction du courant. Le contrôle en courant du moteur rapide permet d'effectuer une rétrogradation sur moins de distance et sans oscillation. Cette stratégie est ensuite utilisée pour le changement de mode lors du contact avec le sol d'une jambe robotique. Les résultats expérimentaux démontrent que les valves motorisées effectuent un changement de mode complet en 0,130 sec tout en permettant au moteur rapide de maintenir une force maximale de 300 N (valeur maximum du moteur rapide) à la sortie lors du passage du mode rapide à fort.

Ainsi, il est possible de répondre à la question de recherche : comment effectuer des transitions rapides et fluides entre deux modes d'opération d'un circuit hydrostatique à l'aide de valves applicables à la robotique mobile ? Pour passer du mode rapide à fort, il faut contrôler le moteur rapide en courant et garder une commande constante jusqu'à ce que l'angle des valves atteigne un minimum de 50% de fermeture. Pour passer du mode fort à rapide, il faut attendre une ouverture complète des valves pour éviter la perte de course. En appliquant cette méthode, il est possible d'effectuer des transitions rapides et de minimiser les oscillations qui surviennent lors du contact avec le sol.

Les travaux futurs consisteraient, entre autres, à développer une version optimisée de la valve motorisée. Par exemple, au niveau de sa structure, il serait possible de diminuer la masse en utilisant un matériau ayant une plus grande résistance spécifique que le laiton, tel que l'aluminium. Aussi, une caractérisation du couple d'actionnement requis à la valve selon le diamètre, le type de fluide et la pression d'opération permettrait d'optimiser la motorisation. En ce qui concerne l'architecture de contrôle, elle pourrait être ajustée selon les signaux de pression et de force transmises.

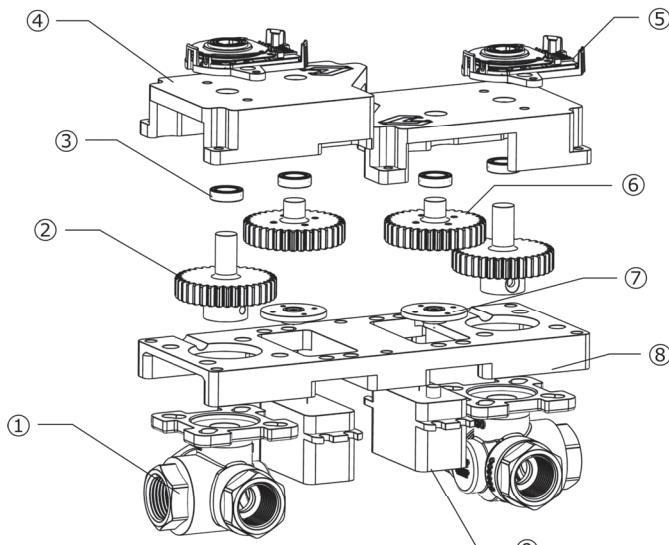
Pour conclure, cette étude a permis d'effectuer une première démonstration expérimentale du fonctionnement d'un actionneur hydrostatique à deux vitesses et piloté par valves à boisseau sphérique motorisées. Cela offre un premier point de repère des performances atteignables et ouvre la voie à de nouvelles possibilités d'actionnement.

CHAPITRE 5

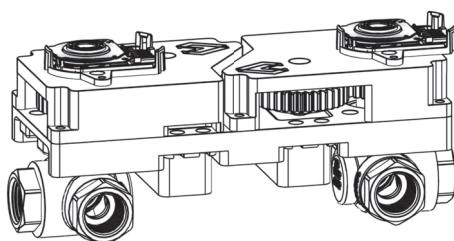
Annexe

5.1 Éléments de conception des valves motorisées

Cette section élaboré sur les composants des valves motorisées ainsi que sur les calculs nécessaires à leur conception. L'objectif visé par ce prototype était d'évaluer la faisabilité de l'utilisation de valves à boisseau sphérique dans un système robotisé. Ainsi, les efforts ont été centrés sur le système d'actionnement et la mise en commun d'éléments disponibles commercialement. La figure 5.1 illustre l'assemblage de deux valves à boisseau sphérique motorisées. Cet assemblage est constitué de pièces commerciales ainsi que de pièces imprimées en *Onyx* telles que détaillées dans le tableau 5.1.



(a) Vue éclatée ;



(b) Vue assemblée ;

FIGURE 5.1 CAO des valves motorisées à boisseau sphérique développées.

TABLEAU 5.1 Liste de composants des valves motorisées

#	Description	Fournisseur	Numéro de pièce	Qté
1	Valve à boisseau sphérique 3/8" à 3 voies	Valworx	536903	2
2	Pignon (25 dents, module 1 mm)	n/a	n/a	2
3	Roulement à billes	McMaster-Carr	7804K115	4
4	Couvercle imprimé	n/a	n/a	1
5	Encodeur incrémental	CUI Devices	AMT102-V	2
6	Engrenage (35 dents, module 1 mm)	n/a	n/a	2
7	Adaptateur pour servomoteur	Lynxmotion	FMSH-01	2
8	Plaque d'interface	n/a	n/a	1
9	Servomoteur (3,2 Nm à 8,4 V)	Savöx	SB2262SG	2

1) *Choix du servomoteur* : Le servomoteur choisi est de type «RC» et se démarque par sa vitesse d'opération (97 ms/90 °), son couple d'actionnement élevé (3,2 Nm) et sa faible masse (62 g). Cependant, pour ce type de servomoteur, l'ajout d'un encodeur est nécessaire pour connaître la position angulaire. Également, puisque le couple délivré (3,2 Nm) est supérieur au couple d'actionnement de la valve (2 Nm), des engrenages sont utilisés afin d'augmenter la vitesse de commutation.

2) *Résistance en flexion des engrenages* : Les dents des engrenages imprimés doivent avoir une résistance à la flexion suffisante pour transmettre le couple d'actionnement. La contrainte est calculée selon la forme simple de l'équation de Lewis, soit :

$$\sigma = \frac{F_t P}{b J} \quad (5.1)$$

où

F_t est la force tangentielle appliquée à une dent (N) ;

P est le pas diamétral (dents/mm) ;

b est la largeur d'une dent (mm) ;

J est le facteur géométrique d'un engrenage à denture droite (dents).

Également, les hypothèses suivantes sont prises en compte :

- La charge est appliquée au bout d'une seule dent.
- La force radiale est négligeable.
- La charge est distribuée uniformément sur la largeur de la dent.
- La friction causée par le glissement des dents est négligeable.
- La concentration de contrainte à la base de la dent est négligeable.

3) Résistance des arbres de roulement : Chacun des engrenages imprimés contient un arbre supporté par un roulement à billes. Cet arbre s'insère au centre d'un encodeur incrémental et permet de connaître la position angulaire de la valve. Le calcul du rayon minimal de l'arbre se détermine selon la contrainte normale maximale en flexion :

$$\sigma_{max} = \frac{Mr}{I} \quad (5.2)$$

où

M est le moment fléchissant maximal (Nm) ;

r est le rayon de l'arbre (m) ;

I est le second moment d'aire (m^4).

Ainsi, pour un arbre de section circulaire pleine :

$$r = \left(\frac{4M}{\pi \sigma_{max}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.3)$$

LISTE DES RÉFÉRENCES

- [1] S. Hirose, K. Yoneda, K. Arai, and T. Ibe, “Design of prismatic quadruped walking vehicle TITAN VI,” in *Fifth International Conference on Advanced Robotics 'Robots in Unstructured Environments.* Pisa, Italy : IEEE, 1991, pp. 723–728 vol.1. [Online]. Available : <http://ieeexplore.ieee.org/document/240685/>
- [2] S. H. Jeong and K.-S. Kim, “A 2-Speed Small Transmission Mechanism Based on Twisted String Actuation and a Dog Clutch,” *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 3, no. 3, pp. 1338–1345, Jul. 2018. [Online]. Available : <http://ieeexplore.ieee.org/document/8253814/>
- [3] J. H. Bell, “A two-motor actuator for legged robotics applications,” Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2020, accepted : 2020-09-03T17 :49 :36Z. [Online]. Available : <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/127152>
- [4] A. Girard and H. H. Asada, “A two-speed actuator for robotics with fast seamless gear shifting,” in *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS).* Hamburg, Germany : IEEE, Sep. 2015, pp. 4704–4711. [Online]. Available : <http://ieeexplore.ieee.org/document/7354047/>
- [5] S. P. Buerger and N. Hogan, “Novel Actuation Methods for High Force Haptics,” *Advances in Haptics*, p. 33, 2010. [Online]. Available : <http://www.intechopen.com/books/advances-in-haptics/novel-actuation-methods-for-high-force-haptics>
- [6] C. Khazoom, C. Veronneau, J.-P. L. Bigue, J. Grenier, A. Girard, and J.-S. Plante, “Design and Control of a Multifunctional Ankle Exoskeleton Powered by Magnetorheological Actuators to Assist Walking, Jumping, and Landing,” *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 4, no. 3, pp. 3083–3090, Jul. 2019. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/8744625/>
- [7] C. Khazoom, P. Caillouette, A. Girard, and J.-S. Plante, “A Supernumerary Robotic Leg Powered by Magnetorheological Actuators to Assist Human Locomotion,” *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 5, no. 4, pp. 5143–5150, Oct. 2020. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/9128040/>
- [8] C. Veronneau, J. Denis, L.-P. Lebel, M. Denninger, J.-S. Plante, and A. Girard, “A Lightweight Force-Controllable Wearable Arm Based on Magnetorheological-Hydrostatic Actuators,” in *2019 International Conference on Robotics and Automation (ICRA).* Montreal, QC, Canada : IEEE, May 2019, pp. 4018–4024. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/8793978/>
- [9] K. Sugihara, T. Nozaki, and T. Murakami, “Continuously Variable Transmission by High-speed Path Switching of Linear Electro-hydrostatic Actuator,” in *IECON 2019 - 45th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, vol. 1, Oct. 2019, pp. 3603–3608, iSSN : 2577-1647.
- [10] Moog, “30 Series micro servo valves, responsive valve in a compact package,” Apr. 2019. [Online]. Available : <https://www.moog.com/content/dam/moog/literature/ICD/Moog-Valves-30series-datasheet-en.pdf>

- [11] E. Guizzo, “By leaps and bounds : An exclusive look at how Boston dynamics is redefining robot agility,” *IEEE Spectrum*, vol. 56, no. 12, pp. 34–39, Dec. 2019. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/8913831/>
- [12] P. Tamburrano, A. R. Plummer, E. Distaso, and R. Amirante, “A review of electro-hydraulic servovalve research and development,” *International Journal of Fluid Power*, vol. 0, no. 0, pp. 1–23, Oct. 2018, publisher : Taylor & Francis _eprint : <https://doi.org/10.1080/14399776.2018.1537456>. [Online]. Available : <https://doi.org/10.1080/14399776.2018.1537456>
- [13] K. Sotoodeh, “Actuator selection and sizing for valves,” *SN Applied Sciences*, vol. 1, no. 10, p. 1207, Sep. 2019. [Online]. Available : <https://doi.org/10.1007/s42452-019-1248-z>
- [14] J. He and F. Gao, “Mechanism, Actuation, Perception, and Control of Highly Dynamic Multilegged Robots : A Review,” *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, vol. 33, no. 1, p. 79, Dec. 2020. [Online]. Available : <https://cjme.springeropen.com/articles/10.1186/s10033-020-00485-9>
- [15] Y. Su, “Artificial Intelligence : The Significance of Tesla Bot,” *Highlights in Science, Engineering and Technology*, vol. 39, pp. 1351–1355, 2023.
- [16] C. Bogdon, “Clearpath Robotics Releases ROS Package for Boston Dynamics’ Spot Robot,” Sep. 2020. [Online]. Available : <https://clearpathrobotics.com/blog/2020/09/clearpath-robotics-releases-ros-package-for-boston-dynamics-spot-robot/>
- [17] F. Amariei, “Tesla’s Latest Bot Update Has Nothing on Boston Dynamics’ Atlas,” Jan. 2023. [Online]. Available : <https://www.autoevolution.com/news/tesla-s-latest-bot-update-has-nothing-on-boston-dynamics-atlas-208884.html>
- [18] E. Larousse, “Larousse,” 2023. [Online]. Available : <https://www.larousse.fr/dictionnaires/francais/actionneur/934>
- [19] A. Girard and H. H. Asada, “A practical optimal control approach for two-speed actuators,” in *2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. Stockholm, Sweden : IEEE, May 2016, pp. 4572–4577. [Online]. Available : [http://ieeexplore.ieee.org/document/7487658/](https://ieeexplore.ieee.org/document/7487658/)
- [20] J. Jang, Y.-U. Song, and J.-H. Ryu, “Active-Type Continuously Variable Transmission System Based on a Twisted String Actuator,” *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 7, no. 2, pp. 2605–2612, Apr. 2022, conference Name : IEEE Robotics and Automation Letters.
- [21] Buerger, “Buerger - 2005 - Stable High-Force Low-Impedance Robotic Actuators for Human-Interactive Machines.”
- [22] B.-S. Kim, J.-B. Song, and J.-J. Park, “A Serial-Type Dual Actuator Unit With Planetary Gear Train : Basic Design and Applications,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 15, no. 1, pp. 108–116, Feb. 2010, conference Name : IEEE/ASME Transactions on Mechatronics.
- [23] T. Verstraten, R. Furnémont, P. López-García, D. Rodriguez-Cianca, B. Vanderborght, and D. Lefeber, “Kinematically redundant actuators, a solution

- for conflicting torque-speed requirements,” *The International Journal of Robotics Research*, vol. 38, no. 5, pp. 612–629, Apr. 2019. [Online]. Available : <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0278364919826382>
- [24] S. C. Culver, L. G. Vailati, and M. Goldfarb, “A Primarily-Passive Knee Prosthesis with Powered Stance and Swing Assistance,” in *2022 International Conference on Rehabilitation Robotics (ICORR)*. Rotterdam, Netherlands : IEEE, Jul. 2022, pp. 1–6. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/9896545/>
- [25] S. Hashemi and W. Durfee, “Variable hydraulic transmission to be used in a body-powered wearable Robot,” in *2020 Design of Medical Devices Conference, DMD 2020, April 6, 2020 - April 9, 2020*, ser. Frontiers in Biomedical Devices, BIOMED - 2020 Design of Medical Devices Conference, DMD 2020. Minneapolis, MN, United states : American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2020.
- [26] S. Nam, W. Lee, S. Yoo, K. Kim, and W. K. Chung, “Development of Backdrivable Servovalve with Feedback Spring for Enhanced Electro-Hydraulic Torque Actuator,” *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 5, no. 2, pp. 3145–3152, 2020, publisher : Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc.
- [27] T. Lantela and M. Pietola, “High-flow rate miniature digital valve system,” *International Journal of Fluid Power*, vol. 18, no. 3, pp. 188–195, Sep. 2017. [Online]. Available : <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/14399776.2017.1358025>
- [28] S. Hashemi, H. Mitchell, and W. K. Durfee, “Experimentally validated models for switching energy of low pressure drop digital valves for lightweight portable hydraulic robots,” in *ASME/BATH 2019 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2019, October 7, 2019 - October 9, 2019*, ser. ASME/BATH 2019 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2019. Longboat Key, FL, United states : American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2020, p. Fluid Power Systems and Technology Division.
- [29] M. Linjama, “Digital fluid power - State of the art,” *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, vol. 12, no. 3, p. 23, May 2011.
- [30] Tameson, “Solenoid valve response time,” 2021, <https://tameson.com/solenoid-valve-response-time.html>. [Online]. Available : <https://tameson.com/solenoid-valve-response-time.html>
- [31] S. Solutions, “Latching Solenoid Valves Low Energy,” 2021, <https://www.solenoidsolutionsinc.com/specalty-valves/latching-solenoid-valves-low-energy/>. [Online]. Available : <https://www.solenoidsolutionsinc.com/specalty-valves/latching-solenoid-valves-low-energy/>
- [32] Eaton, “Screw-in cartridge valves (SICV) | Hydraulic valves,” 2021, <https://www.eaton.com/us/en-us/products/valves/screw-in-cartridge-valves.html>. [Online]. Available : <https://www.eaton.com/us/en-us/products/valves/screw-in-cartridge-valves.html>
- [33] Moog, “Introduction to Cartridge Valves,” 2008. [Online]. Available : https://www.mylesgroupcompanies.com/moog_pdfs/Moog%20introtocartvalves%202008.pdf

- [34] H. . Pneumatics, “Engineering Essentials : Cartridge Valves,” Dec. 2011, <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-valves/article/21885081/engineering-essentials-cartridge-valves>. [Online]. Available : <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-valves/article/21885081/engineering-essentials-cartridge-valves>
- [35] A. Bhatia, “Control Valves Basics : Sizing & Selection,” 2020, <https://www.cedengineering.com/userfiles/Control%20Valves%20Basics%20-%20Sizing%20&%20Selection.pdf>. [Online]. Available : <https://www.cedengineering.com/search?wmq=control%20valve%20basics>
- [36] AVS, “Actuated Valve - Motorized Ball Valve - AVA Actuator - Smart Model,” 2021, <https://actuatedvalvesupplies.com/en-us/p/full-port-motorized-brass-ball-valve-with-electric-actuator-from-avs-2/>. [Online]. Available : <https://actuatedvalvesupplies.com/en-us/p/full-port-motorized-brass-ball-valve-with-electric-actuator-from-avs-2/>
- [37] Sarcos Robotics, “Expanding the Limits of Human Potential - Guardian XO,” 2020. [Online]. Available : <https://www.sarcos.com/products/guardian-xo-powered-exoskeleton/>
- [38] F. A. Panizzolo, I. Galiana, A. T. Asbeck, C. Siviy, K. Schmidt, K. G. Holt, and C. J. Walsh, “A biologically-inspired multi-joint soft exosuit that can reduce the energy cost of loaded walking,” *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation*, vol. 13, no. 1, p. 43, May 2016.
- [39] S. Seok, A. Wang, D. Otten, and S. Kim, “Actuator design for high force proprioceptive control in fast legged locomotion,” in *2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Oct. 2012, pp. 1970–1975, iSSN : 2153-0866.
- [40] G. Bledt, M. J. Powell, B. Katz, J. Di Carlo, P. M. Wensing, and S. Kim, “MIT Cheetah 3 : Design and Control of a Robust, Dynamic Quadruped Robot,” in *2018 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, Oct. 2018, pp. 2245–2252, iSSN : 2153-0866.
- [41] Y. Lee, J. Lee, B. Choi, M. Lee, S.-g. Roh, K. Kim, K. Seo, Y.-J. Kim, and Y. Shim, “Flexible Gait Enhancing Mechatronics System for Lower Limb Assistance (GEMS L-Type),” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 24, no. 4, pp. 1520–1531, Aug. 2019. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/8736810/>
- [42] Byeong-Sang Kim, Jae-Bok Song, and Jung-Jun Park, “A Serial-Type Dual Actuator Unit With Planetary Gear Train : Basic Design and Applications,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 15, no. 1, pp. 108–116, Feb. 2010. [Online]. Available : <http://ieeexplore.ieee.org/document/4840358/>
- [43] A. Girard, “Fast and strong lightweight robots based on variable gear ratio actuators and control algorithms leveraging the natural dynamics,” Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2017, accepted : 2017-10-04T14 :47 :02Z ISBN : 9781004236152. [Online]. Available : <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/111689>
- [44] J. P. Whitney, Tianyao Chen, J. Mars, and J. K. Hodgins, “A hybrid hydrostatic transmission and human-safe haptic telepresence robot,” in *2016 IEEE International*

- Conference on Robotics and Automation (ICRA).* Stockholm, Sweden : IEEE, May 2016, pp. 690–695. [Online]. Available : <http://ieeexplore.ieee.org/document/7487195/>
- [45] J. Denis, A. Lecavalier, J.-S. Plante, and A. Girard, “Multimodal Hydrostatic Actuators for Wearable Robots : A Preliminary Assessment of Mass-Saving and Energy-Efficiency Opportunities,” in *2022 International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, May 2022, pp. 8112–8118.
- [46] A. Ozdamar, K. T. Gursel, Y. Pekbey, and B. Celikag, “An Experimental and Numerical Study on Pressure Drop Coefficient of Ball Valves,” *International Energy Journal*, p. 8, 2007.
- [47] H. Ramachandran, D. Vasudevan, A. Brahma, and S. Pugazhenthi, “Estimation of mass moment of inertia of human body, when bending forward, for the design of a self-transfer robotic facility,” *Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 11, pp. 166–176, Feb. 2016.
- [48] T. Elery, S. Rezazadeh, C. Nesler, and R. D. Gregg, “Design and Validation of a Powered Knee–Ankle Prosthesis With High-Torque, Low-Impedance Actuators,” *IEEE Transactions on Robotics*, vol. 36, no. 6, pp. 1649–1668, Dec. 2020, conference Name : IEEE Transactions on Robotics.
- [49] C. Veronneau, J. Denis, L.-P. Lebel, M. Denninger, V. Blanchard, A. Girard, and J.-S. Plante, “Multifunctional Remotely Actuated 3-DOF Supernumerary Robotic Arm Based on Magnetorheological Clutches and Hydrostatic Transmission Lines,” *IEEE Robotics and Automation Letters*, vol. 5, no. 2, pp. 2546–2553, Apr. 2020. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/8962256/>
- [50] M. E. Carney, T. Shu, R. Stolyarov, J.-F. Duval, and H. M. Herr, “Design and Preliminary Results of a Reaction Force Series Elastic Actuator for Bionic Knee and Ankle Prostheses,” *IEEE Transactions on Medical Robotics and Bionics*, vol. 3, no. 3, pp. 542–553, Aug. 2021, conference Name : IEEE Transactions on Medical Robotics and Bionics.
- [51] “Boston Dynamics’ Marc Raibert on Next-Gen ATLAS : "A Huge Amount of Work”,” Feb. 2016, section : Robotics. [Online]. Available : <https://spectrum.ieee.org/boston-dynamics-marc-raibert-on-nextgen-atlas>
- [52] “Atlas™.” [Online]. Available : <https://www.bostondynamics.com/atlas>
- [53] Valworx, “5368/5369 Series Full Port Lead Free Brass 3-Way Ball Valves.” [Online]. Available : <https://s3.amazonaws.com/cdn.valworx.com/downloads/datasheets/valworx/53685369.pdf>
- [54] ——, “5679 Series Electric Actuated 3-Way Ball Valves Product Data Sheet.” [Online]. Available : <https://s3.amazonaws.com/cdn.valworx.com/downloads/datasheets/valworx/5679.pdf>
- [55] M. Budinger, J. Liscouët, F. Hospital, and J.-C. Maré, “Estimation models for the preliminary design of electromechanical actuators,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G : Journal of Aerospace Engineering*, vol. 226, no. 3, pp. 243–259, Mar. 2012, publisher : SAGE Publications. [Online]. Available : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00712986>

- [56] E. Saerens, S. Crispel, P. L. Garcia, V. Ducastel, J. Beckers, J. De Winter, R. Furnemont, B. Vanderborght, T. Verstraten, and D. Lefeber, “Scaling laws for parallel motor-gearbox arrangements,” in *2020 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. Las Vegas, NV, USA : IEEE, Oct. 2020, pp. 6339–6346. [Online]. Available : <https://ieeexplore.ieee.org/document/9341309/>
- [57] TQ Systems, “ILM Series Frameless servo kits.” [Online]. Available : https://www.tq-group.com/filedownloads/files/products/robodrive/data-sheets/en/DRVA_DB_Servo-Kits_ILM_EN_Rev408_Web.pdf
- [58] ——, “ILM-E Series Frameless servo kits.” [Online]. Available : https://www.tq-group.com/filedownloads/files/products/robodrive/data-sheets/en/DRVA_DB_Servo-Kits_ILM-E_EN_Rev102_Web.pdf
- [59] NSK, “NSK Precision Machine Components - Ball Screws,” 2013. [Online]. Available : https://stevenengineering.com/Tech_Support/PDFs/NSK-HB_BALL-SCREWS.pdf
- [60] KNR Systems Inc., “Hydraulic Actuator - RH/LH Series.” [Online]. Available : <http://www.knrsys.com/robotics/>
- [61] THK, “Features of the Ball Screws.” [Online]. Available : https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_b15_006.pdf