

Conception d'un mécanisme de saut intégré à un robot
sphérique robuste pour l'exploration spatiale

par

Simon BONNAUD

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE LA MAÎTRISE
AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE DES SYSTÈMES

M. Sc. A.

MONTRÉAL, LE 07 AOUT 2025

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Simon Bonnaud, 2025



Cette licence [Creative Commons](#) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. David St-Onge, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Bruno Belzile, codirecteur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Saad Marouf, président du jury
Département de génie électrique à l'École de technologie supérieure

M. Sébastien Lalonde, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 29 JUILLET 2025

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude à mon directeur de recherche, David St-Onge pour m'avoir proposé ce projet inspirant, pour sa disponibilité tout au long de mon parcours ainsi que pour ses conseils éclairés. J'aimerais également remercier Bruno Belzile, co-directeur de recherche pour avoir soutenu mon travail quand j'en avais besoin.

Je souhaite également remercier l'ensemble des membres du laboratoire INITRobots pour l'environnement de travail stimulant et l'entraide dont j'ai bénéficié tout au long de cette aventure. Un remerciement tout particulier à Aminata Diouf et Zakary Kamal Ismail pour leur contribution directe au projet ARIES, leur collaboration a grandement contribué à la qualité de ce travail.

Je remercie également l'ensemble des techniciens et chargés d'application technologique du département de génie mécanique de l'ÉTS pour leur soutien. Je tiens tout spécialement à souligner l'aide des membres du LIFE, dont l'expertise technique et la disponibilité ont été essentielles au bon déroulement de mes travaux.

Je remercie sincèrement mes parents pour leur soutien, leur patience et leur confiance à chaque étape de mon parcours académique. À mes amis, merci pour les moments de détente, les discussions inspirantes et votre soutien moral, surtout dans les périodes plus exigeantes. Enfin, je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à ma conjointe, Margaux, pour son amour, sa patience et sa compréhension.

Conception d'un mécanisme de saut intégré à un robot sphérique robuste pour l'exploration spatiale

Simon BONNAUD

RÉSUMÉ

Ce mémoire présente les travaux de conception d'un mécanisme de saut intégré à ARIES, un robot sphérique destiné à l'exploration de cavités souterraines extra planétaires. Ce mémoire contribue à améliorer la mobilité d'ARIES, tout en assurant sa robustesse et la capacité de le produire en série pour le déploiement de multiples unités.

Le document débute par une revue de la littérature exposant les limites des robots sphériques en terrains accidentés et introduisant le saut comme moyen de locomotion secondaire pour faciliter la navigation. Les solutions d'actionnement et d'accumulation d'énergie des mécanismes de saut sont toutefois contraintes par la masse et l'encombrement : enjeux majeurs pour ARIES. Enfin, la revue présente les méthodes utilisées pour caractériser expérimentalement les performances des mécanismes de saut.

Le deuxième chapitre décrit l'analyse de défaillance du prototype original d'ARIES. Des problèmes structurels, de guidage et de transmission de puissance sont identifiés. Une révision complète est proposée afin de permettre la génération de mouvements combinés grâce au mécanisme d'actionnement novateur intégré dans ARIES. Nous parvenons à réaliser ces mouvements complexes en réalisant des compromis sur la masse et le centre de masse du robot, respectivement augmentés de 3.5kg et 16.2mm par rapport au prototype original

Le troisième chapitre traite de la conception d'un mécanisme de saut pour ARIES. Le concept de celui-ci s'appuie sur une came hélicoïdale convertissant la rotation d'un moteur en translation pour comprimer un ressort. Une modélisation du comportement du mécanisme est présentée ainsi qu'une campagne d'essais visant à caractériser ses performances. Le prototype étudié, basé sur la masse d'ARIES, atteint une hauteur maximale de saut de 2.8cm sur Terre,

soit environ 17cm en gravité lunaire. Finalement une validation du dimensionnement par Méthode des Éléments Finis est conduite.

Le mémoire se conclut par une discussion sur les perspectives d'améliorations et l'intégration du mécanisme de saut dans ARIES.

Mots-clés : mécanisme de saut, robot sphérique, accumulation d'énergie, conception mécanique, modélisation dynamique

Design of a jumping mechanism integrated into a robust spherical robot for space exploration

Simon BONNAUD

ABSTRACT

This thesis presents the design work for a jump mechanism integrated into ARIES, a spherical robot intended for the exploration of underground cavities on planets such as the Moon or Mars. This thesis contributes to increasing the mobility of ARIES in rough environments, while ensuring its robustness and the ability to mass-produce it for the deployment of multiple units.

The paper begins with a literature review outlining the limitations of spherical robots in rough terrain, and introduces jumping as a secondary means of locomotion. Solutions for the actuation and energy storage of jumping mechanisms are, however, constrained by mass and footprint: major issues for ARIES. Finally, the review presents the methods used to characterize the performance of jumping mechanisms.

The second chapter describes the failure analysis of the original ARIES prototype. Structural, guidance and power transmission problems are identified. A complete revision is proposed to enable the generation of combined movements thanks to the innovative actuation mechanism integrated into ARIES. We achieved these complex movements by compromising on the robot's mass and center of mass, which were respectively increased by 3.5kg and 16.2mm compared with the original prototype.

The third chapter deals with the design of a mechanism adapted to ARIES. The concept is based on a helical cam that converts the rotation of a motor into translation to compress a spring. A model of the mechanism's behavior is presented, along with a test campaign aimed at gaining a better understanding of the mechanism's behavior. The prototype studied, based on the ARIES mass, reaches a maximum jump height of 2.8cm on Earth, or around 17cm in lunar gravity. Finally, the design was validated using the Finite Element Method.

The thesis concludes with a discussion of future improvements and the integration of the jump mechanism into ARIES.

Keywords : jumping mechanism, spherical robot, energy storage, mechanical design, dynamic modeling

TABLE DES MATIÈRES

| | Page |
|--|------|
| INTRODUCTION | 21 |
| CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE | 25 |
| 1.1 Robots sphériques | 25 |
| 1.2 Mécanismes de saut robotiques | 34 |
| 1.3 Accumulation d'énergie | 39 |
| 1.4 Essais expérimentaux pour les systèmes de saut robotiques | 42 |
| 1.5 Conclusion | 47 |
| CHAPITRE 2 RÉVISION ET AMÉLIORATION DU PROTOTYPE | 49 |
| 2.1 Mécanisme d'actionnement | 49 |
| 2.2 Analyse de défaillance | 54 |
| 2.2.1 Rigidité structurelle | 55 |
| 2.2.1.1 Problématique observée | 55 |
| 2.2.1.2 Solution proposée | 58 |
| 2.2.1.3 Essais de déformation sur la structure | 61 |
| 2.2.2 Guidage des mouvements internes | 66 |
| 2.2.2.1 Problématique observée | 66 |
| 2.2.2.2 Solution proposée | 68 |
| 2.2.3 Efficacité de la transmission de puissance | 70 |
| 2.2.3.1 Problématique observée | 70 |
| 2.2.3.2 Solution proposée | 73 |
| 2.2.4 Électronique | 75 |
| 2.2.4.1 Problématique observée | 75 |
| 2.2.4.2 Solution proposée | 76 |
| 2.3 Prototype révisé et recommandations | 78 |
| CHAPITRE 3 MÉCANISME DE SAUT | 81 |
| 3.1 Objectifs et contraintes | 81 |
| 3.2 Concept préliminaire | 83 |
| 3.2.1 Came hélicoïdale | 84 |
| 3.2.2 Intégration dans ARIES | 86 |
| 3.2.3 Dimensionnement préliminaire | 87 |
| 3.3 Modélisation | 89 |
| 3.3.1 Chargement | 90 |
| 3.3.2 Accélération | 90 |
| 3.3.3 Contact | 92 |
| 3.3.4 Décollage | 93 |
| 3.3.5 Résolution | 94 |
| 3.4 Conception détaillée | 95 |
| 3.4.1 Similitudes avec les mécanismes rebondissants | 99 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 3.5 | Campagne d'essais..... | 100 |
| 3.5.1 | Bancs d'essais | 101 |
| 3.5.2 | Protocole | 102 |
| 3.5.3 | Résultats..... | 104 |
| 3.6 | Dimensionnement par MEF..... | 110 |
| 3.7 | Recommandations et futurs travaux..... | 113 |
| | CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS..... | 117 |
| | ANNEXE I GALERIE D'IMAGES DES DÉFAILLANCES DU PROTOTYPE ORIGINAL D'ARIES..... | 119 |
| | ANNEXE II SPÉCIFICATIONS DU BRAS DE SCANNAGE LASER HEXAGON ABSOLUTE ARM 8525-7 | 123 |
| | ANNEXE III DIMENSIONNEMENT PRÉLIMINAIRE DU MÉCANISME DE SAUT ... | 125 |
| | ANNEXE IV PREUVE DE CONCEPT DU MÉCANISME DE SAUT | 131 |
| | ANNEXE V DÉTERMINATION DE LA PROFONDEUR D'IMPACT | 133 |
| | ANNEXE VI CALIBRATION DE LA PLATEFORME DE FORCE..... | 135 |
| | ANNEXE VII RÉVISION DE LA COUILLE D'ARIES | 137 |
| | ANNEXE VIII ITÉRATIONS EXPÉRIMENTALES DU PROTOTYPE D'ARIES..... | 143 |
| | RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES..... | 147 |

LISTE DES TABLEAUX

| | Page | |
|-------------|---|-----|
| Tableau 1.1 | Comparaison de systèmes d'acquisition de GRF | 44 |
| Tableau 1.2 | Équipements de mesure ou d'estimation de GRF utilisés dans la littérature | 45 |
| Tableau 3.1 | Récapitulatif du dimensionnement préliminaire | 89 |
| Tableau 3.2 | Paramètres d'entrée utilisés pour la résolution du modèle équivalent | 94 |
| Tableau 3.3 | Comparaison des propriétés du mécanisme de saut raffiné avec le <i>Hopper</i> * | 100 |
| Tableau 3.4 | Force de réaction et d'impact moyenne mesurée expérimentalement..... | 108 |

LISTE DES FIGURES

| | Page |
|--|------|
| Figure 0.1 Prototype original d'ARIES | 22 |
| Figure 1.1 Principe de génération de mouvement d'un robot sphérique (ARIES) | 26 |
| Figure 1.2 Robot sphérique Tumbleweed Rover prototype V3 | 27 |
| Figure 1.3 Robot jouet Sphero BB-8 Star Wars | 28 |
| Figure 1.4 Robot sphérique DAEDALUS | 28 |
| Figure 1.5 Robot sphérique barycentrique actionné par IDU | 29 |
| Figure 1.6 Robots sphériques barycentrique actionnés par coulissemement de masse | 30 |
| Figure 1.7 Robots sphériques barycentriques actionnés par double pendule (a) et quadruple pendule (b) | 31 |
| Figure 1.8 Robot sphérique actionné par principe de conservation du moment angulaire (actionneurs gyroscopiques) | 32 |
| Figure 1.9 Robot sphérique à coquille déformable actionné pneumatiquement | 33 |
| Figure 1.10 Répartition de la masse et du rayon des robots sphériques de la littérature | 34 |
| Figure 1.11 Hauteur de saut spécifique de plusieurs mécanismes et robots sauteurs | 35 |
| Figure 1.12 Robot sauteur ultra performant avec structure déformable | 36 |
| Figure 1.13 Robot sauteur bio-inspiré avec structure de protection et réorientation | 37 |
| Figure 1.14 Robot sauteur SpaceHopper | 38 |
| Figure 1.15 Comparaison des performances de différentes sources d'énergie | 40 |
| Figure 1.16 Robot sphérique barycentrique sautant par accélération rapide de son pendule .. | 41 |
| Figure 1.17 Schématisation du fonctionnement d'une plateforme de force | 43 |
| Figure 1.18 Banc d'impact personnalisé pour l'étude d'impact de micro-treillis | 44 |
| Figure 1.19 Mesure de hauteur de saut libre atteinte par un robot sauteur | 46 |
| Figure 1.20 Robot SpaceHopper sautant en microgravité simulée | 46 |

| | |
|---|----|
| Figure 2.1 Mécanisme différentiel à actionnement cylindrique | 50 |
| Figure 2.2 Mécanisme différentiel à actionnement cylindrique implémenté dans ARIES..... | 51 |
| Figure 2.3 Mécanisme d'actionnement cylindrique (a) et articulation- π (b) | 52 |
| Figure 2.4 Bras de levage actionné par un mécanisme différentiel à actionnement cylindrique | 53 |
| Figure 2.5 Robot sphérique ARIES actionné par un mécanisme différentiel à actionnement cylindrique | 54 |
| Figure 2.6 Prototype original d'ARIES en ABS..... | 56 |
| Figure 2.7 Déformation de la structure principale d'ARIES vue de côté | 57 |
| Figure 2.8 Phénomène de blocage de l'actionnement cylindrique | 57 |
| Figure 2.9 Panneau structurel du mécanisme d'actionnement original | 58 |
| Figure 2.10 Structure améliorée..... | 59 |
| Figure 2.11 Mécanisme d'actionnement amélioré..... | 60 |
| Figure 2.12 Banc d'essai rigide pour le mécanisme d'actionnement..... | 61 |
| Figure 2.13 Montage pour l'essai de déformation de la structure | 62 |
| Figure 2.14 Déplacement observé au comparateur (1) lors du fonctionnement en rotation | 63 |
| Figure 2.15 Déplacement observé au comparateur (1) lors du fonctionnement « couplé »..... | 64 |
| Figure 2.16 Comparaison du déplacement ressenti aux quatre coins de la structure | 65 |
| Figure 2.17 Axes principaux d'ARIES (axes actifs en rouge et passifs en bleu)..... | 66 |
| Figure 2.18 Effet du positionnement des chariots sur le moment induit par l'avance des vis de transmission..... | 67 |
| Figure 2.19 Guidage amélioré pour les vis de transmission | 68 |
| Figure 2.20 Guidage amélioré pour l'axe principal | 69 |
| Figure 2.21 Guidage linéaire amélioré..... | 69 |
| Figure 2.22 Arrêts axiaux des vis de transmission sur le prototype original | 71 |

| | |
|---|-----|
| Figure 2.23 Chemin de la courroie dans le prototype original | 72 |
| Figure 2.24 Solution d'ajustement des butées des vis de transmission | 74 |
| Figure 2.25 Chemin proposé pour la courroie | 74 |
| Figure 2.26 Plateforme électronique du prototype original | 75 |
| Figure 2.27 Architecture de la plateforme électronique révisée | 77 |
| Figure 2.34 Plateforme électronique révisée | 77 |
| Figure 2.35 Mécanisme interne révisé | 78 |
| Figure 2.36 Prototype d'ARIES et plateforme électronique révisés | 78 |
| Figure 2.37 Différence de vision entre une coquille peu utilisée (a) et une coquille souvent utilisée (b) | 80 |
| Figure 3.1 Encombrement d'un mécanisme de saut angulaire (a) et linéaire (b) | 82 |
| Figure 3.2 Présentation du concept de mécanisme de saut | 83 |
| Figure 3.3 Séquence d'actionnement du mécanisme de saut | 83 |
| Figure 3.4 Diagramme de la force du contact entre la roulette et la came hélicoïdale | 85 |
| Figure 3.5 Exemples de profils de came avec une, deux et trois roulettes | 86 |
| Figure 3.6 Contrainte de positionnement du mécanisme de saut dans ARIES | 87 |
| Figure 3.7 Modélisation de la phase de chargement du mécanisme de saut | 90 |
| Figure 3.8 Modélisation de la phase d'accélération du mécanisme de saut | 91 |
| Figure 3.9 Modélisation de la phase de contact du mécanisme de saut | 92 |
| Figure 3.10 Modélisation de la phase de décollage du mécanisme de saut | 93 |
| Figure 3.11 Mécanisme de saut raffiné | 95 |
| Figure 3.12 Came hélicoïdale | 96 |
| Figure 3.13 Mécanisme de saut raffiné intégré à ARIES | 98 |
| Figure 3.14 Prototype du mécanisme de saut raffiné | 99 |
| Figure 3.15 Banc d'essai de mesure des forces d'impact | 101 |

| | |
|---|-----|
| Figure 3.16 Banc d'essai de mesure des forces réaction à l'impact | 101 |
| Figure 3.17 Montage pour les mesures de force d'impact..... | 103 |
| Figure 3.18 Montage pour les mesures de force de réaction | 103 |
| Figure 3.19 Réponse typique de la plateforme de force lors d'une séquence de saut | 104 |
| Figure 3.20 Séquence de saut filmée à 2000 images par seconde | 104 |
| Figure 3.21 Point de bascule théorique et réel | 105 |
| Figure 3.22 Nomenclature des configuration étudiées lors de la campagne d'essais..... | 106 |
| Figure 3.23 Force d'impact et hauteur maximale de saut mesurée par configuration. Chaque configuration est répétée trois fois. Certains résultats d'un même test sont superposés..... | 106 |
| Figure 3.24 Force d'atterrissage et hauteur maximale mesurées par configuration. La configuration LPB est exclue puisque le bruit empêche la lecture de la force d'atterrissage | 107 |
| Figure 3.25 Réponse de la plateforme de force pour la configuration « LPB » | 108 |
| Figure 3.26 Simulation de résistance de l'interface par MEF | 110 |
| Figure 3.27 Simulations de résistance de la came par MEF, à gauche lorsque le ressort est pleinement comprimé et à droite lors de l'impact | 111 |
| Figure 3.28 Simulation de résistance d'une roulette par MEF | 112 |
| Figure 3.29 Solution envisagée pour le transfert étanche d'énergie entre la sphère et le sol..... | 115 |

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

| | |
|-------|--|
| URSS | Union des Républiques Socialistes Soviétiques |
| ARIES | Autonomous Rolling Intelligent Explorer Sphere |
| ETS | École de Technologie Supérieure |
| API | Application Programming Interface |
| KERS | Kinectif Energy Recovery System |
| IDU | Internal Drive Unit |
| GRF | Ground Reaction Force |
| CNT | Carbon NanoTube |
| MEF | Méthode des Éléments Finis |

INTRODUCTION

L'exploration des astres permet de mieux connaître le fonctionnement de notre univers, mais elle est techniquement limitée par notre capacité technologique à les observer. Grâce aux différentes missions spatiales, et notamment, aux robots explorateurs, nous avons pu explorer des zones impossibles à atteindre auparavant. En 1970, l'URSS envoie sur la Lune Lunokhod 1, le premier rover téléguidé depuis la Terre, il enverra une grande quantité d'images utiles pour mieux comprendre l'environnement lunaire. D'autres rovers tels que *Sojourner* (1997, Mars) seront envoyés pour récupérer des images et permettront par exemple de comprendre la nature des sols. Il faut cependant attendre les années 2000 pour voir les premiers rovers équipés d'équipements de mesure tel que des spectromètres (*Spirit* et *Opportunity*, 2004, Mars) permettant de récupérer des données scientifiques. De nos jours, *Perseverance*, envoyé en 2021 sur Mars, a pour but de collecter des échantillons qui seront ensuite renvoyés sur Terre par le biais d'une autre mission pour des analyses plus poussées.

Actuellement, les agences spatiales envisagent des missions habitées plus longues ayant des objectifs complexes et variés. Les endroits les plus propices pour l'installation de campements se situeraient sous la surface puisque les conditions sont plus douces (température plus stable, moins de radiations, ...). Cependant ces environnements sont mal connus, seuls les premiers mètres de ces cavernes et tunnels sont accessibles, soit par les robots existants, soit par observation depuis l'orbite. Afin de préparer ces longues missions, il est nécessaire de découvrir ces lieux en amont, c'est pourquoi il est pertinent d'envoyer des moyens de cartographie sur le terrain. De telles conditions d'exploration demandent des systèmes robotiques robustes, par leur conception mécanique et par leur nombre. Il devient donc primordial que ces robots soient peu dispendieux afin de pouvoir être fabriqués en plusieurs exemplaires.

C'est dans ce contexte qu'une équipe au laboratoire INIT Robots de l'ETS Montréal a développé ARIES (Autonomous Robotic Intelligent Explorer Sphere), un robot sphérique qui a pour mission d'explorer les cavités souterraines.

La protection offerte par la sphère ainsi que la robustesse du déplacement rendent les robots sphériques des candidats intéressants pour l'exploration de milieux difficiles (sol irrégulier, températures extrêmes, poussières, ...). Le coût relativement faible de cette technologie (environ 30k\$ par unité¹) permet des missions impliquant plusieurs robots ou des applications à usage unique, ce qui est inenvisageable avec les véhicules d'explorations (« rovers ») actuellement utilisés. À titre de comparaison, le rover *Perseverance* à un coût estimé d'environ 2.2Md\$ (Dreier, 2020).

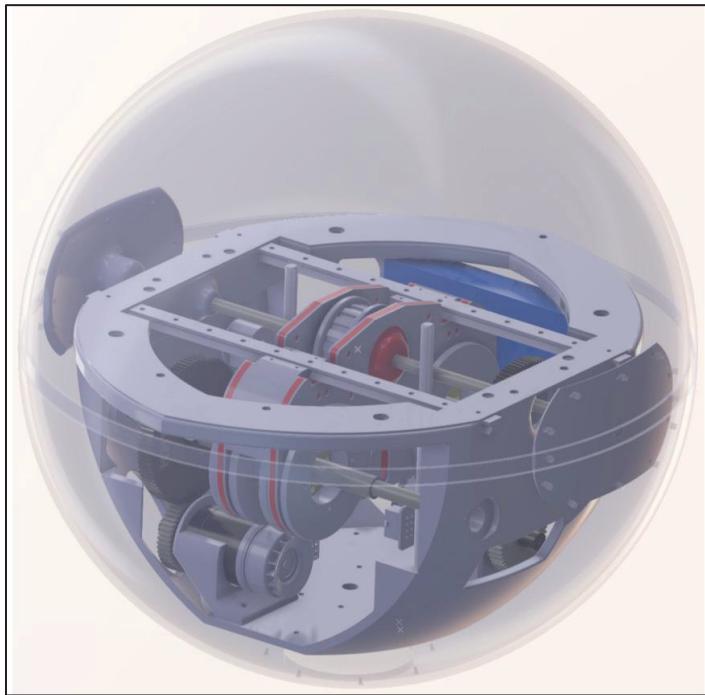


Figure 0.1.1 Prototype original d'ARIES
(*Autonomous Rolling Intelligent Explorer Sphere*), 2022

L'étude de cavités inclinées est particulièrement pertinente avec ce type de robots puisque la gravité devient un avantage pour la mobilité, la sphère a naturellement tendance à rouler jusqu'au fond. Le mécanisme d'actionnement breveté dont ARIES est équipé [3] permet de

¹ Coût estimé pour le prototype présenté dans ce mémoire, non protégé contre les radiations, dépourvu de systèmes de gestion énergétique et de communication embarqués

désencombrer la sphère pour laisser place à de l'équipement embarqué. La polyvalence apportée par cette conception permet d'envisager d'autres applications que l'exploration spatiale, comme l'inspection de champs agricoles, la surveillance de sites de construction ou l'inspection de conduites.

Dans le contexte de l'exploration spatiale, les contraintes environnementales — telles que les températures extrêmes, la forte exposition aux radiations, la présence de poussières abrasives ou encore les limitations strictes en masse — imposent des choix de conception rigoureux. Pour ARIES, un robot destiné à explorer des cavités souterraines extra-planétaires, l'intégration d'un mécanisme de saut s'inscrit dans cette logique d'adaptation aux environnements hostiles. Ce mécanisme n'a pas pour but principal de permettre un déplacement par bonds, mais plutôt de débloquer le robot lorsqu'il se retrouve piégé contre un obstacle ou dans une irrégularité du terrain. En assurant au robot la capacité de se dégager de telles configurations, on maximise la durée de sa mission et son efficacité sur le long terme. La masse additionnelle est justifiée car on découple les fonctions de roulement et de dégagement, renforçant la résilience globale du système. Ce choix participe également à une logique de redondance sécuritaire, indispensable dans un contexte où aucune intervention humaine n'est possible une fois le robot déployé.

Le travail présenté dans ce mémoire contribue à la conception d'un robot sphérique robuste aux forces induites par son actionnement ainsi qu'aux obstacles sur sa trajectoire et adapté à la production en série pour une utilisation en essaim.

Le premier chapitre présente une revue de littérature pour situer ARIES par rapport aux autres robots sphériques et mettre en lumière les enjeux quant au mouvement de ces derniers sur des terrains accidentés. La multi-locomotion en ressort comme une solution intéressante pour résoudre ces enjeux, c'est pourquoi ce chapitre présente également des mécanismes de saut robotiques et des solutions d'accumulation d'énergie dans le but de concevoir un mécanisme permettant à ARIES de se mouvoir plus aisement.

Le second chapitre se concentre sur l'étude du prototype original; une analyse de défaillance est conduite afin de comprendre les faiblesses du prototype et proposer des améliorations. Ces améliorations, adaptées au contexte du projet, s'articulent autour de trois grands thèmes : la rigidité structurelle, le guidage des mouvements internes et l'efficacité de la transmission de puissance.

La révision du prototype original est nécessaire pour s'assurer qu'il soit suffisamment robuste pour l'intégration du mécanisme de saut présenté dans le troisième chapitre. Celui-ci a pour objectif de solutionner le problème de blocage de la sphère, enjeu majeur lors du déploiement terrain des robots sphériques. Le troisième chapitre présente donc la conception et la caractérisation sur banc d'essai des performances d'un mécanisme de saut conçu sur mesure pour ARIES.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Cette revue présente d'abord les grandes familles de robots sphériques puis catégorise les solutions de systèmes de saut, d'accumulation d'énergie et de tests mécaniques pour caractériser les sauts. Il est nécessaire de comprendre les spécificités de ces différentes familles afin de saisir les défis liés au déploiement d'ARIES sur le terrain et comprendre les thèmes abordés dans le Chapitre 2 « Révision et amélioration du prototype ». Les cas d'application et la grandeur des mécanismes de saut existants mettent en lumière les défis de conception présentés au Chapitre 3 « Mécanisme de saut ». Les dernières sous-sections traitent finalement des fonctionnalités sous-jacentes aux mécanismes de saut ou en support à leur validation, notamment les stratégies d'accumulation et de transfert d'énergie ainsi que les méthodes d'évaluation de leurs performances.

1.1 Robots sphériques

Les robots sphériques sont un type de robots mobiles au même titre que les robots à pattes, à roues ou encore aériens. Ils se distinguent par un système de locomotion basé sur la mise en rotation d'une coquille en contact avec le sol. Cette coquille est souvent sphérique mais elle peut aussi être elliptique ou déformable avec un principe de fonctionnement équivalent.

La coquille représente un avantage majeur par rapport aux mécanismes articulés ouverts (pattes, hélices, roues) : elle permet de protéger le mécanisme interne ainsi que les équipements embarqués. Ce point est particulièrement pertinent lorsque le domaine d'application visé est un environnement hostile et que la perception de cet environnement en continu est nécessaire (vision, laser, etc.). L'utilité des robots sphériques s'étend de l'exploration spatiale (Belzile &

St-Onge, 2022; Zevering, Borrman, Bredenbeck, & Nuechter, 2024) à l'inspection de lieux confinés en passant par l'exploration tout-terrain (Oevermann, Pravecek, Jibrail, Jangale, & Ambrose, 2024). La coquille permet également de gagner en flexibilité de déplacement puisqu'elle repose sur le sol en un seul point, ce qui permet les mouvements holonomes. Néanmoins, la plupart des robots sphériques utilisent un axe horizontal comme axe de rotation, excluant l'holonomie. La Figure 1.1 illustre le principe de mouvement des robots sphériques à travers ARIES.

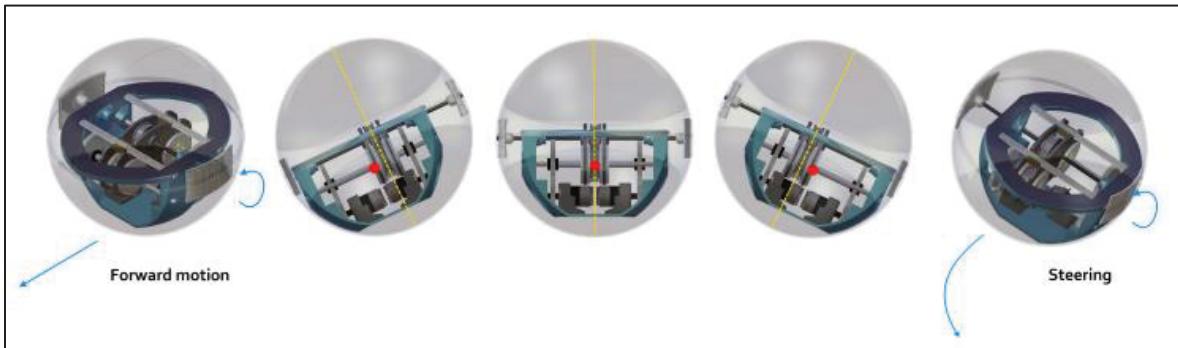


Figure 1.1 Principe de génération de mouvement d'un robot sphérique (ARIES)

Tirée de Belzile & St-Onge (2022)

La nature du mouvement d'un robot sphérique ne lui permet pas de gravir des obstacles massifs puisqu'il est nécessaire que le centre de gravité de celui-ci soit plus haut que le point à surmonter. Il est possible d'intégrer des locomotions combinées pour pallier ce problème, par exemple : rouler et sauter (Sugiyama & Hirai, 2006; Li, Deng, & Liu, 2009), la coquille sert alors à transmettre le mouvement au sol et également à amortir l'atterrissement.

Avant de présenter les différentes familles de robot sphériques, il est nécessaire de discuter de certaines nuances qui changent fondamentalement la perception de ceux-ci. Premièrement, il faut différencier la locomotion passive et active. Dans le cas d'une locomotion passive, le mouvement est généré sans actionneur, le système devient particulièrement dépendant aux facteurs extérieurs non contrôlables (inclinaison d'une pente, force du vent, courants sous-marins) mais il est très peu énergivore. Par exemple, les robots de type *Tumbleweed*

(Kingsnorth et al., 2024; Behar, Matthews, Carsey, & Jones, 2004), illustré dans la Figure 1.2, utilisent astucieusement la forme de la sphère pour créer des surfaces de prise au vent permettant de faire avancer le robot. À l'inverse, une locomotion active repose sur des actionneurs utilisés pour mettre en mouvement un mécanisme permettant d'engendrer la rotation de la coquille (*Voir* ARIES, Figure 1.1).



Figure 1.2 Robot sphérique Tumbleweed Rover prototype V3

Tirée de Kingsnorth et al. (2024)

Nous pouvons également distinguer les robots sphériques dont l'ensemble des composants est contenu à l'intérieur de la coquille de ceux qui présentent des appendices. La majorité des robots sphériques tendent à ne pas utiliser d'appendices pour profiter pleinement de la protection offerte par la coquille. Cependant, il est quelquefois avantageux d'utiliser des systèmes externes pour étendre les possibilités du robot malgré les enjeux d'étanchéité accrus. La caméra du robot BB-8 des films Star Wars est par exemple située à l'extérieur de la coquille pour améliorer la vision (*Voir* Figure 1.3).



Figure 1.3 Robot jouet Sphero BB-8 Star Wars

Tirée de Adam Savage's Tested (2015)

Zevering, Borrmann, Bredenbeck, & Nuechter (2024) proposent un robot sphérique nommé DAEDALUS se déplaçant en roulant mais qui possède des vérins permettant de s'ancrer au sol lors de phases de cartographie ou de gravir des obstacles plus conséquents (*Voir Figure 1.4*).

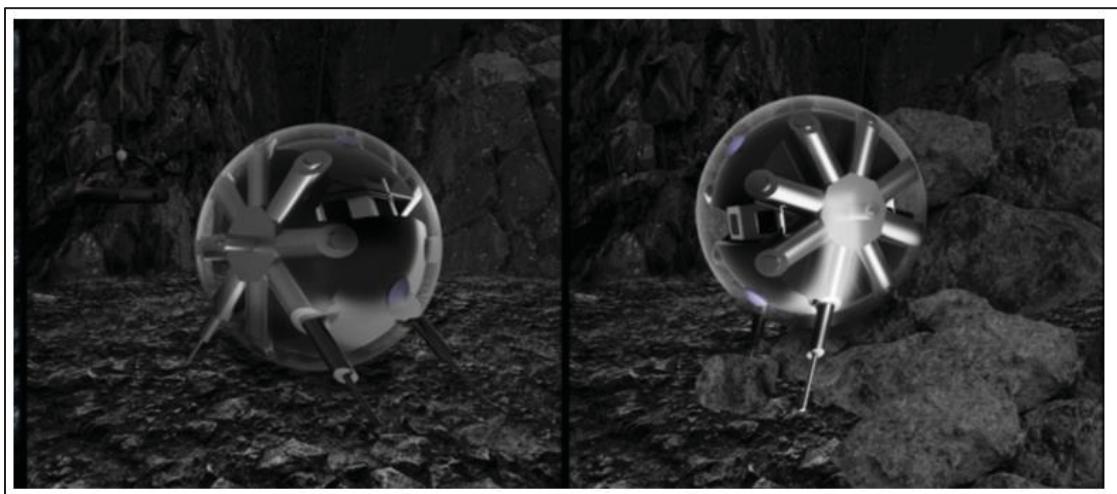


Figure 1.4 Robot sphérique DAEDALUS

Tirée de Zevering, Borrmann, Bredenbeck, & Nuechter (2024)

La classification principale des robots sphériques est basée sur le moyen d'actionnement utilisé pour générer le mouvement, les trois principales catégories étant les robots sphériques barycentriques, ceux à conservation du moment angulaire et ceux avec une coquille déformable. Une revue exhaustive de ces types d'actionnements est présentée par Diouf, Belzile, Saad, & St-Onge, (2023) dans leur article « *Spherical Rolling Robots Design, Modeling, and Control : A Systematic Literature Review* ».

Les robots sphériques barycentriques manipulent leur centre de masse pour générer le mouvement, plusieurs mécanismes peuvent être utilisés pour ce faire. Parmi les premières approches étudiées pour les robots sphériques, on trouve des configurations avec un système à roues à l'intérieur de la coquille servant de centre de masse (Alves & Dias, 2003; Ghariblu, Aslani, & Safaei, 2008; Ghariblu & Mohammadi, 2012; Liu & Tafrishi, 2024). Ce type d'actionnement, appelé « Unité d'Entraînement Interne » ou IDU (*Internal Drive Unit*) est toujours d'actualité : Belskii, Serykh, & Pankratev (2021) proposent par exemple une unité omnidirectionnelle pensée pour les robots sphériques. La principale problématique de cette technologie réside dans le besoin d'avoir un contact sans glissement entre l'intérieur de la sphère et l'IDU. La Figure 1.5 présente un robot sphérique actionné par IDU.

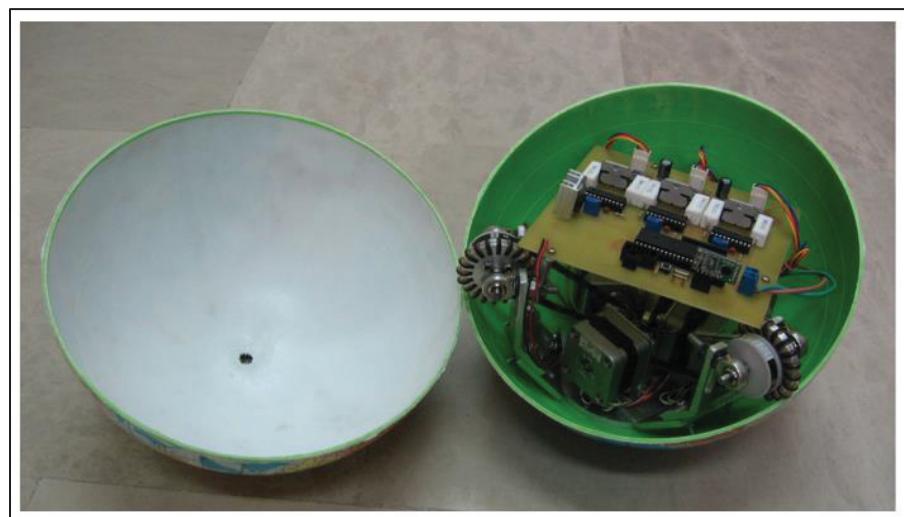


Figure 1.5 Robot sphérique barycentrique actionné par IDU

Tirée de Ghariblu, Aslani, & Safaei (2008)

Le coulisser de masse est un autre type d'actionnement de la famille des robots sphériques barycentriques : on déplace une ou plusieurs masses sur un système de guidage pour atteindre la position souhaitée du centre de masse. On retrouve principalement des solutions avec des axes linéaires telles que présentées par Mukherjee, Minor, & Pukrushpan, (1999) ou Bowkett, Burkhardt, & Burdick (2017). Cependant, Tafrishi, Svinin, Esmaeilzadeh, & Yamamoto (2019) proposent une configuration avec des canaux circulaires contenant de l'eau servant à guider une masse actionnée par le changement de pression dans ces derniers. La Figure 1.6 présente deux de ces robots sphériques, à gauche le concept avec canaux circulaires et à droite un concept plus classique avec des axes linéaires.

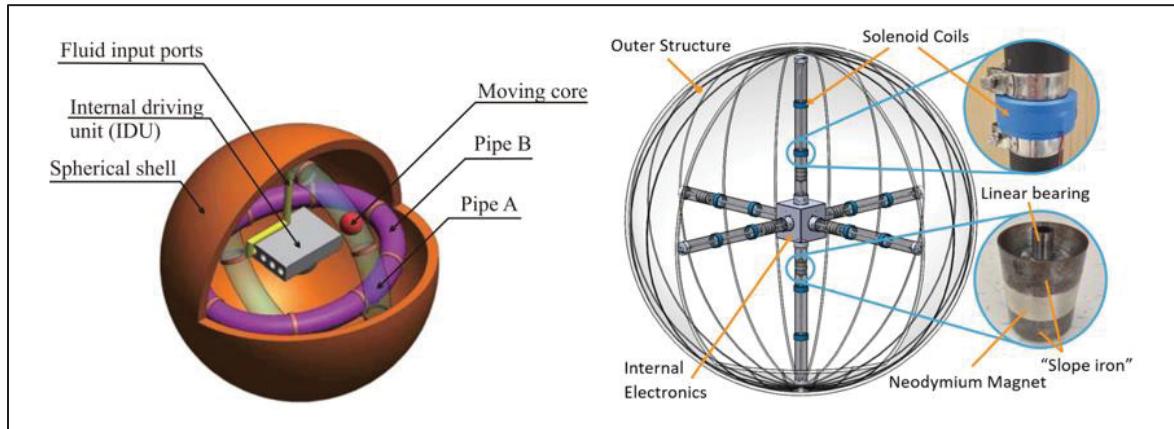


Figure 1.6 Robots sphériques barycentrique actionnés par coulisser de masse
Adaptée de Tafrishi, Svinin, Esmaeilzadeh, & Yamamoto (2019) et Bowkett, Burkhardt, & Burdick (2017)

Finalement, le plus commun des systèmes d'actionnement, le pendule, est également de la famille des robots sphériques barycentriques : une masse est accrochée à un bras de levier en rotation autour d'un axe. Afin d'obtenir une plage de mouvement complète (roulement et direction), il est nécessaire d'avoir au moins 2 degrés de liberté.

La majorité des concepts se basent sur des systèmes avec deux pendules actionnés pour offrir deux degrés de liberté tels que conçus par Belzile & St-Onge (2022) et Mao et al. (2024). Bo Zhao, Mantian Li, Haitao Yu, Haiyan Hu, & Lining Sun (2010) proposent une solution avec deux pendules indépendants guidés le long de rainures plutôt que sur l'axe horizontal habituel

(Voir Figure 1.7 (a)). DeJong, Karadogan, Yelamarthi, & Hasbany (2017) présentent un mécanisme à quatre pendules permettant de réaliser des mouvements omnidirectionnels (Voir Figure 1.7 (b)). Wang & Rubenstein (2024) proposent une solution permettant d'obtenir 3 degrés de libertés avec un seul actionneur grâce à l'utilisation d'un bras excentré et de motifs circulaires. Diouf, Belzile, Saad, & St-Onge (2023) soulignent que le couple de roulement de la sphère est contraint par la masse du pendule et le diamètre de la sphère puisque le bras de levier doit être contenu dans celle-ci.

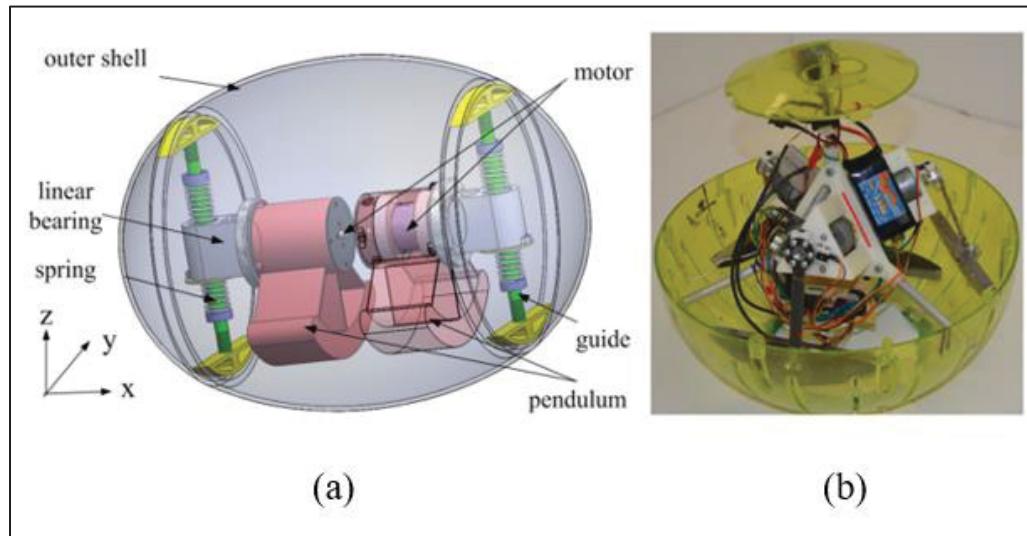


Figure 1.7 Robots sphériques barycentriques actionnés par double pendule (a) et quadruple pendule (b)

Adaptée de Bo Zhao, Mantian Li, Haitao Yu, Haiyan Hu, & Lining Sun (2010) et DeJong, Karadogan, Yelamarthi, & Hasbany (2017)

La seconde famille, les robots sphériques à conservation de moment angulaire utilisent le principe du même nom pour transmettre un couple de roulement à la coquille sans avoir besoin de déplacer le centre de masse. Le moment angulaire est soit généré par des volants d'inertie (Muralidharan & Mahindrakar, 2015; Joshi & Banavar, 2009), soit par des actionneurs gyroscopiques (Melchiorre et al., 2024). Ce type d'actionnement est assez peu représenté sur le plan expérimental dans la littérature puisqu'il représente des défis de conception quant à l'intégration des actionneurs et la transmission du moment angulaire à la coquille. Il présente

également des enjeux de contrôle à cause du couple de sortie non continu engendré par les actionneurs. Cependant, ce type d'actionnement présente des caractéristiques intéressantes, notamment au niveau de la stabilisation du système, bien meilleure que celle des pendules qui induisent des oscillations. La Figure 1.8 présente un concept de robot sphérique actionné par des actionneurs gyroscopiques.

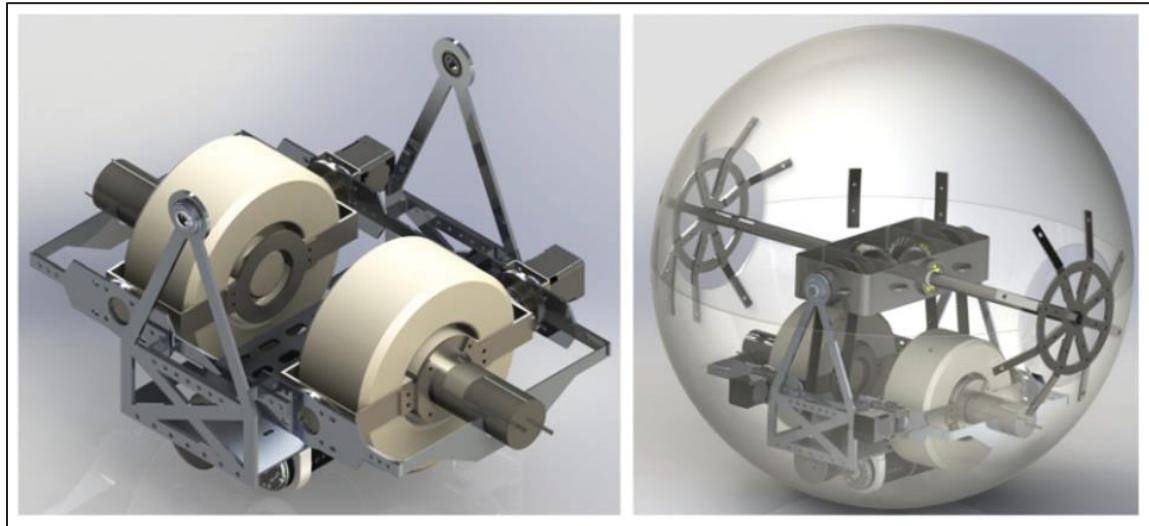


Figure 1.8 Robot sphérique actionné par principe de conservation du moment angulaire (actionneurs gyroscopiques)

Adaptée de Melchiorre et al. (2024)

La dernière famille de robots sphériques est celle des coquilles déformables. Celle-ci se démarque des autres puisque la déformation de la sphère augmente la fragilité de l'enveloppe et donc les risques de bris. Les robots à coquille déformable présentent cependant une meilleure manœuvrabilité puisqu'ils sont pour la plupart holonomes et ils sont particulièrement adaptés aux surfaces irrégulières. Il est également possible de les combiner à des concepts d'actionnement « classiques ». Oevermann, Pravecek, Jibrail, Jangale, & Ambrose (2024) présentent un robot actionné par un pendule, la coquille déformable devient alors un moyen de naviguer sur des terrains complexes de façon robuste. La déformation de la coquille peut néanmoins servir de moyen de locomotion, notamment grâce à l'air comprimé (Wait, Jackson,

& Smoot, 2010) (Voir Figure 1.10) ou des alliages à mémoire de forme (*Smart Memory Alloy*) (Sugiyama & Hirai, 2006).

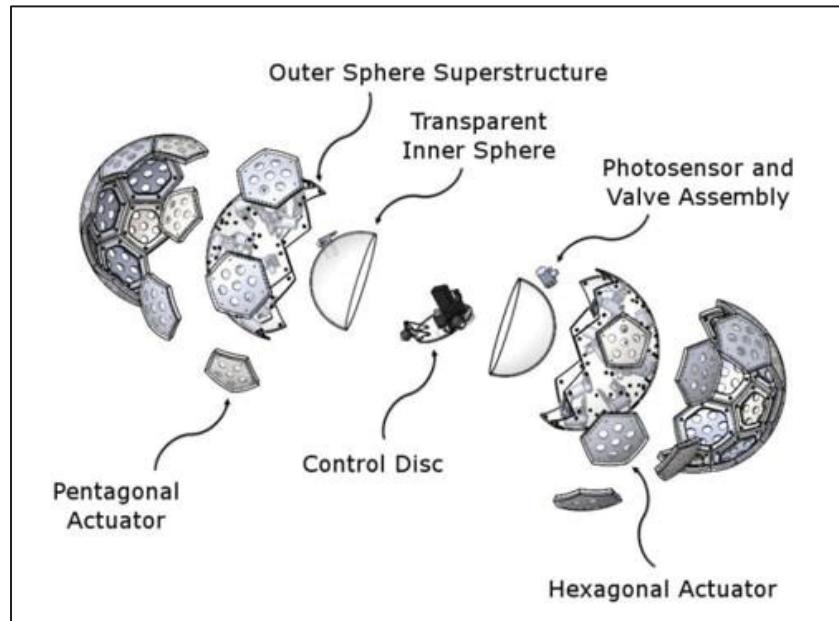


Figure 1.9 Robot sphérique à coquille déformable actionné pneumatiquement

Tirée de Wait, Jackson, & Smoot (2010)

La conception des robots sphériques se fait toujours sur la base de compromis entre trois propriétés mécaniques : le diamètre de la sphère, la masse du système et les capacités du robot. Un robot capable de sauter ou planer en plus de rouler est généralement plus encombrant. De la même manière, la difficulté de la tâche à réaliser peut augmenter le nombre d'équipements embarqués, et donc, la masse du robot. Selon les observations de Diouf, Belzile, Saad, & St-Onge (2023), la majorité des robots sphériques présents dans la littérature se situent en dessous de 10kg et de diamètre inférieur à 30cm. La Figure 1.10 présente la répartition de la masse et du rayon de différents robots sphériques présents dans la littérature. On peut d'ores et déjà noter qu'ARIES fait partie des robots sphériques « massifs » de la littérature en dépassant les 10kg pour 42cm de diamètre.

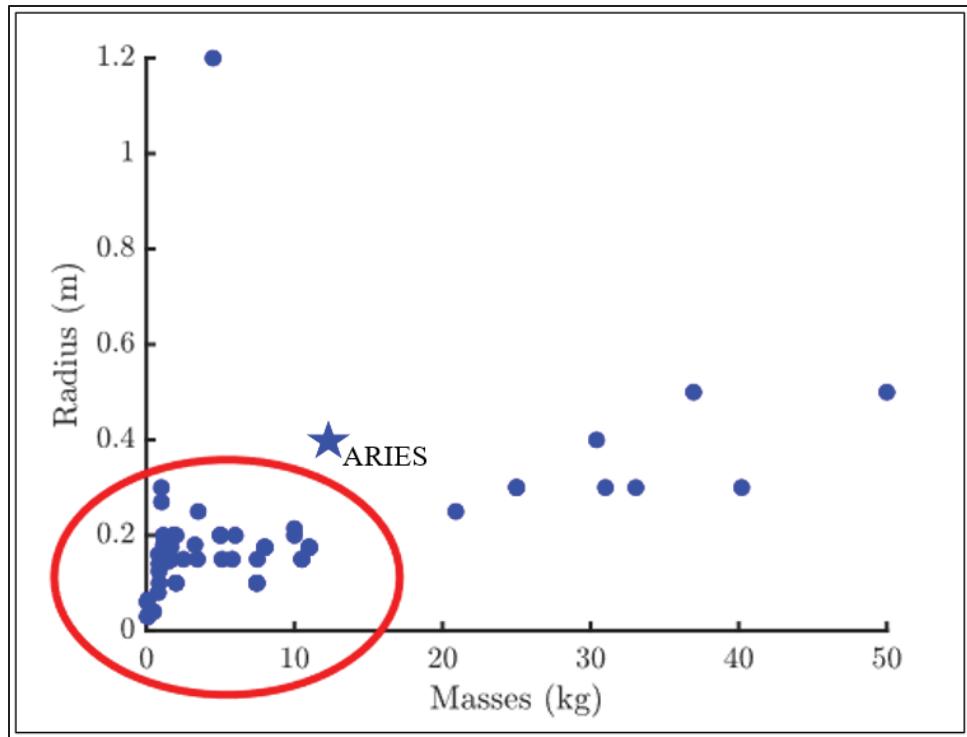


Figure 1.10 Répartition de la masse et du rayon des robots sphériques de la littérature

Adaptée de Diouf, Belzile, Saad, & St-Onge (2023)

1.2 Mécanismes de saut robotiques

En explorant les différents concepts de robots sphériques, nous avons observé que certains d'entre eux possèdent plusieurs moyens de locomotion pour les aider à franchir des obstacles. Le saut constitue une solution intéressante pour résoudre le problème de blocage que peut rencontrer une sphère se déplaçant dans un terrain irrégulier.

Il existe une multitude de robots sauteurs dans la littérature utilisant différents types de mécanismes que nous pouvons classer en quatre grandes familles : les structures déformables (Noh, Kim, An, Koh, & Cho, 2012), les membres inférieurs d'insectes (Mo et al., 2020), les membrures multiples (Tang, Yang, & Lian, 2024) et la conversion rotatif-linéaire (Pan et al., 2024).

Certains concepts robotiques ont pour seul but de sauter, là où d'autres possèdent des moyens de locomotion plus complexes, ou la possibilité de supporter une charge utile pour réaliser un mandat précis. Nous pouvons également distinguer les robots non-autonomes qui nécessitent une manipulation externe de ceux capables de se réorienter et de sauter à nouveau sans intervention humaine.

L'analyse de l'ensemble de ces éléments aide à comprendre les disparités entre les performances des systèmes. La Figure 1.11 présente la hauteur de saut spécifique, c'est-à-dire divisée par la masse du système de différents robots et systèmes de saut présents dans la littérature. On remarque une tendance à la diminution des hauteurs atteintes lorsque la masse augmente, ce qui est attendu d'un point de vue physique.

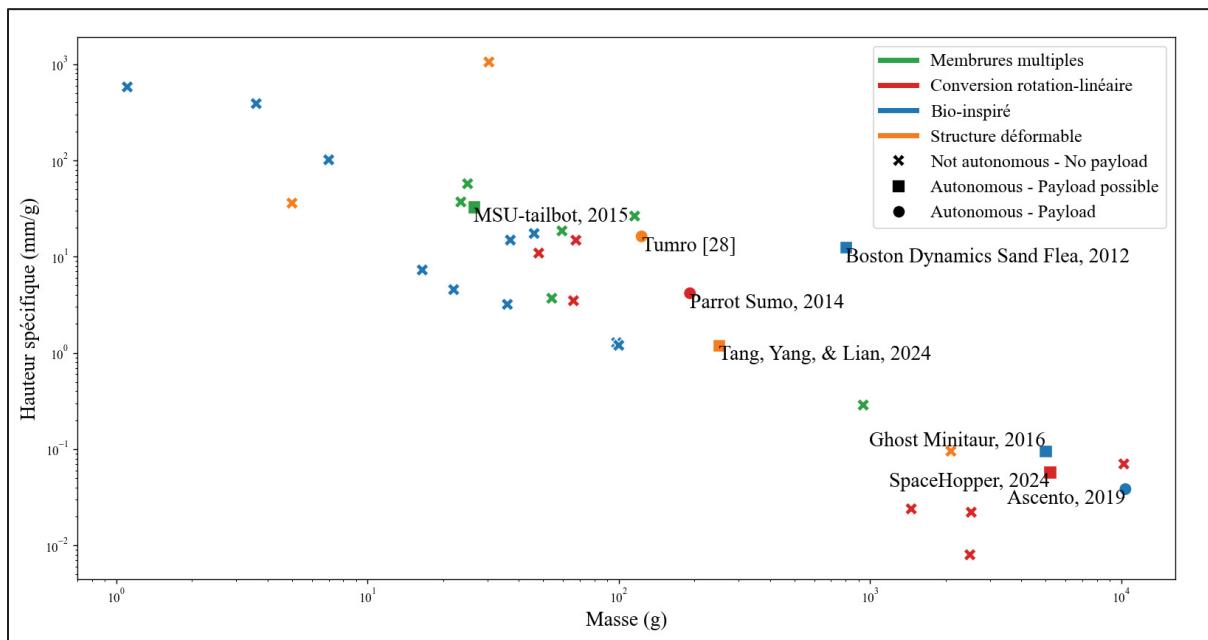


Figure 1.11 Hauteur de saut spécifique de plusieurs mécanismes et robots sauteurs

Les différentes familles de mécanismes de saut robotiques présentent un point commun : l'accumulation d'énergie. C'est la libération rapide de cette énergie accumulée qui permet de faire décoller la masse. Il est également intéressant de noter que la majorité des concepts découpent (libèrent) l'actionneur au moment de relâcher l'énergie afin d'éviter des pertes

supplémentaires dans celui-ci et maximiser la restitution de l'énergie accumulée. La section 1.3 de ce chapitre se concentre sur les technologies d'accumulation d'énergie.

On retrouve, dans les systèmes les plus performants, les structures déformables. Ce sont des mécanismes extrêmement légers, mais fragiles, devant être chargés manuellement à chaque saut. L'objectif est ici d'optimiser tous les aspects du mécanisme (matériaux, aérodynamisme, rendement) pour atteindre une hauteur proche de la limite théorique donnée par le principe de conservation de l'énergie. Ces solutions prennent avantage de l'élasticité des matériaux pour accumuler de l'énergie et la relâcher rapidement. Il peut s'agir d'une déformation de la structure (Noh, Kim, An, Koh, & Cho, 2012), d'éléments déformables (bandes élastiques, ressorts) ou une combinaison des deux (Hawkes et al., 2022) (*Voir Figure 1.12*).

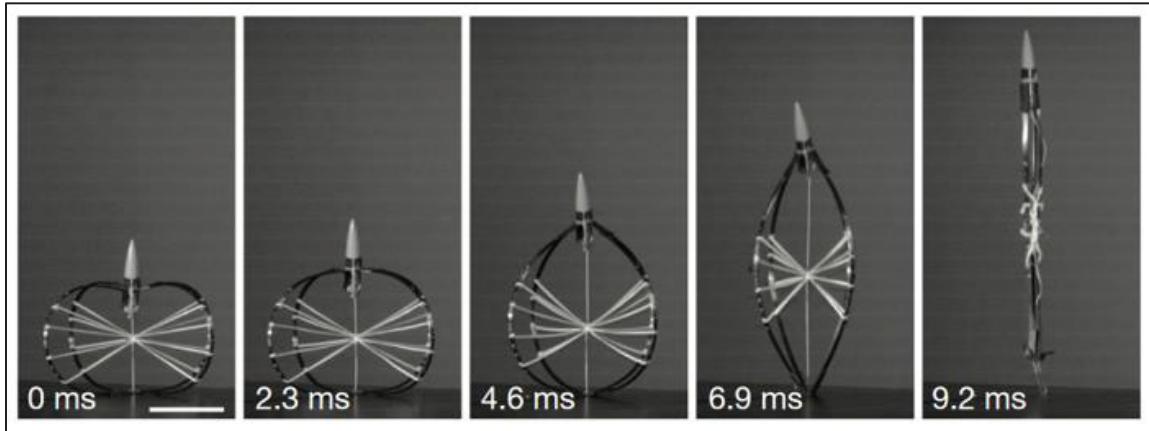


Figure 1.12 Robot sauteur ultra performant avec structure déformable

Tirée de Hawkes et al. (2022)

Les chercheurs s'inspirent également grandement des membres inférieurs d'insectes comme le criquet pour concevoir des mécanismes de sauts (Mo et al., 2020; Punzo & McGookin, 2016; Sprowitz et al., 2017; Zaitsev et al., 2015). Dans ce cas, le cycle d'actionnement est conçu de manière à pouvoir être répété et permettre l'exécution de sauts successifs. Ce type de concept se marie bien avec des actionneurs plus classiques offrant déjà un mouvement répété (moteurs, vérins, etc ...), réduisant ainsi les interventions humaines. Kovac, Schlegel, Zufferey, &

Floreano (2009) proposent un robot sauteur bio-inspiré du criquet capable de se réorienter et de réarmer la phase de saut de façon autonome (*Voir Figure 1.13*).

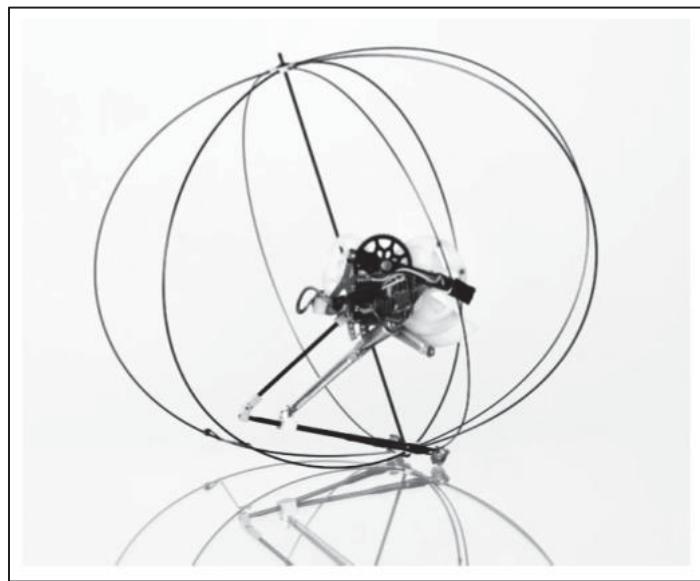


Figure 1.13 Robot sauteur bio-inspiré avec structure de protection et réorientation
Tirée de Kovac, Schlegel, Zufferey, & Floreano, (2009)

Il existe ensuite des solutions à membrures multiples qui présentent des avantages similaires à ceux issus du biomimétisme. Leur caractéristique commune réside dans l'utilisation de membrures articulées combinées à un élément déformable pour accumuler l'énergie (Tang, Yang, & Lian, 2024; Woodward & Sitti, 2014; Zhao, Mutka, & Xiao, 2015).

Finalement, avec des performances de hauteur plus modestes, on retrouve les mécanismes à conversion rotatif-linéaire. L'objectif ici est de convertir le mouvement angulaire d'un moteur en translation à l'impacteur. L'entraînement peut être direct en tirant à profits des performances d'actionneurs industriels où il peut y avoir accumulation d'énergie par le biais d'éléments déformables. Ce sont des mécanismes souvent intégrés dans des robots pensés pour être autonomes et pour accueillir une charge utile destinée à une mission spécifique (Pan et al., 2024; Chong, 2014; Klemm et al., 2019). Une équipe de l'ETH Zurich (Spiridonov et al., 2024) présente SpaceHopper, visible sur la Figure 1.14. Il s'agit d'un robot sauteur conçu pour

l'exploration d'astres en microgravité. LunarLeaper², est sa déclinaison munie d'équipements embarqués permettant la prise de mesures. Le concept utilise des articulations à entraînement direct, nécessaires pour assurer la robustesse du système tout en fournissant le couple nécessaire pour le faire décoller. La particularité de cette famille de mécanisme est qu'elle se rapproche beaucoup de la mécanique industrielle là où les autres familles reposent sur le développement de matériaux ou chaînes cinématiques complexes.

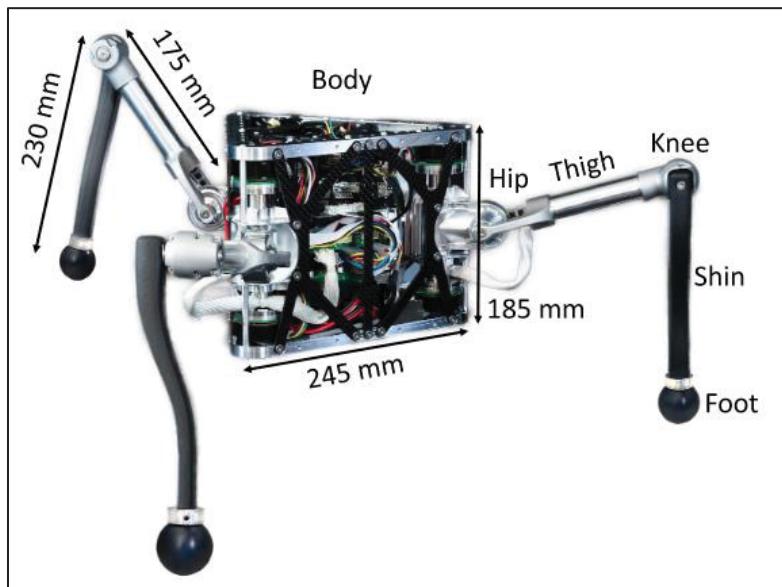


Figure 1.14 Robot sauteur SpaceHopper

Tirée de (Spiridonov et al., 2024)

La majorité des mécanismes développés dans la littérature sont destinés à faire décoller des masses légères et optimisées pour maximiser la hauteur de saut. Cependant, des scénarios d'application réels présentent plutôt une masse conséquente due au système de locomotion principal et à l'équipement embarqué. En robotique mobile, l'encombrement disponible et la masse totale du système sont des variables sur lesquelles nous n'avons que très peu de marge de manœuvre.

² <https://www.lunarleaper.space>

La mise à l'échelle d'une structure déformable semble peu adaptée aux systèmes lourds car les matériaux disponibles ne sont pas adéquats et cela complexifierait grandement le contrôle. Les mécanismes bio-inspirés et à membrures multiples semblent également difficiles à mettre en place puisque le bras de levier permettant de développer la force d'impact augmente en fonction de la masse et l'encombrement. Dans ARIES, ce sont deux éléments particulièrement critiques, il est donc peu probable d'être capable d'intégrer un mécanisme avec un bras de levier suffisant pour faire décoller la masse du robot.

1.3 Accumulation d'énergie

Afin de concevoir un mécanisme de saut adapté à notre cas d'application, il est nécessaire de faire l'état des lieux des sources d'énergie disponibles ainsi que de leur efficacité. Comme discuté dans la section précédente, l'ensemble des mécanismes de saut présente une source d'énergie qui peut soit : être directement transmise au système (moteur, actionneur linéaire) ou accumulée par différents moyens puis relâchée.

Hawkes et al. (2022) suggèrent que la démultiplication du travail est un des principaux avantages des mécanismes conçus par l'homme par rapport à ceux présents dans la nature. En effet, le membre inférieur d'un insecte comme le criquet ne permet pas la démultiplication, il travaille en transmission directe. Les matériaux analogues créés par l'homme ne permettent pas, actuellement, de reproduire les rendements atteints par les mécanismes biologiques, nous avons donc intérêt à nous tourner vers la démultiplication du travail plutôt que la transmission directe. La Figure 1.15 illustre la densité énergétique de diverses sources d'énergie en fonction de leur densité volumique. L'objectif est de maximiser l'énergie disponible tout en minimisant l'encombrement et l'impact sur la masse totale du système.

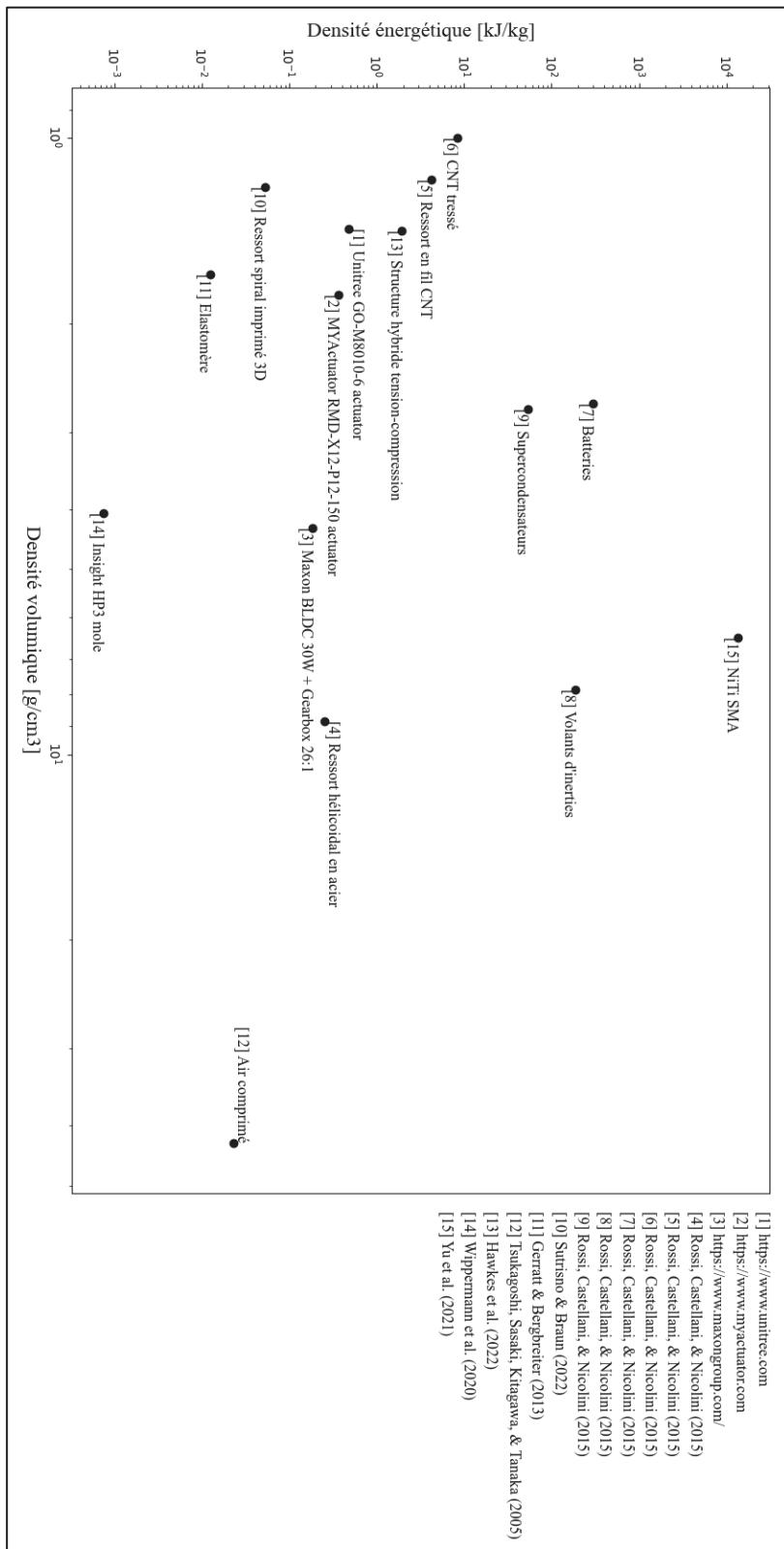


Figure 1.15 Comparaison des performances de différentes sources d'énergie

Il est nécessaire de nuancer les observations apportées par la Figure 1.15 puisque la mise en œuvre de certaines technologies est parfois complexe, particulièrement dans le cas où l'autonomie et l'encombrement sont critiques. Il arrive également que le stade d'évolution de la technologie ne soit pas en adéquation avec l'application souhaitée : les CNT (*Carbon NanoTube*) sont par exemple très performants en termes de densité énergétique mais il n'est actuellement pas envisageable de fabriquer des échantillons assez grands pour des applications de l'échelle d'ARIES (Hill, Havel, Lashmore, Schauer, & Livermore, 2014).

L'énergie élastique est la catégorie la plus représentée en matière d'accumulation d'énergie mécanique (Spiegel, Sun, & Zhao, 2023; Yang, Lee, Kim, & Jung, 2023; Khazaaleh, Masana, & Daqaq, 2022). On retrouve les ressorts en acier dans cette catégorie mais également des propositions plus novatrices telle que celle proposée par Sutrisno & Braun (2022) avec un ressort en spirale imprimé en 3D optimisé pour se rapprocher des limites théoriques du matériau utilisé. Certains élastomères ou alliages métalliques présentant un bon rendement énergétique peuvent également être utilisés pour l'accumulation d'énergie (Gerratt & Bergbreiter, 2013; Yu et al., 2021).

L'énergie cinétique peut également être exploitée, dans l'automobile, les volants d'inertie sont utilisés dans les systèmes KERS (*Kinetic Energy Recovery System*) pour convertir la décélération en électricité (Mathews, 2013). Xu, Yan, Lum et Yim (2025) appliquent un principe similaire avec un robot sphérique léger capable de sauter grâce à l'accélération rapide d'un pendule (*Voir Figure 1.16*).

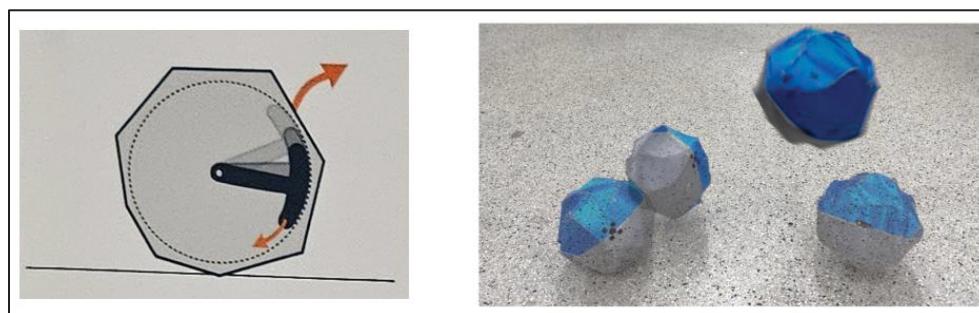


Figure 1.16 Robot sphérique barycentrique sautant par accélération rapide de son pendule

Adapté de Xu, Yan, Lum, & Yim (2025)

Il est également possible d'utiliser des technologies de stockage d'énergie telles que les systèmes pneumatiques, les batteries électriques ou encore les supercondensateurs. Il est cependant nécessaire de prendre en compte que ces technologies nécessitent des intermédiaires pour être utilisées. Pour l'énergie pneumatique, par exemple, Tsukagoshi et al. (2003) utilisent un régulateur, un réservoir faisant office de tampon et une valve pour convertir l'énergie de la source en énergie utile au niveau de l'actionneur. Ces intermédiaires engendrent des pertes et une augmentation de la masse qui diminue l'efficacité globale de la technologie.

Dans le cadre de la robotique mobile, il est important de considérer des paramètres tels que la facilité de mise en œuvre ou le risque de bris pour choisir une source d'énergie. On écarte donc les énergies chimiques au profit de formes d'énergie cinétique ou élastique, plus faciles à garder sous contrôle. Dans la même logique, l'actionnement direct permet de limiter les risques de défaillance dans la limite où l'actionneur est utilisé selon les recommandations du constructeur. Les actionneurs ont également l'avantage de pouvoir facilement être couplés avec une autre source d'énergie et ainsi découpler l'énergie disponible. C'est pourquoi on voit beaucoup de systèmes de saut robotiques alliant ressorts et membrures actionnées par un moteur pour maximiser l'énergie accumulée (Batts, Kim, & Yamane, 2016; Kovac, Schlegel, Zufferey, & Floreano, 2009).

1.4 Essais expérimentaux pour les systèmes de saut robotiques

Lors de la conception d'un système de saut, il est essentiel de trouver un équilibre entre la robustesse du dispositif et la hauteur atteinte, cette dernière étant étroitement liée à sa masse. Afin de caractériser les performances des mécanismes de saut, il est judicieux de mesurer expérimentalement la hauteur de saut (critère principal de performance) et les forces d'impact au moment du décollage et de l'atterrissement. Ces forces fournissent des données précieuses à la fois pour l'analyse structurelle du système et pour mieux comprendre l'influence des sources

de pertes d'énergie lors du fonctionnement. L'ensemble de ces mesures permet ensuite d'optimiser le système et ainsi maximiser la hauteur de saut obtenue.

Il existe plusieurs instruments pouvant être utilisés pour mesurer les forces de réaction du sol (GRF : *Ground Force Reaction*). Ces forces sont parmi les métriques de référence dans l'étude de la biomécanique du corps humain (posture, rééducation, compréhension des membres inférieurs, ...) (Ulloa, 2018). Les plateformes de force sont le standard pour la mesure des GRF (Raymond et al., 2018), elles mesurent directement la force de réaction tridimensionnelle par le biais de multiples cellules de charge et/ou accéléromètres. Leur fonctionnement est illustré en Figure 1.17.

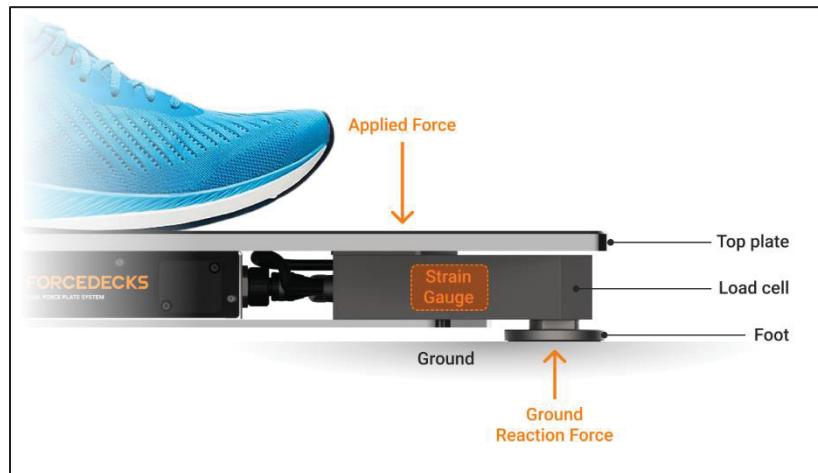


Figure 1.17 Schématisation du fonctionnement d'une plateforme de force

Tirée de VALD Health (2023) repéré le 12 juin 2025 à : <https://valdhealth.com/en-ca>

Une autre façon d'obtenir les GRF est d'équiper le système à étudier de capteurs inertIELS permettant leur estimation en corrélant les données obtenues avec un modèle dynamique équivalent (Tao et al., 2016; Provot, Choupani, Bourgoin, Valdes-Tamayo, & Chadefaux, 2023). Cependant, les résultats sont fortement dépendant de la qualité de la modélisation dynamique. Provot, Choupani, Bourgoin, Valdes-Tamayo, & Chadefaux (2023) démontrent par exemple, dans le cadre de leur étude sur l'utilisation d'accéléromètres pour prédire les GRF d'un coureur, que l'utilisation d'un modèle dynamique généraliste d'un humain donne des

erreurs d'estimation d'environ 30% contre moins de 5% pour des modèles personnalisés aux individus.

Finalement il est possible d'utiliser directement une ou plusieurs cellules de charge, la liberté de conception qu'offre cette méthode peut permettre de concevoir un banc d'essai personnalisé pour le système étudié (Catar, Tabiai, & St-Onge, 2024) (*Voir Figure 1.18*).

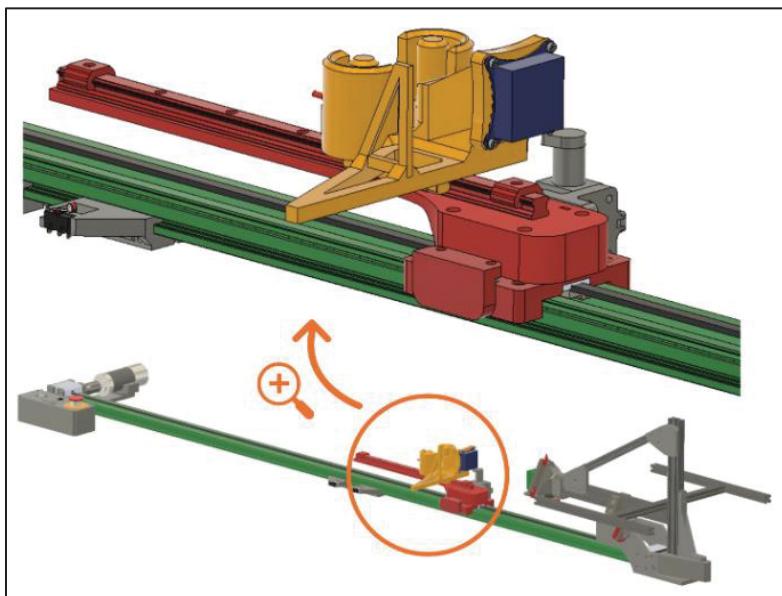


Figure 1.18 Banc d'impact personnalisé pour l'étude d'impact de micro-treillis

Tirée de Catar, Tabiai, & St-Onge (2024)

Le Tableau 1.1 présente un récapitulatif des avantages et inconvénients de chaque technologie (échelle subjective de 1 à 5 : 5 étant le meilleur et 1 le moins bon).

Tableau 1.1 Comparaison de systèmes d'acquisition de GRF

| Critère | Plateforme de force | Capteurs portables | Cellule de charge |
|---------------------------------|---------------------|--------------------|-------------------|
| Acquisition des GRF | 5 | 2 | 5 |
| Traitement du signal | 4 | 1 | 2 |
| Protection | 5 | 3 | 2 |
| Masse | 1 | 5 | 4 |
| Maniabilité | 2 | 4 | 4 |
| Réalisme de la prise de données | 3 | 4 | 5 |
| Mise en œuvre de l'essai | 4 | 2 | 3 |

Le Tableau 1.2 présente une liste d'équipements extraite de la littérature pour mesurer ou estimer des forces d'impact avec le sol (GRF). Ces équipements ont été compilés à partir des références suivantes : (Raymond et al., 2018; Provot, Choupani, Bourgain, Valdes-Tamayo, & Chadeaux, 2023; Catar, Tabiai, & St-Onge, 2024; Wipermann et al., 2020).

Tableau 1.2 Équipements de mesure ou d'estimation de GRF utilisés dans la littérature

| Référence | Description | Masse | Plage de mesure* | Précision |
|-----------------------------|-------------------------------|-------|------------------|-----------|
| PASCO PS-2141 | Plateforme de force portable | 4kg | -1,1 to 4,4 kN | 0,1 N |
| AMTI BP600600-1000 | Plateforme de force statique | 27 kg | 0 to 4,45 kN | 2 N |
| KISTLER 9255B | Plateforme de force d'usinage | 52 kg | -10 to 40 kN | 0,01 N |
| Biometrics Ltd. S3-1000G-HA | Accéléromètre 3 axes | 8g | +/- 1000 G | 2% |
| PCB PIEZOTRONICS 208C03 | Cellule de charge 3 axes | 23g | 0 to 2,22 kN | 0,02 N |
| KISTLER 9021A | Cellule de charge 3 axes | 20g | 0 to 35kN | 0,01 N |

*Selon l'axe vertical uniquement

Nous prenons comme hypothèse que le système d'acquisition ne limite pas la qualité de la mesure. Les précisions en jeu sont donc toutes convenables puisque les GRF mesurées seront principalement utilisées pour du dimensionnement mécanique déjà sujet à de multiples facteurs de sécurité. Il faut garder en tête que les capteurs individuels tels que les cellules de charges ou accéléromètres sont plus sensibles au bruit comparativement aux plateformes de force. Nous privilégions donc l'utilisation d'une plateforme de force pour estimer les GRF dans le contexte d'un mécanisme de saut.

Le second volet d'essais, concernant la hauteur de saut, est moins densément couvert dans la littérature puisque les enjeux sont de moins grande envergure. Deux grands principes se dégagent : le saut guidé et le saut libre.

Dans le cas du saut libre, l'utilisation d'une caméra et d'un fond gradué est privilégié dans la majorité des cas pour déterminer la hauteur atteinte. Il est également possible d'utiliser un fond uni et de prendre une mesure de référence pour déterminer la hauteur atteinte par observation de la vidéo (*Voir Figure 1.19*). L'utilisation d'une caméra haute vitesse peut se révéler intéressante pour étudier une phase précise du saut (impact, déclenchement, etc...).

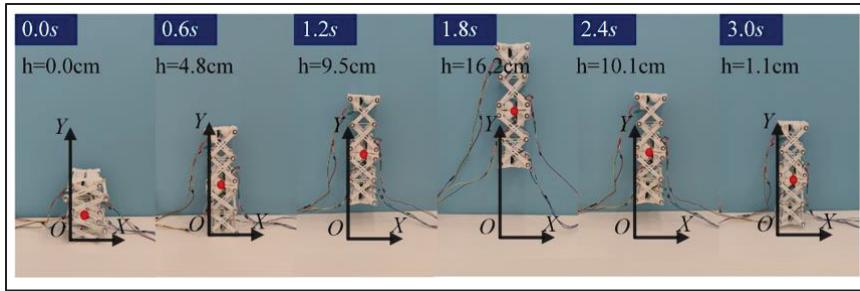


Figure 1.19 Mesure de hauteur de saut libre atteinte par un robot sauteur

Tirée de Tang, Yang, & Lian (2024)

L'utilisation d'un banc d'essai servant de guide pour le mécanisme permet l'intégration d'instruments comme des potentiomètres ou des cellules de charge pour récupérer de l'information supplémentaire (Wippermann et al., 2020). Ces données sont utilisées pour connaître précisément la hauteur de saut atteinte et peuvent ensuite servir à optimiser le mécanisme. Cependant, le guidage du mécanisme impose une direction prédéfinie au mouvement, ce qui réduit le réalisme de son comportement.

Finalement, il est pertinent de noter l'utilisation d'un berceau conçu par Spiridonov et al. (2024) pour soulager les articulations du robot SpaceHopper. Cette méthode permet à l'équipe de développement de simuler la microgravité, environnement prévu pour ce robot. Étant donné le cas d'application d'ARIES, nous aurions intérêt à réutiliser ce principe pour augmenter artificiellement la hauteur de saut et voir le comportement de la sphère en vol et lors de l'atterrissement. La Figure 1.20 présente le robot SpaceHopper qui saute tout en étant supporté par une corde et un contrepoids pour simuler la microgravité.

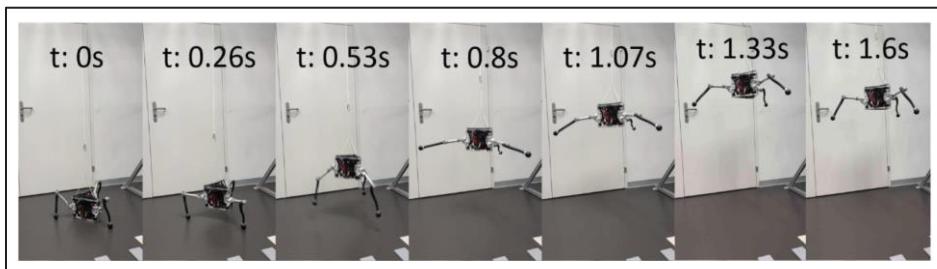


Figure 1.20 Robot SpaceHopper sautant en microgravité simulée

Adaptée de Spiridonov et al. (2024)

1.5 Conclusion

La revue de la littérature nous a permis de situer ARIES par rapport aux autres robots sphériques existants. Il fait partie des robots les plus massifs, avec une masse supérieure à 10 kg pour un diamètre de sphère de 42 cm. Ceci s'explique par le fait qu'ARIES est un robot actionné, permettant le suivi de trajectoires complexes et l'intégration de capteurs variés pour mener à bien ses missions. Nous avons également pu observer un défaut majeur propre à tous les robots sphériques : la difficulté à surmonter des obstacles.

Nous avons ensuite étudié les mécanismes de saut existants dans l'optique de pallier ce problème. Nous avons observé qu'une grande partie des mécanismes développés n'ont pas pour objectif de réaliser une tâche spécifique, mais plutôt de sauter le plus haut possible, ce qui ne correspond pas à l'application envisagée pour ARIES. Les mécanismes les plus adaptés à ARIES se rapprochent de la mécanique industrielle, puisque les matériaux analogues utilisés dans les approches biomimétiques ne sont pas adaptables à l'envergure d'ARIES. L'intégration d'un mécanisme de saut en tant que locomotion secondaire, avec un encombrement restreint comme dans le cas d'ARIES, est très peu représentée dans la littérature ; il s'agit donc d'un défi important.

L'accumulation d'énergie est le point central de tout mécanisme de saut. Il est nécessaire de maximiser la quantité d'énergie accumulée tout en limitant les pertes, afin d'optimiser sa restitution. La réduction des pertes passe notamment par le désengagement de l'actionneur au moment du saut, une condition largement utilisée dans la littérature. Pour les mêmes raisons que pour les mécanismes bio-inspirés, les solutions d'accumulation d'énergie non industrielles semblent peu adaptées à ARIES. Il est donc pertinent de tirer parti de la démultiplication du travail offerte par les moteurs et d'utiliser des éléments d'accumulation traditionnels, tels que les ressorts.

CHAPITRE 2

RÉVISION ET AMÉLIORATION DU PROTOTYPE

ARIES est un projet de recherche débuté en 2020 ayant connu plusieurs itérations théoriques et physiques. En 2021, le premier prototype fonctionnel a foulé le sol analogue de l'Agence Spatiale Canadienne. Ce chapitre démarre avec ce prototype et vise à expliquer les choix conceptuels de celui-ci, documenter les enjeux rencontrés et présenter des pistes d'amélioration.

Il est important de garder en tête qu'ARIES est destiné au déploiement de multiples unités. En plus des contraintes techniques intrinsèques à un système robotique innovant tel que celui-ci, nous sommes également contraints par des aspects économiques. Les procédés de fabrication, les matériaux et les composants du commerce utilisés doivent être suffisamment accessibles pour permettre une production de plusieurs unités.

2.1 Mécanisme d'actionnement

ARIES est un robot sphérique barycentrique, ce qui signifie que son mouvement est généré par le déplacement de son centre de gravité à l'intérieur de la sphère. ARIES utilise sa structure comme pendule, faisant office de masse et son axe central de pivot. Ce choix nous permet d'éviter l'ajout d'une masse morte, habituellement utilisée pour contrôler la position du centre de masse et améliorer les performances du système dynamique. En effet, dans un robot sphérique barycentrique, on cherche à descendre le centre de masse pour augmenter le bras de levier et donc le couple disponible pour monter les pentes et accélérer. L'ajout d'une masse morte abaisse la position du centre de masse mais diminue également le rendement énergétique global. La volonté de maximiser le rendement énergétique est motivée par les cas d'application

envisagés pour ARIES puisque ceux-ci nécessitent une forte autonomie (exploration spatiale, inspection de lieux confinés, ...).

Le mécanisme d'actionnement utilisé dans ARIES a pour but d'offrir une flexibilité de mouvement optimale au robot tout en étant le plus compact et le moins énergivore possible. C'est pourquoi l'équipe du laboratoire INIT Robots s'est basée sur le travail de Karimi Eskandary & Angeles (2018) (*Voir Figure 2.1*) pour concevoir un mécanisme différentiel à actionnement cylindrique intégré dans ARIES (Belzile & St-Onge, 2022).

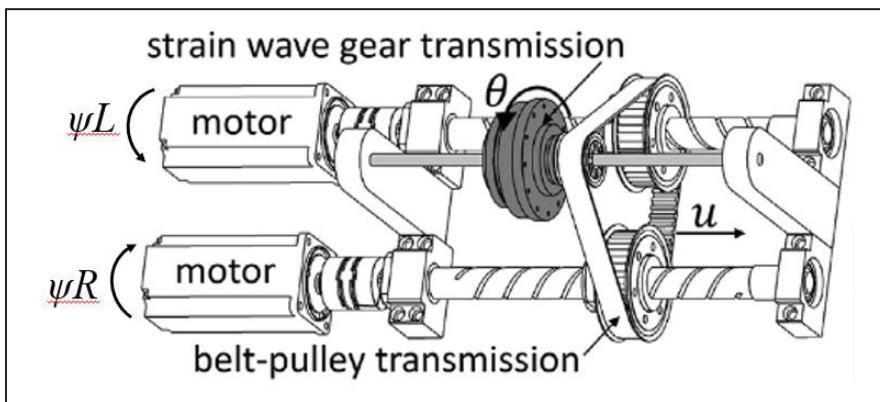


Figure 2.1 Mécanisme différentiel à actionnement cylindrique

Adaptée de Karimi Eskandary & Angeles (2018)

Dans le cadre d'ARIES, un mécanisme différentiel à actionnement cylindrique est particulièrement pertinent puisque la combinaison de la rotation et de la translation permet le suivi de trajectoires complexes de façon fluide tout en limitant le nombre d'actionneurs. La matrice jacobienne J lie les vitesses des degrés de liberté du mécanisme : \dot{u} et $\dot{\theta}$ (respectivement la translation et la rotation) avec la vitesse des actionneurs ($\dot{\psi}_L$ et $\dot{\psi}_R$) en fonction de p et G , respectivement le pas des vis et le ratio de réduction de la transmission.

Pour que les équations présentées ci-dessous par Belzile & St-Onge (2022) (2.1 à 2.3) soient valides, il est nécessaire que le pas des vis de transmission soit différent. C'est une condition nécessaire au fonctionnement du différentiel du mécanisme. Il est également possible

d'engendrer un différentiel avec des pas de vis différents, cependant la jacobienne s'en trouve modifiée.

$$J * \begin{bmatrix} u \\ \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Psi_L \\ \Psi_R \end{bmatrix} = \frac{1}{p} \begin{bmatrix} 2\pi & pG \\ -2\pi & pG \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

$$u = \frac{(\Psi_L - \Psi_R)}{2\pi} * p \quad (2.2)$$

$$\alpha = G * (\Psi_L + \Psi_R) \quad (2.3)$$

Le mécanisme implanté est composé de deux vis de transmission actionnées par des moteurs et une courroie liant un troisième axe à celles-ci. L'élément à mettre en rotation (ici, la coquille) est solidaire de ce troisième axe (*Voir Figure 2.2*).

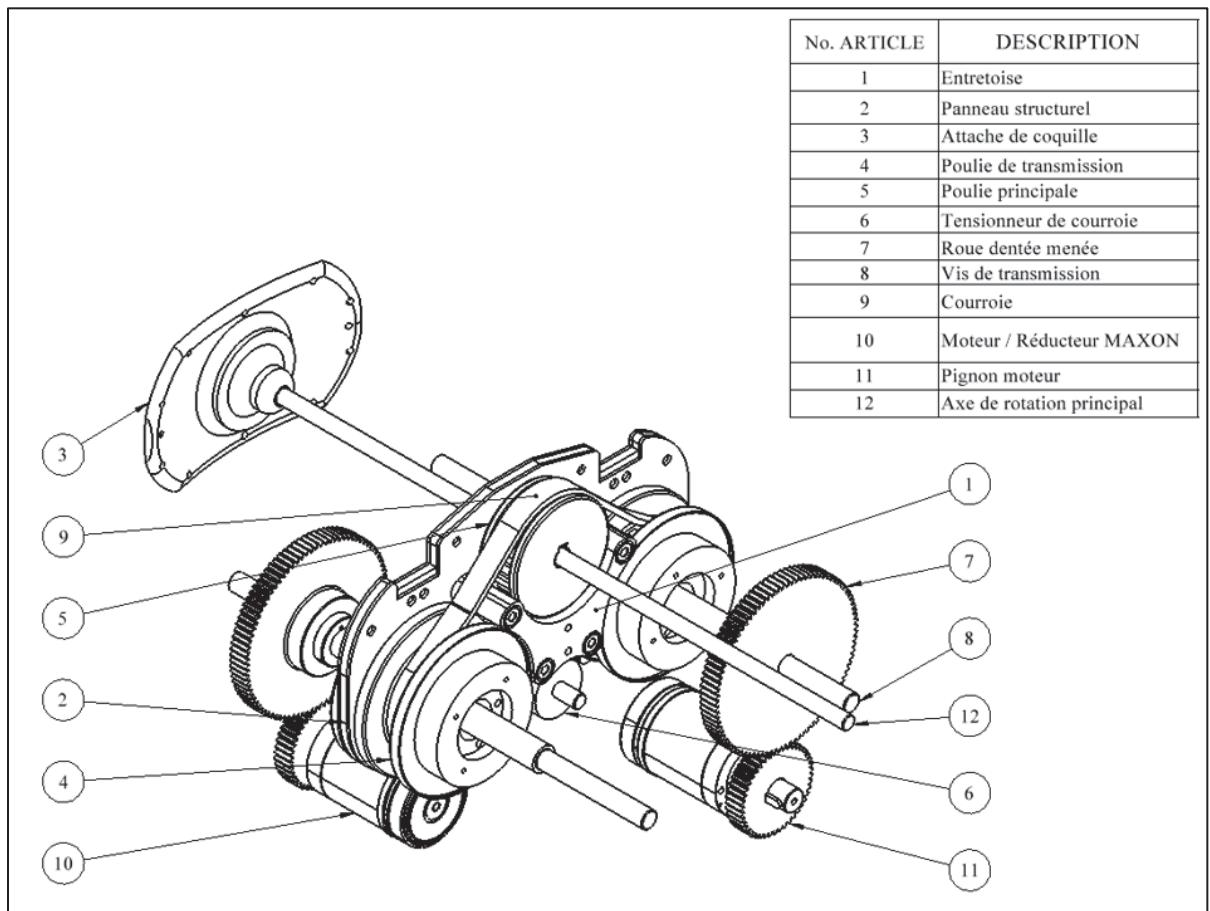


Figure 2.2 Mécanisme différentiel à actionnement cylindrique implanté dans ARIES

Dans la configuration présentée ci-dessus, le pas des vis de transmission est identique mais leur direction est opposée. Si la vitesse des moteurs est identique, lorsque les vis tournent dans un sens opposé, la courroie bloque la transmission de rotation puisque ces brins sont en tension. On obtient alors une translation puisque, les pas de vis étant opposés, leur direction est commune. Si les vis tournent dans le même sens, l'opposition du pas des vis tend à les faire translater dans un sens opposé l'une de l'autre. La structure reprend les efforts de poussée et annule la translation, seule la rotation est transmise au troisième axe par le biais de la courroie.

Toujours dans la même configuration, si la vitesse des moteurs n'est pas identique, la réversibilité du mécanisme permet de compenser l'écart de translation induit par le différentiel de vitesse en faisant tourner en sens inverse une des poulies. Durant cette phase, en plus de translater, les poulies tournent dans le même sens et engagent la courroie pour créer une rotation au troisième axe. C'est ce qu'on appelle le mouvement « couplé » du mécanisme.

Un mécanisme différentiel à actionnement cylindrique est composé de deux sous-mécanismes : l'actionnement cylindrique et l'articulation- π permettant respectivement de générer les mouvements et retirer la contrainte des vis coaxiales (voir Figure 2.1.3).

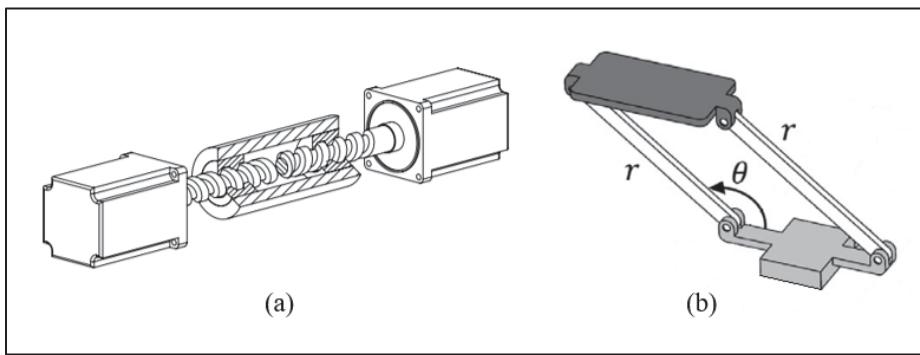


Figure 2.3 Mécanisme d'actionnement cylindrique (a) et articulation- π (b)

Tirée de Karimi Eskandary & Angeles (2018) et Harada, Friedlaender, & Angeles (2014)

Harada, Friedlaender, & Angeles (2014) présentent le mécanisme d'actionnement cylindrique comme une alternative aux technologies de génération de mouvements en translation pour les robots « pick-and-place ». L'articulation- π est un mécanisme à 4 membrures comportant deux

paires de membrures de longueur identique permettant de transmettre une rotation de l'une à l'autre. Il est utilisé pour la génération de mouvements 3D linéaires et conçu spécifiquement pour des robots « pick-and-place »

Ces deux sous-mécanismes peuvent être actionnés indépendamment au sein d'un même système. Cependant, en les reliant, il est possible d'obtenir une combinaison de rotation et de translation sans ajouter d'actionneurs supplémentaires et avec une disposition des vis de transmission plus flexible. Le mécanisme différentiel à actionnement cylindrique ainsi créé permet de générer des mouvements plus complexes pouvant être utiles dans différents domaines contextes (*Voir Figure 2.4 et Figure 2.5*).

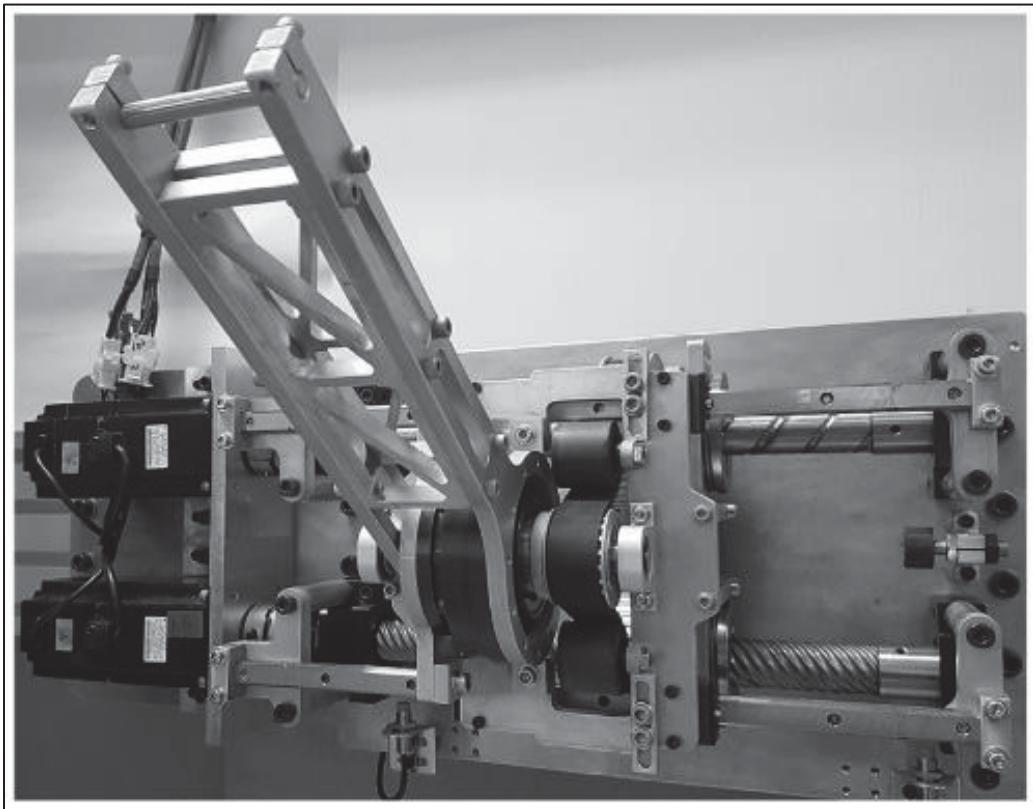


Figure 2.4 Bras de levage actionné par un mécanisme différentiel à actionnement cylindrique

Tirée de Karimi Eskandary & Angeles (2018)



Figure 2.5 Robot sphérique ARIES actionné par un mécanisme différentiel à actionnement cylindrique

2.2 Analyse de défaillance

Nous avons identifié trois fonctions du système à étudier pour améliorer les performances du prototype original : la rigidité de la structure, l'efficacité de la transmission de puissance et le guidage des mouvements internes. De plus, ces aspects sont certainement interdépendants. En parallèle de l'analyse mécanique, une amélioration de l'électronique embarquée ainsi que de la coquille est nécessaire. Ces éléments jouent un rôle crucial dans la fiabilité et la robustesse globale du robot. Une galerie d'images des observations faites lors de cette analyse est disponible en Annexes I « Galerie d'images des défaillances du prototype original ».

Afin de valider certaines hypothèses émises lors de la conduite de l'analyse de défaillance, plusieurs prototypes intermédiaires ont été développés. Bien que ces prototypes ne soient pas détaillés dans ce chapitre, certaines illustrations présentées proviennent de ces étapes de développement. Le prototype amélioré présenté comme solution à travers ce chapitre a été conçu avec la compagnie *Mekanic*, spécialiste dans la réalisation de systèmes mécaniques en collaboration avec des laboratoires de recherche. *Mekanic* a été mandaté de remodéliser les pièces suivant les solutions proposées dans les sections qui suivent et déterminées, sauf exception, par l'auteur de ce mémoire.

Mekanic s'est basé sur les problématiques présentées au cours de ce chapitre et les itérations expérimentales présentées en Annexes VIII « Itérations expérimentales du prototype d'ARIES » pour réviser la conception. Les éléments à la source des modifications de *Mekanic* ont été mises en lumière par l'auteur de ce mémoire.

2.2.1 Rigidité structurelle

La rigidité structurelle d'ARIES représente un grand défi puisqu'elle est intrinsèquement liée à la masse du robot, un enjeu de taille en robotique mobile. Diminuer la masse permet, entre autres, de réduire la consommation énergétique et de faciliter le transport des unités. Il est cependant nécessaire de garder une intégrité structurelle suffisante pour garantir le bon fonctionnement du système.

2.2.1.1 Problématique observée

Le plastique s'est imposé comme un matériau pertinent pour la conception du prototype original pour répondre aux enjeux concernant la masse (*Voir Figure 2.6*). En théorie, les vis ne génèrent pas de forces de poussées importantes. En pratique, cependant, la friction et les erreurs dimensionnelles dues aux procédés de fabrication complexifient le cas de chargement. Ces contraintes sont difficiles à déterminer théoriquement et donc à simuler, rendant le dimensionnement des pièces par itérations expérimentales de loin préférable.

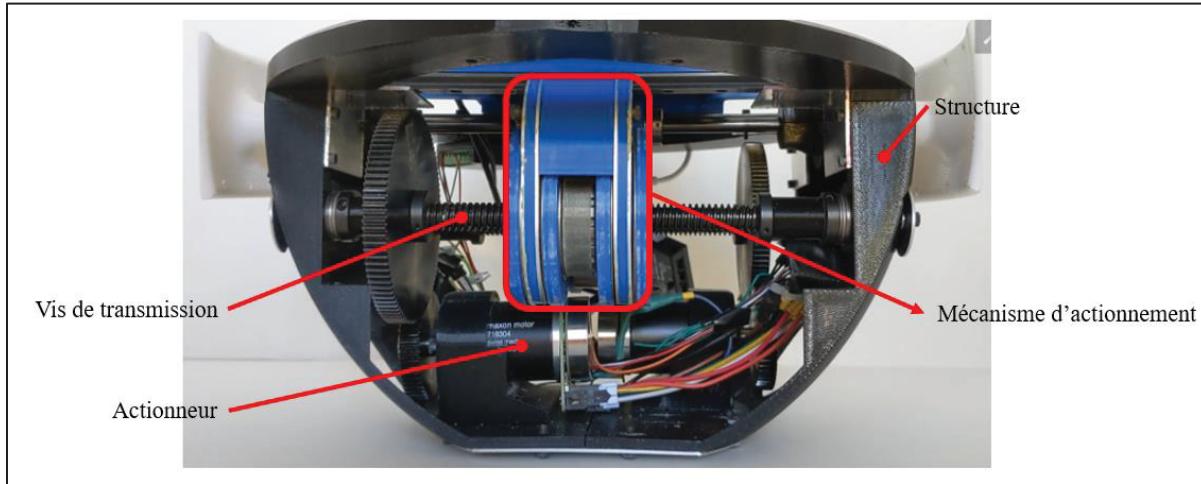


Figure 2.6 Prototype original d'ARIES en ABS

Le manque de rigidité de la structure du prototype original ne permet pas de contraindre totalement le mouvement d'avance des vis de transmission lors du fonctionnement ce qui entraîne une déformation de la structure. Cette déformation entraîne une non-perpendicularité entre le mécanisme d'entraînement et les vis, causant une augmentation de la friction dans les pièces en mouvement. Cette non-perpendicularité s'accentue au fil du temps jusqu'à faire bloquer le mécanisme. Ce phénomène peut engendrer le bris de plusieurs pièces n'ayant pas été conçues pour supporter une telle charge. Plusieurs comportements non désirés ont été observés, notamment :

- Flambement des panneaux du mécanisme d'actionnement
- Délaminage de l'ABS par fabrication additive dû à des efforts de tension
- Déformation ou bris du chemin de clavette sur l'axe de rotation de la sphère
- Cisaillement des supports de butées à rouleaux
- Usure prématuée des panneaux du mécanisme au niveau des butées à rouleaux et des logements de poulies

Les Figures 2.7 et 2.8 illustrent respectivement la déformation de la structure d'ARIES et le phénomène de blocage du mécanisme d'actionnement. Les lignes rouges représentent les axes des vis avec les flèches pointant dans la direction des vis. Les lignes bleues pleines représentent

l'état initial du système alors que les lignes bleues pointillés et les flèches bleues mettent l'emphasis sur les déformations observées.

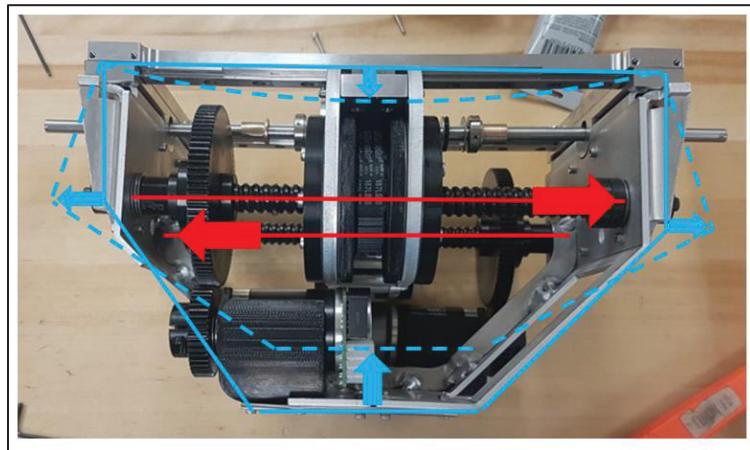


Figure 2.7 Déformation de la structure principale d'ARIES vue de côté

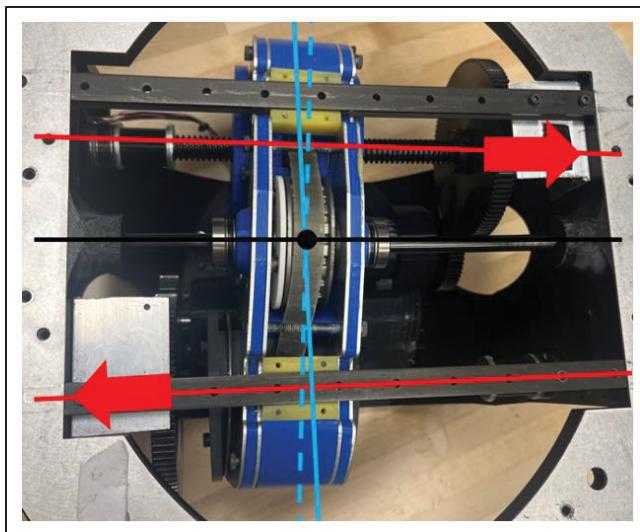


Figure 2.8 Phénomène de blocage de l'actionnement cylindrique

L'utilisation d'une structure moins rigide permet de répartir les contraintes à travers la déformation des différents éléments. Toutefois, cette déformation compense le différentiel de vitesse généré par le mécanisme d'actionnement. Dans notre application, cela empêche un fonctionnement « couplé ». Nous avons besoin d'une structure suffisamment rigide pour empêcher le mouvement des vis de transmission et permettre au mécanisme de transmettre un mouvement complexe.

La rigidité du mécanisme d'actionnement est également à prendre en compte. Les panneaux du mécanisme d'actionnement original sont conçus en sandwich d'aluminium et d'ABS pour maximiser les propriétés mécaniques tout en minimisant la masse (*Voir Figure 2.9*). En plus de manquer de rigidité, le collage des panneaux est fastidieux puisqu'il est nécessaire d'aligner l'ensemble des trous préalablement découpés au laser et d'intercaler le roulement de l'axe principal à l'intérieur du sandwich. Si le montage n'est pas réalisé correctement, les trous peuvent être décalés ou le roulement peut être endommagé par la colle.



Figure 2.9 Panneau structurel du mécanisme d'actionnement original

2.2.1.2 Solution proposée

Le découpage de la structure est progressivement revu pour intégrer des pièces usinées en aluminium au lieu de pièces imprimées en plastique (*Voir Figure 2.10 et Annexes VIII « Itérations expérimentales du prototype d'ARIES »*). La structure est composée de deux panneaux latéraux, un cadre supérieur et une tôle pliée en partie basse. Le cadre supérieur a pour fonction de garantir le bon positionnement des rails de guidage ainsi que de combattre le cisaillement induit par les vis de transmission. Les panneaux latéraux sont solidement liés au cadre par des goupilles de positionnement et maintenus par des vis. Afin de limiter leur flexion, *Mekanic* a jugé utile d'ajouter des renforts d'angles vissés dans le cadre supérieur et une barre

cylindrique traversant la structure de part en part. Ils proposent également de rigidifier le cadre supérieur à l'aide de deux poutres fixées au-dessus de celui-ci.

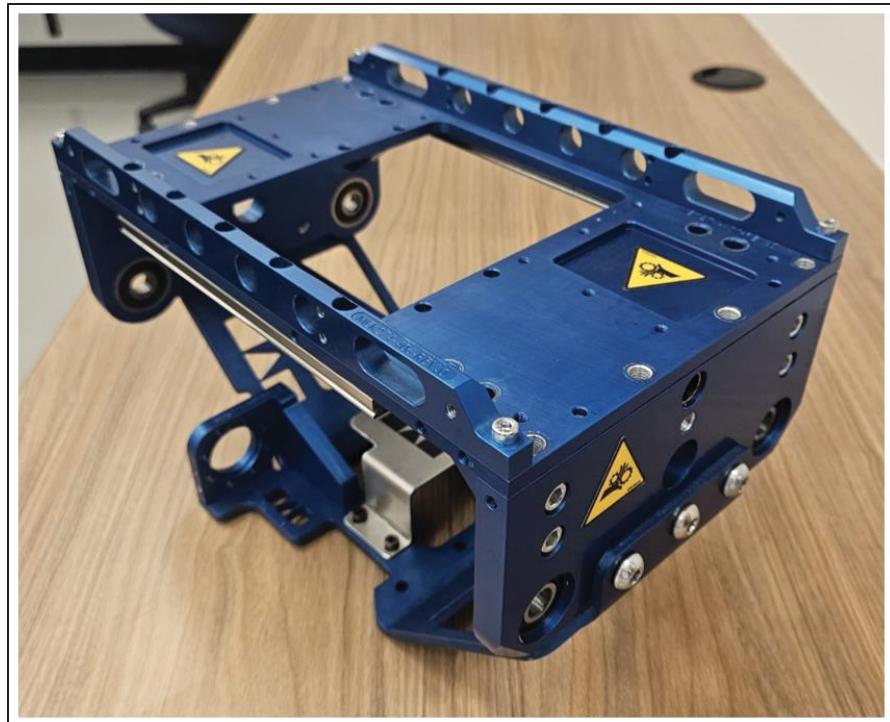


Figure 2.10 Structure améliorée

Nous pensons que le manque de rigidité du mécanisme d'actionnement est une des causes du phénomène de blocage observé. Un mécanisme parfaitement rigide permettrait de garantir la perpendicularité entre celui-ci, les vis de transmission et l'axe principal, et donc limiter le cisaillement observé lorsqu'un blocage survient. Le parallélisme des axes est discuté plus en profondeur dans la section 2.2.2 « Guidage des mouvements internes ».

Nous avons remplacé les panneaux sandwich en ABS par des panneaux usinés en aluminium dans lesquels on intègre des logements pour les roulements nécessaires au guidage des différents éléments en rotation. Des entretoises rectifiées en aluminium disposées en périphérie des panneaux garantissent l'entraxe au milieu du mécanisme ainsi que le parallélisme des panneaux structurels. Cette nouvelle conception est visible sur la Figure 2.11.



Figure 2.11 Mécanisme d'actionnement amélioré

En parallèle des améliorations apportées au prototype original, nous avons conçu un banc d'essai rigide pour le mécanisme d'actionnement dans le but d'isoler les problématiques et mieux comprendre l'impact de celle-ci sur les performances d'ARIES. Ce banc d'essai est composé de panneaux d'aluminium d'un demi-pouce d'épais rigidement liés entre eux par des goupilles de positionnement et des vis. Identique à la structure améliorée, les logements de roulement sont positionnés de sorte que les éléments structurels reprennent les efforts et les rails sont fixés à un cadre supérieur rigide. Nous considérons qu'une structure telle que celle-ci est suffisamment rigide pour assumer l'impact de la déformation structurelle comme négligeable. Si ce n'est pas le cas, la faisabilité d'ARIES est entièrement remise en cause puisqu'il est improbable d'intégrer une telle structure dans la sphère avec les contraintes d'encombrement et de masse en présence. La Figure 2.12 présente le banc d'essai équipé d'un prototype de mécanisme d'actionnement.

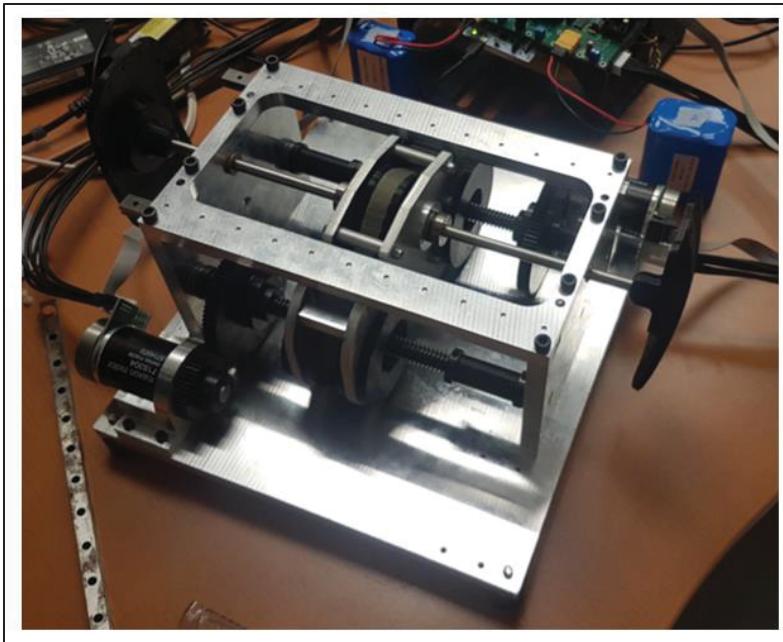


Figure 2.12 Banc d'essai rigide pour le mécanisme d'actionnement

Le banc d'essai peut être utilisé pour caractériser les frottements présents dans le système et analyser le comportement du mécanisme d'actionnement. Ces données expérimentales peuvent ensuite être comparées au modèle dynamique équivalent utilisé pour le contrôle, afin d'en affiner les paramètres. Toutefois, pour atteindre ces objectifs, une instrumentation adéquate du banc d'essai est nécessaire. Cet aspect est abordé dans la section 2.3 « Prototype révisé et recommandations ».

2.2.1.3 Essais de déformation sur la structure

Nous souhaitons caractériser l'amplitude de déformations de la structure sous l'effort de poussée des vis de transmission. Cette étape permet de déterminer expérimentalement les valeurs de déplacement en jeu pour juger de la performance des améliorations proposées ainsi que de déterminer une plage de déplacement dans laquelle le mécanisme fonctionne correctement. Nous n'avons pas jugé pertinent de quantifier les déplacements sur le prototype original, ni sur les itérations intermédiaires, puisqu'ils sont visuellement trop importants (*Voir Figure 2.7 et Figure 2.8*).

La Figure 2.13 présente le montage du prototype pour les essais de déformations de la structure. Le système (hors de sa coquille) est bridé à un bâti fixe sur sa partie inférieure. Nous utilisons ensuite des comparateurs munis de palpeurs plongeant pour mesurer le déplacement aux coins inférieurs des panneaux latéraux de la structure. Le déplacement observée en fonctionnement et illustrée précédemment sur la Figure 2.7 suggère que c'est à l'extrémité de ces panneaux que la structure se déforme le plus.

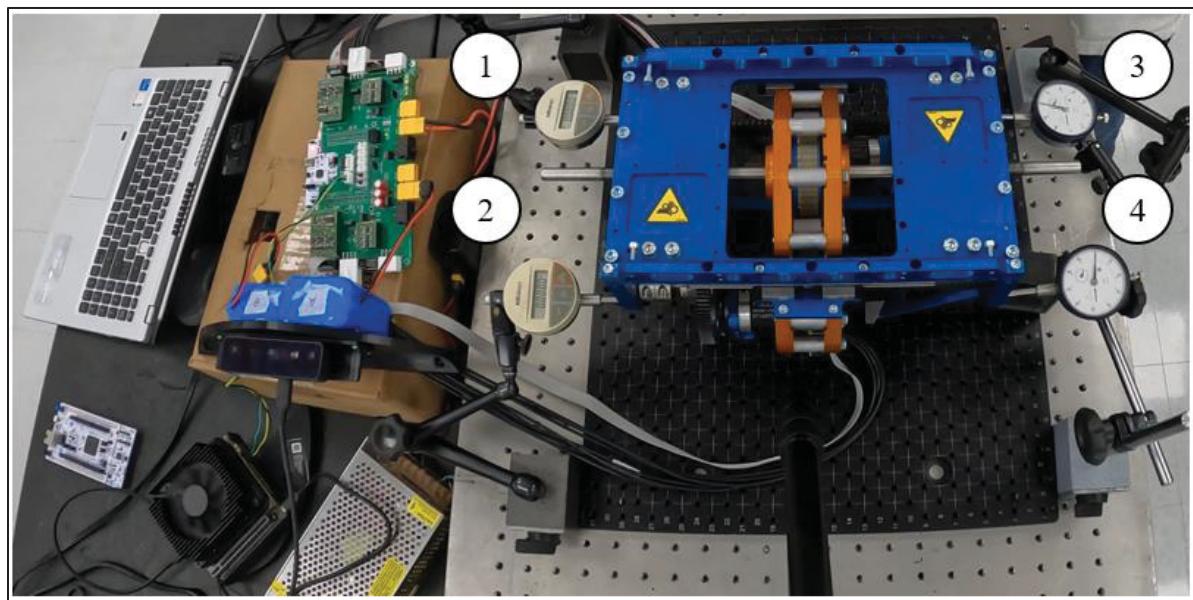


Figure 2.13 Montage pour l'essai de déformation de la structure

Nous utilisons deux comparateurs à cadran de la marque Mitutoyo (précision : 0.0001'', course : 0.5'') identifiés (3) et (4) ainsi que deux comparateurs numériques, également de marque Mitutoyo (précision : 0.0005'', course : 0.5''), identifiés (1) et (2). Idéalement, l'analyse serait menée avec quatre instruments identiques mais nous n'en disposons pas. Afin d'assurer la cohérence des mesures relevées, la précision retenue pour l'analyse correspond à celle de l'instrument le moins précis, soit 0.0005''.

Lors de l'essai, nous actionnons le mécanisme à travers le contrôleur comme si nous étions en fonctionnement réel. Les valeurs de déplacement mesurées sont ensuite corrélées aux

commandes envoyées au robot (rotation : α et translation : u). Cette approche nous permet de comprendre l'influence des différents mouvements imposés par le mécanisme sur la structure. La Figure 2.14 présente le déplacement maximal ressenti par la structure lors d'un mouvement de rotation pure. Ce déplacement maximal est obtenu au niveau du comparateur (1). On observe que le sens de rotation exerce une forte influence sur les données obtenues puisqu'on passe d'un déplacement quasi nulle pour la rotation horaire à presque 0.5mm pour la rotation anti-horaire.

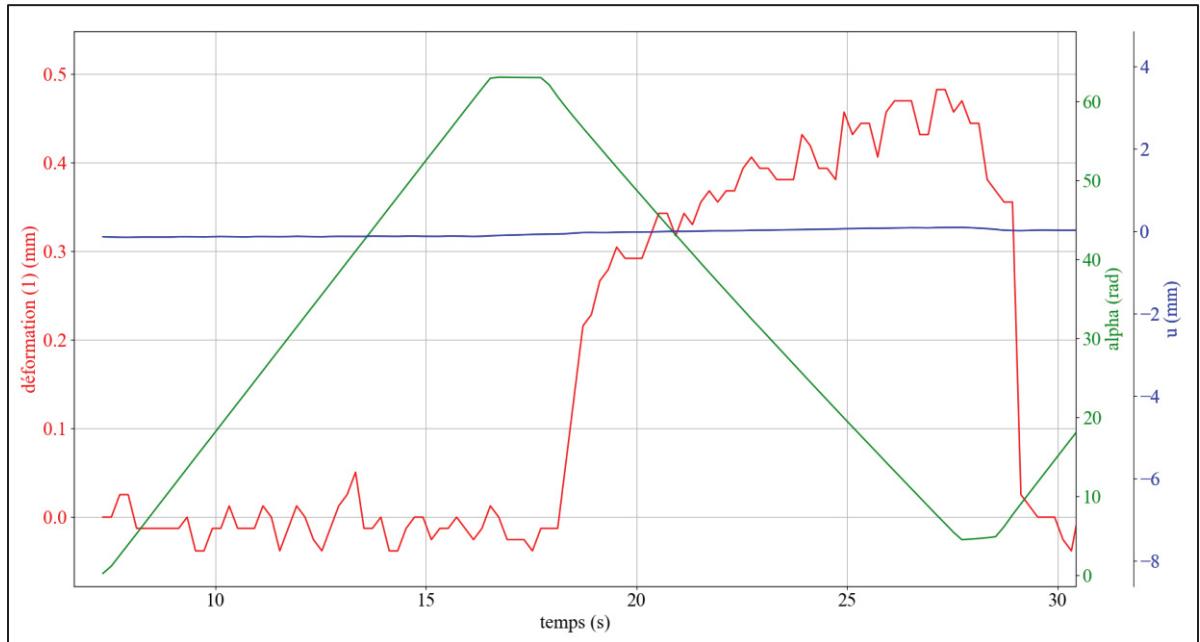


Figure 2.14 Déplacement observé au comparateur (1) lors du fonctionnement en rotation

On observe le même phénomène lorsqu'on actionne le mécanisme de façon « couplée », soit un mélange de rotation et de translation (*Voir Figure 2.15*). Lors du fonctionnement « couplé », le déplacement observé pour la rotation anti-horaire est trop important et risque de briser le mécanisme, nous avons donc arrêté l'essai avant d'atteindre l'amplitude maximal. Le déplacement maximal atteint lors de l'essai est de 1.2mm, soit plus de deux fois plus grande qu'en rotation pure.

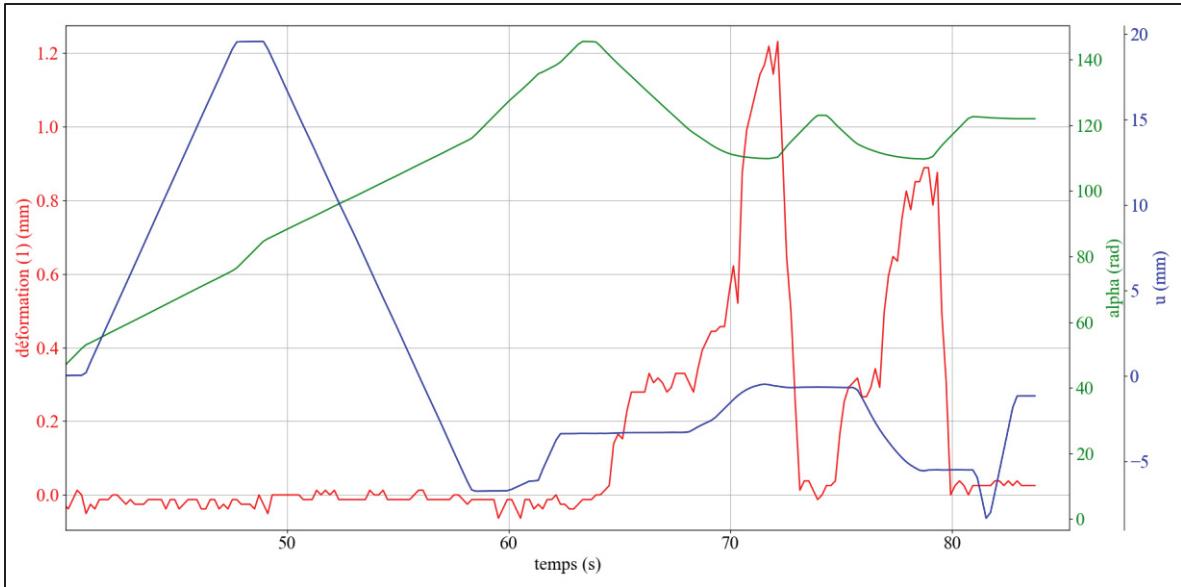


Figure 2.15 Déplacement observé au comparateur (1) lors du fonctionnement « couplé »

Finalement, la Figure 2.16 présente l'évolution du déplacement mesuré au cours de l'essai pour les quatre comparateurs, identifiés de (1) à (4). Comme attendu l'allure de la courbe (1) est similaire à celle de (4) puisque les efforts de poussée des vis de transmission sont exercés en sens opposé. La paire (2) et (3) suit le même comportement au signe près puisqu'au sein d'un même panneau, le déplacement est réparti autour du centre de celui-ci : une extrémité déforme en direction du comparateur tandis que l'autre s'en éloigne.

Nous observons cependant une asymétrie dans l'amplitude des valeurs mesurées. Les déplacements mesurés sur le panneau gauche sont environ 10 fois supérieures à ceux mesurés sur le panneau droit. De la même manière, sur un même panneau, on mesure un déplacement environ 2 fois plus important sur un côté par rapport à l'autre. On remarque également que cette tendance s'accentue lorsque l'amplitude est plus importante, notamment lorsque le mécanisme est en fonctionnement « couplé ».

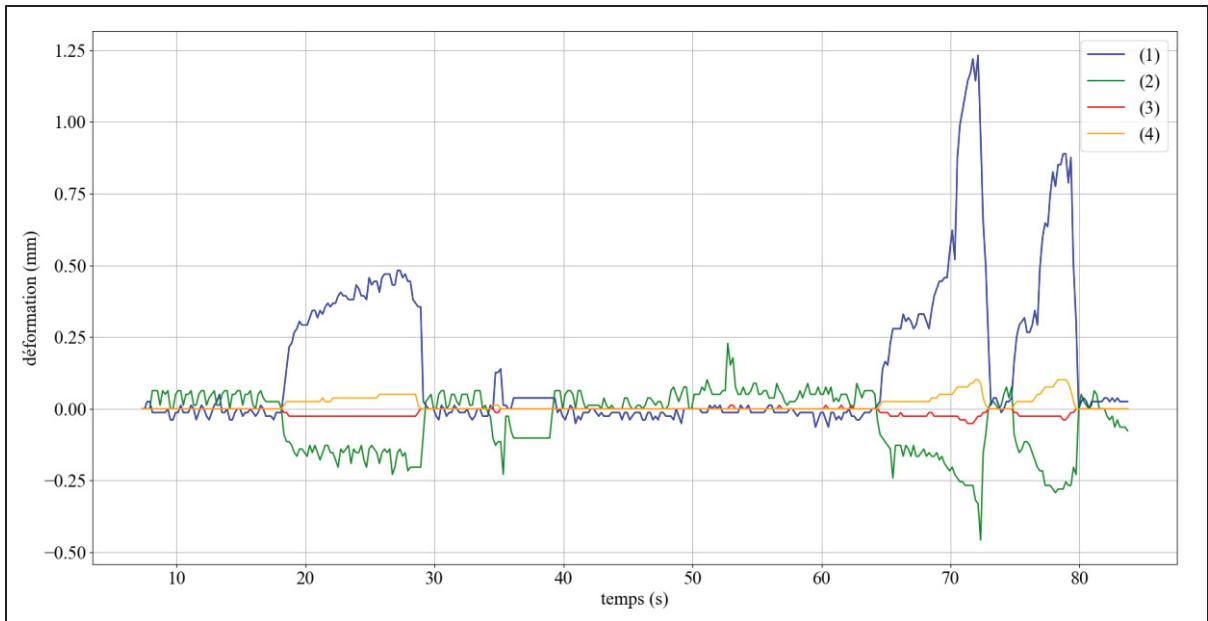


Figure 2.16 Comparaison du déplacement ressenti aux quatre coins de la structure

Les phénomènes observés peuvent s'expliquer de plusieurs manières. Premièrement, nous n'avions jamais remarqué un phénomène de blocage du mécanisme d'actionnement sur ce prototype avant d'avoir effectué un remontage complet du système. Nous soupçonnons donc que l'assemblage est particulièrement critique pour le fonctionnement du système. L'ensemble du système est usiné en aluminium et maintenu en position par des goupilles de positionnement en acier. Cette condition peut entraîner la déformation des logements dans le cas où l'assemblage n'est pas réalisé adéquatement, engendrant des erreurs de positionnement.

Dans un second temps, l'asymétrie globale observée peut s'expliquer par l'amplitude variable de la friction dans les différents composants ainsi que par la conception même du mécanisme d'actionnement. En effet, le mécanisme est conçu de façon asymétrique pour faciliter le montage, un collier de serrage sert de butée sur l'axe principal et l'ensemble des éléments s'enfile sur celui-ci par le même côté.

2.2.2 Guidage des mouvements internes

D'un point de vue conceptuel, les mouvements internes s'articulent autour des axes principaux (*Voir Figure 2.17*) sur lesquels la structure translate le long de ces axes. Les axes dits « actifs » sont guidés en rotation alors que les axes « passifs » font partie intégrante de la structure. Ces axes concentrent la majorité des besoins de guidage au sein du système. Par ailleurs, la transmission mécanique constitue une autre source de mouvements internes, avec notamment des liaisons par engrenage entre les moteurs et les vis de transmission, ainsi que la liaison poulie-courroie permettant de transmettre le mouvement de rotation à l'axe principal.

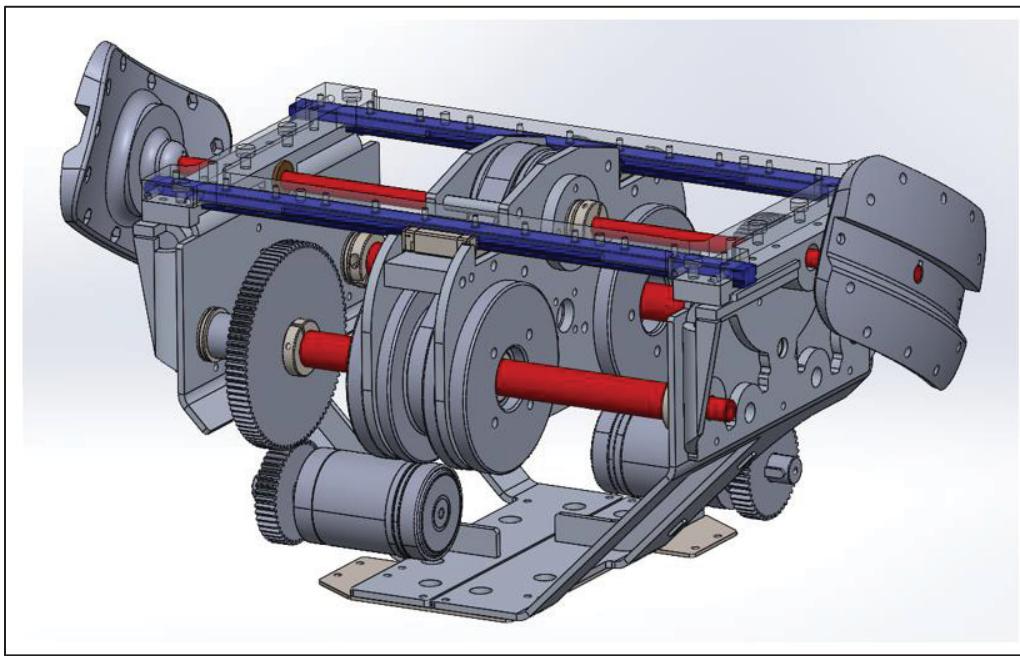


Figure 2.17 Axes principaux d'ARIES (axes actifs en rouge et passifs en bleu)

2.2.2.1 Problématique observée

Le parallélisme des axes principaux est un enjeu majeur pour le fonctionnement du système : leur désalignement entraîne des contraintes sur les composants et de la friction. Il est nécessaire de s'assurer que la structure les maintienne suffisamment en place mais également que le guidage soit adéquat. Les enjeux structurels ayant été adressés dans la section précédente, nous allons nous concentrer sur le guidage des éléments en mouvement.

Le guidage des vis de transmission s'avère insuffisant pour assurer le bon fonctionnement du système. Dans le prototype original, des roulements à billes à contact radial sont montés à l'extérieur de la structure afin de guider chaque extrémité des vis. Toutefois, les efforts de poussée exercés par les vis tendent à déformer les logements en plastique dans lesquels sont insérés les roulements, pouvant même entraîner leur délogement. Ce mauvais guidage provoque un défaut de coaxialité entre les vis et leurs écrous, ainsi qu'une variation de l'entraxe entre les deux vis, compromettant ainsi le parallélisme global du système.

Le blocage du mécanisme d'actionnement est principalement causé par les efforts de poussée générés par les vis de transmission. Ces efforts induisent une déformation de la structure par cisaillement en cas de rigidité insuffisante. Par ailleurs, ils engendrent un moment qui tend à accentuer la non-perpendicularité entre le mécanisme d'actionnement et les axes principaux. Bien que le guidage linéaire ne soit pas strictement nécessaire d'un point de vue conceptuel, il joue un rôle essentiel pour contrer ce moment et maintenir la perpendicularité du mécanisme d'actionnement par rapport aux axes principaux. Dans le prototype original, la configuration des chariots de guidage semble peu efficace dans ce rôle, car ceux-ci sont positionnés dans le même plan que le mécanisme d'actionnement. Ce choix de conception offre un faible bras de levier d pour résister au moment (Voir Figure 2.18).

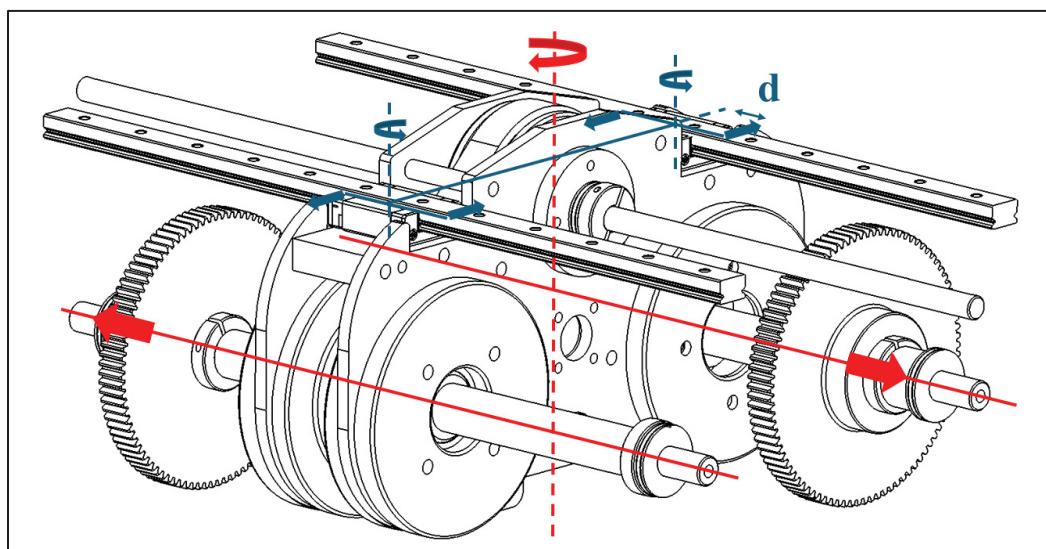


Figure 2.18 Effet du positionnement des chariots sur le moment induit par l'avance des vis de transmission

2.2.2.2 Solution proposée

Nous décidons, sur les conseils de *Mekanic*, de remplacer les roulements du prototype original par des roulements à contact oblique permettant de supporter un chargement combiné. Les logements sont positionnés de sorte que l'effort de poussée accoste les roulements contre les éléments structurels. L'utilisation d'un tel montage nous permet de simplifier l'assemblage en éliminant les paliers de butée, éléments servant à reprendre l'effort axial dans le prototype original. Nous ajoutons également deux roulements à contact oblique par panneau du mécanisme d'actionnement afin de mieux guider les vis de transmission. La Figure 2.19 présente une vue en coupe du système au niveau d'une des vis de transmission illustrant les améliorations proposées.

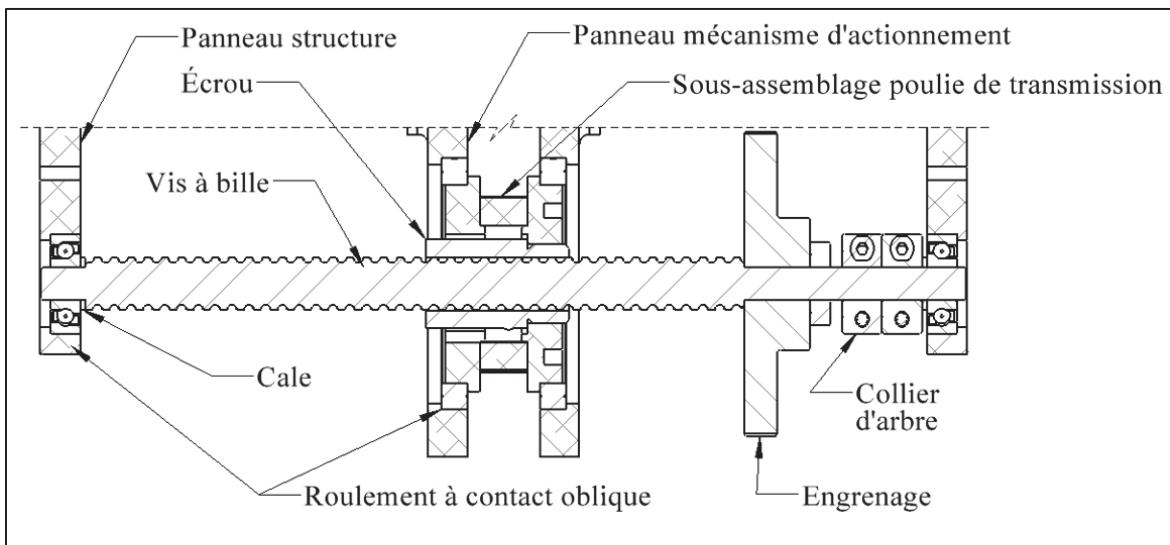


Figure 2.19 Guidage amélioré pour les vis de transmission

Le guidage de l'axe principal est également repensé pour intégrer les mêmes roulements à contact oblique à l'intérieur du mécanisme d'actionnement (*Voir Figure 2.20*). L'enjeu lié à l'effort axial est moins critique mais nous souhaitons limiter le nombre de références de composants standards. Un collier d'arbre, accessible même lorsque le mécanisme est assemblé, permet d'ajuster la position de l'axe principal par rapport au mécanisme. Il est essentiel que l'axe principal soit centré par rapport à la structure afin que l'amplitude de translation disponible soit maximale dans les deux directions.

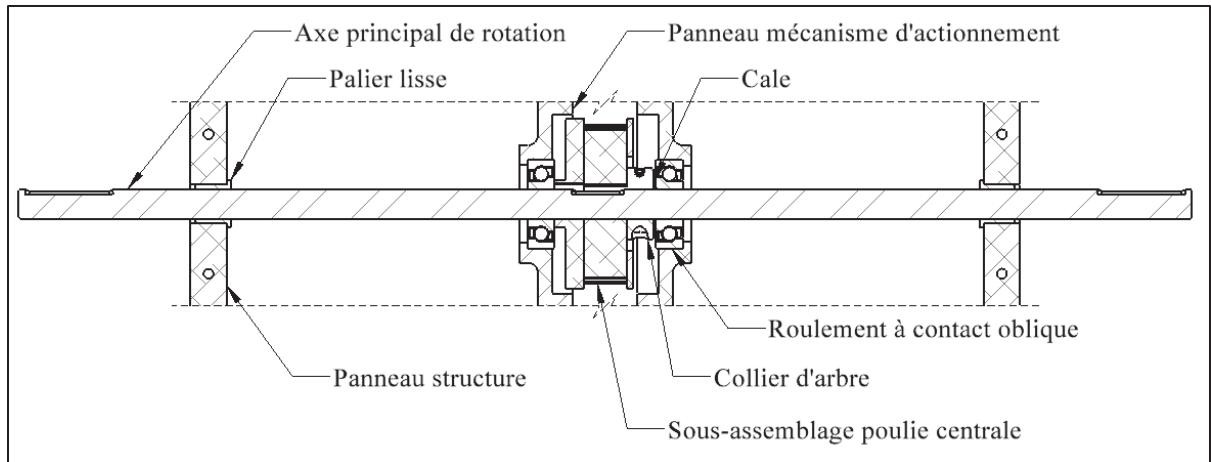


Figure 2.20 Guidage amélioré pour l'axe principal

Nous avons également doublé et excentré les chariots de guidage pour combattre le moment induit par l'effort de poussée des vis de transmission (*Voir Figure 2.21*). Vu l'encombrement disponible dans cette région du robot, nous ne pouvons pas les excentrer de manière trop importante.

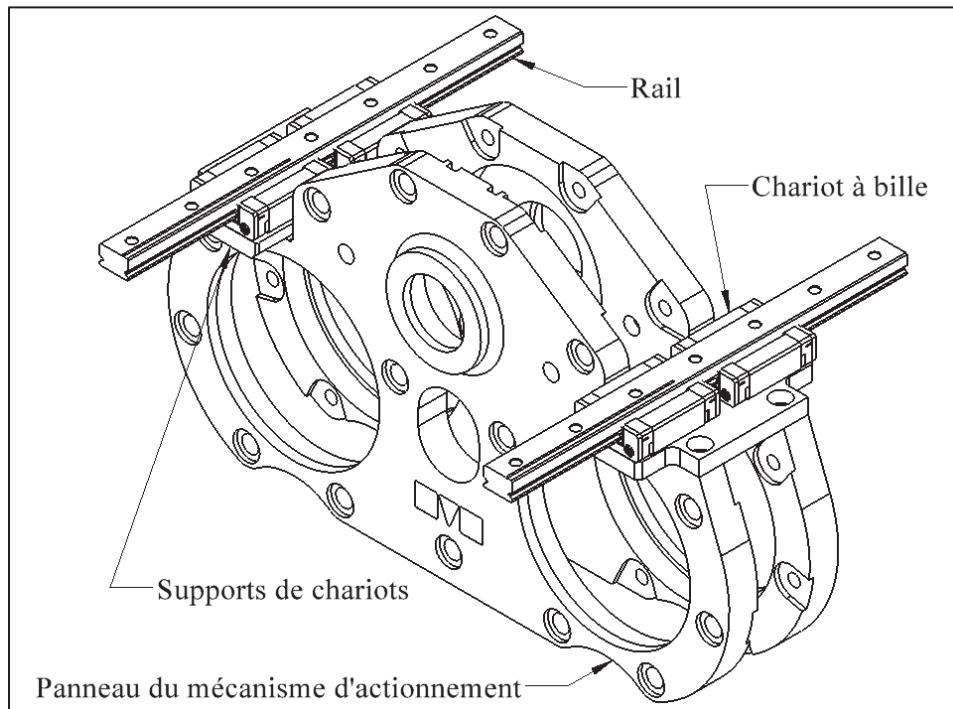


Figure 2.21 Guidage linéaire amélioré

L'ajout d'un troisième axe de guidage passif passant au milieu du mécanisme d'actionnement a été envisagé. Nous avons préféré garder l'espace disponible dans cette zone du robot pour intégrer la barre cylindrique présentée dans la section 2.2.1 « Rigidité structurelle ». Nous estimons que les gains réalisés en termes de rigidité structurelle sont plus bénéfiques que ceux réalisés en termes de guidage.

Au-delà de la modification du type de roulement utilisé, les intégrer dans des panneaux usinés permet d'améliorer la coaxialité de part et d'autre de la structure. Ce point a été abordé lors de nos itérations visibles à l'Annexes VIII « Itérations expérimentales du prototype d'ARIES ».

Nous avons également modifié le mode de fixation des rails, qui, dans le prototype original, n'étaient fixés qu'à leurs extrémités. Les rails sont désormais fixés sur toute leur longueur, ce qui permet d'améliorer la rigidité de la structure et de limiter les phénomènes de flexion susceptibles d'altérer la qualité du guidage linéaire. Cette amélioration a été rendue possible grâce à l'intégration du cadre supérieur dans la structure.

2.2.3 Efficacité de la transmission de puissance

L'efficacité de la transmission de puissance est influencée par plusieurs facteurs, notamment les caractéristiques de l'actionneur et la qualité des composants standards utilisés. Toutefois, la réduction de la friction dans le système constitue généralement un levier important pour améliorer cette efficacité. Dans notre cas, la friction est une problématique majeure.

2.2.3.1 Problématique observée

Premièrement, la friction crée une résistance interne qui nécessite plus de couple moteur pour faire bouger le mécanisme. Le couple nécessaire pour surmonter la friction cumulée lors du désaxement est supérieur à la capacité des moteurs : ils cessent de fonctionner et

s'endommagent. Dans le contexte du projet, il n'est pas viable de surdimensionner l'actionneur à cause de l'encombrement, la masse et la consommation énergétique.

Dans un second temps, cette accumulation de friction entrave la réversibilité du mécanisme, nécessaire au fonctionnement en mode « couplé ». En effet, les frottements nuisent au transfert du différentiel de vitesse d'un degré de liberté vers l'autre. Le mouvement est donc repris par les composants menant à un désalignement progressif. Ce désalignement accentue à son tour les frottements, jusqu'à entraîner un blocage complet du mécanisme.

Il est difficile de quantifier précisément la friction dans le système actuel en l'absence de capteurs de courant ni de couple, mais il est possible d'en localiser les principales sources en observant les marques d'usure sur les pièces. Sur le prototype original, des frottements indésirables ont été relevés entre les différents paliers de butée et les éléments structurels (*Voir Figure 2.22*), à l'intérieur des logements de poulies intégrés aux panneaux du mécanisme d'actionnement, ainsi qu'entre les vis de transmission et leurs écrous. Ces frictions contribuent à diminuer l'efficacité globale du système.

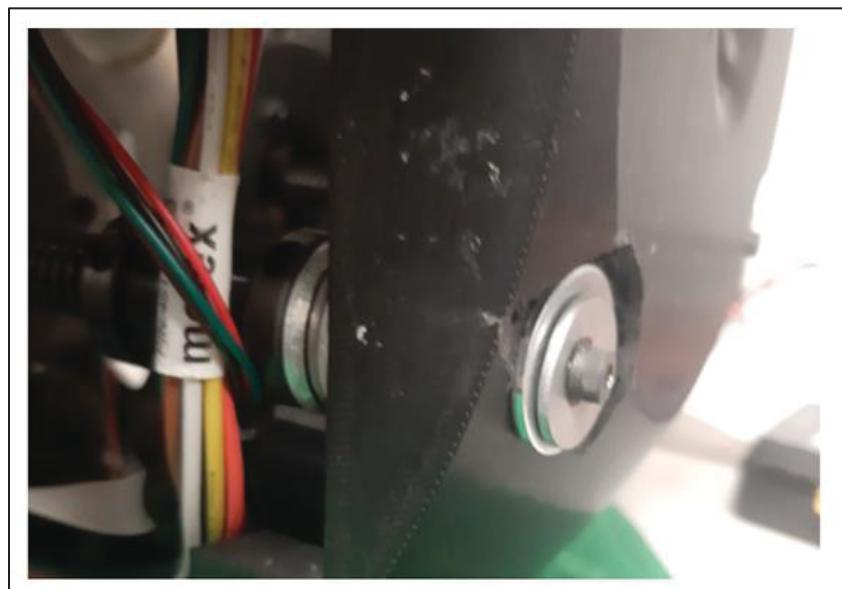


Figure 2.22 Arrêts axiaux des vis de transmission sur le prototype original

Le prototype original intègre des butées en extrémité des vis de transmission, jouant le rôle d'arrêts axiaux destinés à limiter les déplacements axiaux observés en fonctionnement. En complément, des paliers de butée sont également installés à l'intérieur de la structure afin de maintenir l'entraxe intérieur de la structure (*Voir Figure 2.22*). Cette redondance crée une surcontrainte mécanique, ce qui augmente la friction dans le système. Les paliers de butée sont également une technologie de reprise d'efforts axiaux entraînant beaucoup de friction.

Lors du fonctionnement, nous observons que la tension de la courroie n'est pas uniformément distribuée pouvant mener à un désengagement de celle-ci. Ce phénomène intervient principalement lors des changements de direction de rotation, la courroie se désengage puis se réengage plusieurs crans plus loin. Nous observons également que la courroie entre en contact avec les supports de chariots de guidage, pouvant mener à une usure prématuée de celle-ci (*Voir Figure 2.23*). Ces aspects n'empêchent pas le fonctionnement du mécanisme mais réduisent l'efficacité de la transmission de puissance.

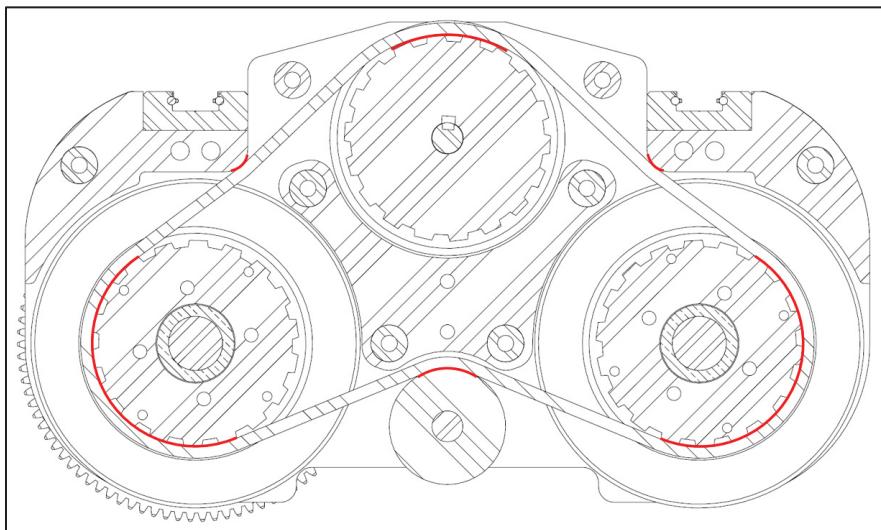


Figure 2.23 Chemin de la courroie dans le prototype original

Finalement, nous observons un jeu angulaire sur la liaison entre les vis de transmission et les engrenages ainsi que celle-ci et leurs écrous. Ce jeu angulaire nuit à la réversibilité du mécanisme d'actionnement ainsi qu'à l'efficacité globale du système en introduisant une latence dans la chaîne de commande.

2.2.3.2 Solution proposée

La liaison entre les vis de transmission et leur écrou respectif représente une des principales sources de friction. L'utilisation de vis à billes plutôt que des vis ACME permet de réduire la friction de cette liaison. Selon la littérature, le rendement moyen d'une vis à filets ACME est inférieur à 0,5 là où on peut s'attendre à un rendement supérieur à 0,9 pour des vis à billes (Chevalier, 1969). Au-delà du gain énergétique, l'utilisation de vis à billes aide à la réversibilité du mécanisme d'actionnement, caractéristique nécessaire pour générer un mouvement combiné. Le choix de vis ACME pour le prototype original provient principalement du manque de références de vis à billes avec filets à gauche, nécessaire pour avoir une opposition dans la direction des vis de transmission.

En pratique, l'utilisation de vis à billes nous a permis de rendre le mécanisme réversible mais a également amplifié le problème de blocage du mécanisme d'actionnement. Le blocage survient plus rapidement et dans un angle plus prononcé. Dès lors qu'on relâche l'actionnement, les vis à billes agissent comme un ressort et ramènent le mécanisme d'actionnement à sa position initiale, perpendiculaire aux vis. Ces nouveaux enjeux sont relatifs à la rigidité de la structure et au parallélisme des axes principaux, déjà abordés dans ce chapitre.

Concernant les arrêts axiaux des vis de transmission, l'utilisation de roulements à chargement combiné permet d'éliminer les paliers de butée et de diminuer la friction. Les colliers situés sur les dégagements en bout des vis de transmission font office de butée et sont ajustés lors du montage pour garantir le respect de l'entraxe intérieur de la structure (*Voir Figure 2.24*).

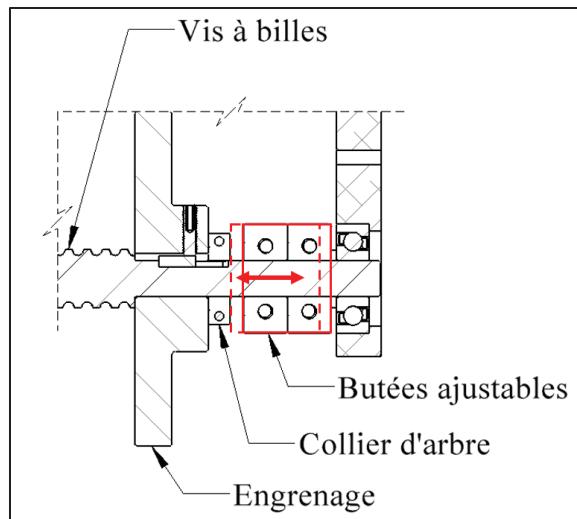


Figure 2.24 Solution d'ajustement des butées des vis de transmission

La répartition de la tension de la courroie a été revue pour limiter le désengagement de celle-ci. *Mekanic* propose de remplacer le tensionneur inférieur par deux tensionneurs sur la partie supérieure du mécanisme, permettant de mieux épouser la poulie de l'axe principal. La disposition symétrique des tensionneurs participe à garder une tension uniforme lors des changements de direction. La Figure 2.25 illustre le nouveau chemin de courroie avec le positionnement révisé des tensionneurs.

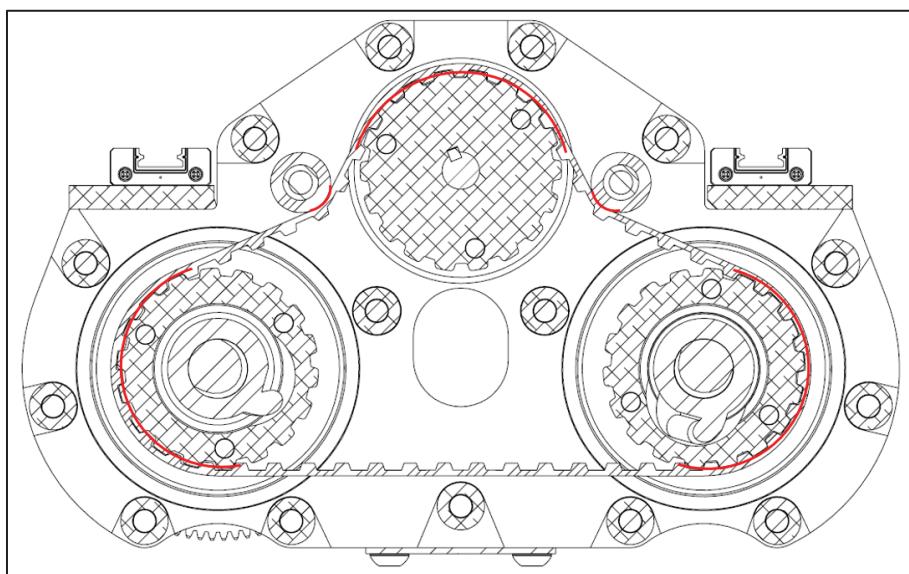


Figure 2.25 Chemin proposé pour la courroie

2.2.4 Électronique

2.2.4.1 Problématique observée

Sur le prototype original, la gestion des entrées et sorties électronique est gérée par des modules de prototypage de la marque Phidgets. Le signal provenant de ces modules est traité par l'ordinateur de bord (NVIDIA Xavier NX) par le biais d'une interface de programmation d'application (API) fournie par Phidgets. Cette approche est intéressante pour le prototypage puisqu'il est possible de rapidement tester et modifier l'installation. Cependant, nous observons des limitations à cette technologie : perte de paquets lors de la communication, connecteurs peu robustes, fabrication de connecteurs maison, beaucoup de câbles, limitation de la fréquence des boucles de commande.

La perte de paquets dans la communication entraîne une lecture erronée de la position des encodeurs des moteurs, ce qui induit un décalage entre les commandes émises par le contrôleur et celles reçues par le robot. Ces pertes de paquets peuvent également provoquer un plantage du contrôleur ou une déconnexion du réseau Wi-Fi. Cette situation met en évidence une problématique critique : l'absence de dispositif de sécurité, matériel ou logiciel, permettant d'arrêter le robot en cas de défaillance. La Figure 2.26 présente la plateforme électronique du prototype original.

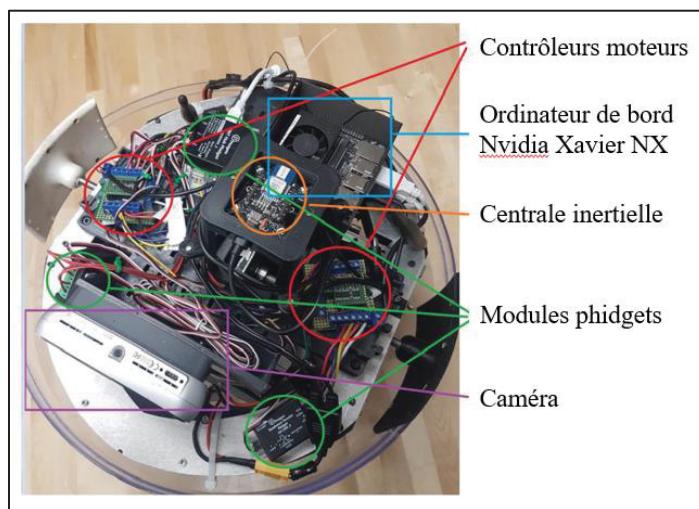


Figure 2.26 Plateforme électronique du prototype original

2.2.4.2 Solution proposée

Les problématiques observées nous poussent à concevoir un circuit imprimé personnalisé servant d'interface entre l'ordinateur de bord et les différents I/O. L'étude du prototype original nous permet d'avoir une bonne connaissance des besoins d'ARIES et de dresser un cahier des charges pour s'assurer que le circuit imprimé répond aux enjeux actuels et futurs :

- Contrôleurs moteurs : 2 pour le mécanisme d'actionnement et 2 pour le mécanisme de saut (voir Chapitre 3 « Mécanisme de saut »)
- Connecteurs standards (batteries, moteurs, encodeurs)
- Langage de programmation accessible et bien documenté
- Arrêt d'urgence physique et logiciel en cas de problème dans la coquille

La révision de l'électronique vise à rendre la plateforme plus polyvalente et facile à utiliser. Pour cela, nous avons choisi d'intégrer un microcontrôleur sous forme de carte plutôt qu'une puce seule. Ce type de carte a l'avantage d'être prête à l'emploi et compatible avec un grand nombre de bibliothèques. Nous avons retenu la carte *Nucleo-F446RE* qui utilise un processeur *STM32*, qui offre de nombreux entrées/sorties, ce qui permet d'intégrer facilement les fonctions actuelles tout en gardant de la flexibilité pour des ajouts futurs. Elle peut être configurée à l'aide du logiciel *STM32CubeIDE* et il est également possible de la programmer en langage Arduino grâce aux bibliothèques fournies par le fabricant.

La Figure 2.27 présente l'architecture de la plateforme électronique, incluant le circuit imprimé proposé. Un convertisseur de signal ainsi qu'un diviseur de fréquence sont intégrés afin de réduire la charge de traitement du microcontrôleur et s'assurer que les données des encodeurs sont traitées en temps réel et sans pertes. La communication entre le microcontrôleur et l'ordinateur de bord (*NVIDIA Jetson AGX Orin*) s'effectue via le protocole I2C. Cette plateforme a été réalisée en collaboration avec Michel Drouin, chargé d'application technologique à l'ETS; les requis ont été déterminés par l'auteur de ce mémoire et les tests réalisés par celui-ci.

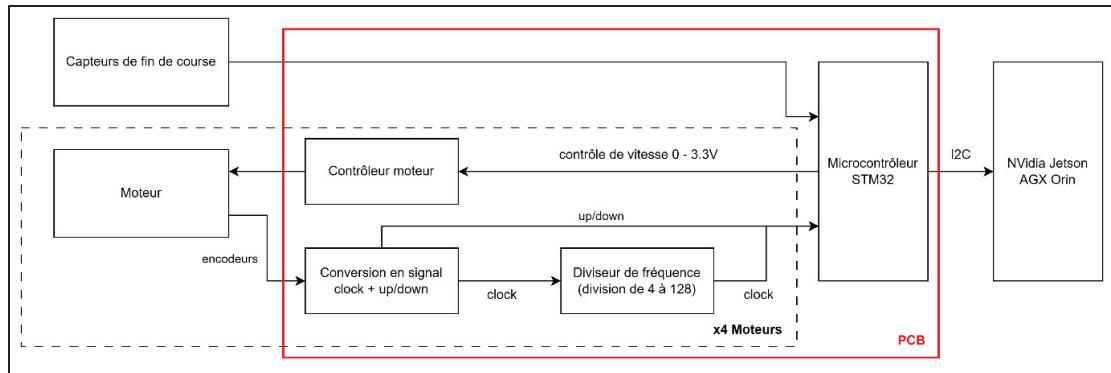


Figure 2.27 Architecture de la plateforme électronique révisée

La plateforme révisée, présentée en Figure 2.34, intègre également un dispositif de sécurité à la fois logiciel et matériel, permettant de couper l'alimentation des moteurs en cas de défaillance. La sécurité logicielle s'active automatiquement lorsqu'aucune communication n'est détectée pendant un certain délai. En parallèle, la sécurité physique repose sur des capteurs de fin de course qui préviennent l'atteinte des limites de déplacement en translation.

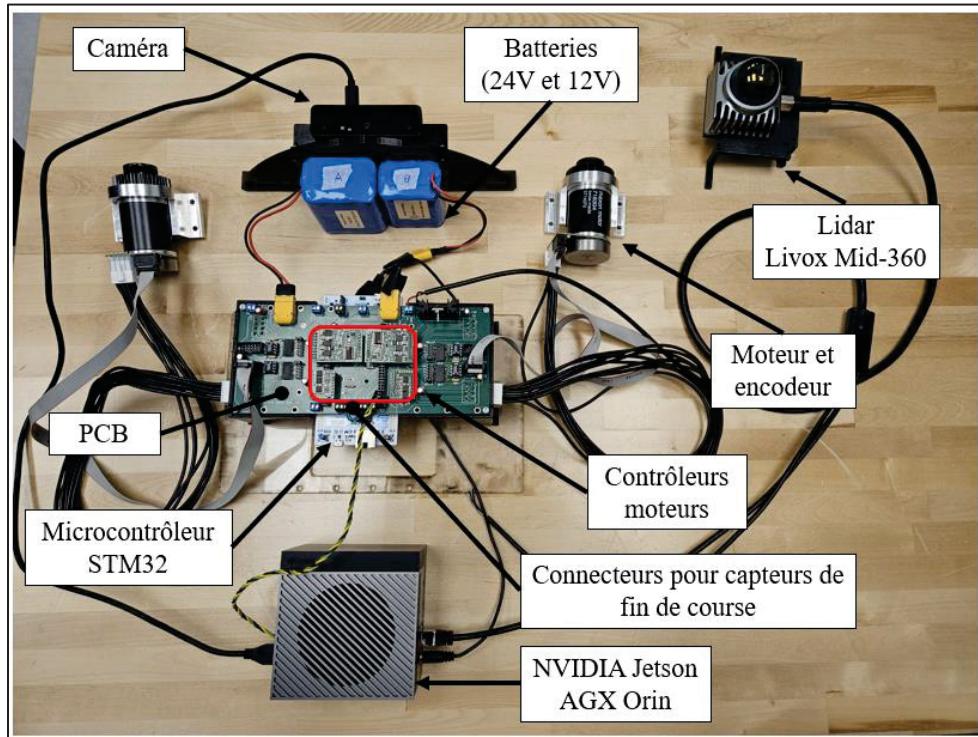


Figure 2.28 Plateforme électronique révisée

2.3 Prototype révisé et recommandations

Le mécanisme coconçu avec *Mekanic* et présenté par sous-systèmes à travers ce chapitre répond grandement à nos attentes. Nous sommes en mesure, pour la première fois, d'utiliser le mécanisme d'actionnement de façon « couplée ». Les Figure 2.35 et Figure 2.36 présentent respectivement le mécanisme complet hors de la sphère et monté dans la sphère avec la plateforme d'électronique révisée.



Figure 2.29 Mécanisme interne révisé

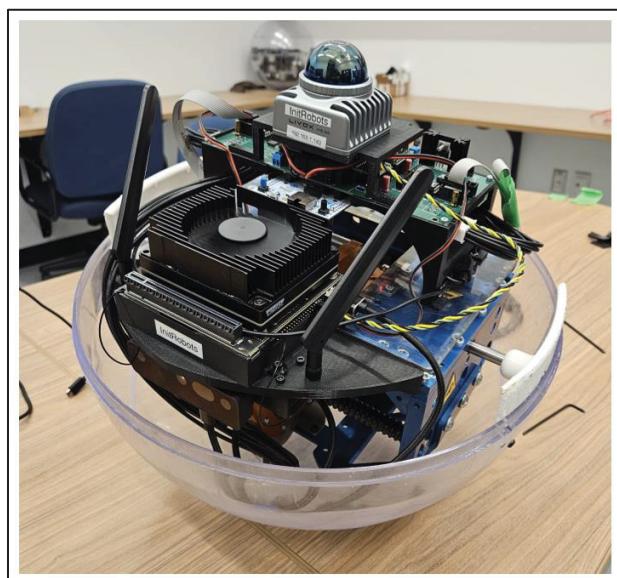


Figure 2.30 Prototype d'ARIES et plateforme électronique révisés

Certaines problématiques subsistent malgré tout avec ce nouveau prototype. Nous avons observé une détérioration du fonctionnement après remontage, il est nécessaire d'investiguer ce point et d'établir une procédure d'assemblage claire afin de garantir le fonctionnement du mécanisme.

Le fonctionnement « couplé » ne vient pas sans compromis puisque on estime que le centre de masse du prototype révisé est 16mm plus haut que sur le prototype original et qu'il est 3.5kg plus lourd (13.5kg au total avec l'électronique embarquée contre 10kg pour le prototype original). Ces changements ont un impact direct et visible sur la capacité à surmonter les obstacles, sur le rayon de braquage ainsi que sur la vitesse linéaire du robot. Il est important d'effectuer une analyse topologique de l'ensemble du système pour limiter l'ajout de masse aux endroits nécessaires uniquement.

Le mécanisme d'actionnement constitue le cœur d'ARIES, il est primordial de s'assurer de son bon fonctionnement avant d'optimiser les autres sous-systèmes. Il est donc intéressant d'explorer les possibilités offertes par le banc d'essai présenté dans la section 2.2.3 « Efficacité de la transmission de puissance ». Une approche possible est l'instrumentation de celui-ci pour quantifier l'impact des différents éléments composant le mécanisme d'actionnement sur l'efficacité globale du système. Voici une liste non exhaustive de capteurs pouvant apporter de l'information utile au développement du mécanisme :

- Cellules de charge 3D sur les logements de roulement des axes principaux : mesure des efforts de poussée des vis de transmission
- Capteur de distance entre la structure et les panneaux de l'actionnement cylindrique : mesure de la position et de l'angle du mécanisme
- Caméra vue de dessus et de côté : observations visuelles et référence physique pour la rotation et la translation
- Tachymètre sur chaque moteur : référence de vitesse des moteurs
- Masse morte ajustable en bout de l'axe de rotation : simulation du chargement

Nous pensons également qu'il est intéressant de comprendre l'influence du pas des vis sur les performances. Comme mentionné dans la section 2.2.3 « Efficacité de la transmission de puissance », il existe peu de références de vis à billes avec filet à gauche dans le commerce. Cependant, il est possible d'utiliser deux vis de transmission avec filets à droite si le pas de celles-ci est différent. Dans cette configuration, il y a différentiel de vitesses puisqu'une même vitesse de rotation aux moteurs se traduit par une avance plus ou moins rapide au niveau des vis. D'un point de vue conceptuel, augmenter le pas des vis de transmission réduit la force de poussée exercée par celles-ci et augmente la réversibilité du mécanisme. Cependant, le couple transmis et la finesse du déplacement s'en retrouvent réduit. Cette modification change également en profondeur l'approche de contrôle ainsi que le cas de chargement mécanique. Il est pertinent de réaliser une campagne expérimentale ayant pour objectif de déterminer la meilleure combinaison de pas et direction des vis, maximisant les performances du mécanisme.

Il est également intéressant de chercher une référence de vis à bille de précision avec un tolérancement garanti par le constructeur. Cette solution a pour avantage de réduire le jeu angulaire entre les vis et leurs écrous, favorisant une meilleure efficacité de la transmission ainsi qu'une meilleure réversibilité du mécanisme d'actionnement.

Finalement, nous observons une forte détérioration de la visibilité dans la coquille après plusieurs utilisations (*Voir Figure 2.37*). Nous pensons qu'il est pertinent d'évaluer l'impact de ce manque de visibilité sur les performances du robot.

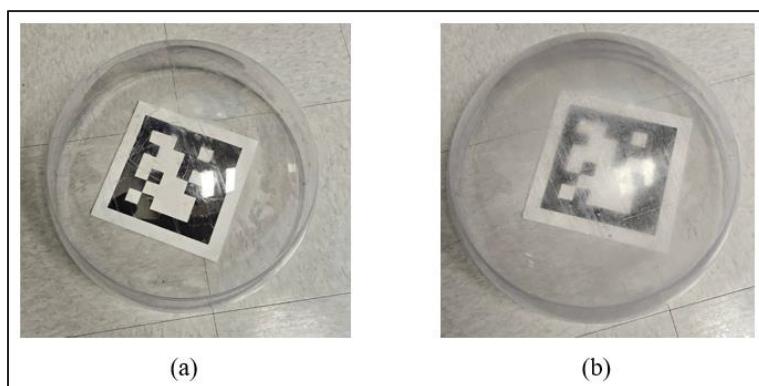


Figure 2.31 Différence de vision entre une coquille peu utilisée (a) et une coquille souvent utilisée (b)

CHAPITRE 3

MÉCANISME DE SAUT

La volonté d'ajouter un mécanisme de saut dans ARIES remonte aux premiers tests de roulage sur le terrain, réalisés sur le sol analogue de l'Agence Spatiale Canadienne en 2021. L'équipe a constaté le principal défaut de tout robot sphérique : le franchissement d'obstacles. C'est pour répondre à ce besoin que nous avons développé un mécanisme de saut adapté à ARIES.

Le prototype révisé présenté dans le second chapitre assure une robustesse suffisante pour l'intégration d'un mécanisme de saut. Le présent chapitre décrit la conception de ce mécanisme ainsi que la caractérisation de ses performances.

3.1 Objectifs et contraintes

L'intégration du mécanisme de saut dans ARIES représente le principal défi de cette conception. En effet, la revue de littérature nous a permis de mettre en lumière qu'il existe peu de mécanismes permettant de faire décoller une masse de l'ordre de celle d'ARIES (12kg) tout en ayant un volume disponible pour le mécanisme de saut très restreint. Cependant, contrairement à d'autres mécanismes conçus, notre cas d'application n'implique pas de sauter le plus haut possible. Le but du saut est uniquement de « décoincer » la sphère.

En gardant en tête l'objectif final, l'intégration du dispositif dans ARIES, nous avons dressé une liste de contraintes à respecter pour la conception de ce mécanisme :

- La hauteur de saut atteinte grâce au dispositif doit permettre à ARIES de reprendre une phase de roulage une fois à nouveau au sol
- Le système doit s'intégrer à la mécatronique actuelle du robot (contrôle bas niveau des moteurs, sources de puissance, etc.)
- Le système ne doit pas obstruer la vision des équipements embarqués

- La coquille doit rester aussi imperméable que possible
- Le système doit s'intégrer à ARIES sans augmenter la taille de celui-ci (42cm de diamètre)
- Le système doit permettre plusieurs sauts successifs dans une mission

À la suite de la revue de littérature des mécanismes de saut présentée en section 1.2 du chapitre 1, nous avons opté pour un concept basé sur la conversion rotatif-linéaire. Le principe est de convertir la puissance d'un moteur en mouvement linéaire par l'intermédiaire d'éléments mécaniques servant à la transmission et l'accumulation d'énergie. Ce choix est principalement basé sur l'espace disponible pour le système : comme illustré à la Figure 3.1, un mouvement angulaire tel qu'une patte d'insecte implique un encombrement sphérique important, là où un mouvement linéaire peut être contraint dans un cylindre.

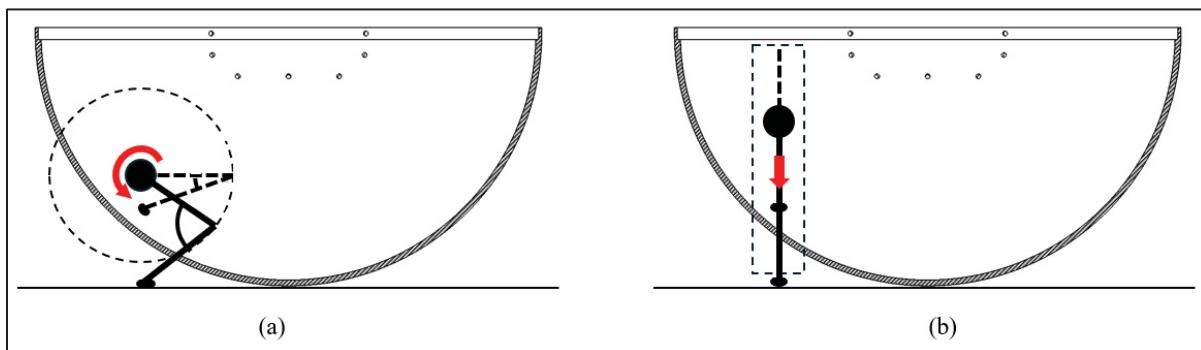


Figure 3.1 Encombrement d'un mécanisme de saut angulaire (a) et linéaire (b)

L'accumulation d'énergie est simple à intégrer : nous utilisons un ressort qui se comprime lors de la phase de chargement et libère l'énergie accumulée une fois le saut déclenché. Finalement, notre concept, suivant un critère critique extrait de la revue des concepts similaires, permet de découpler l'actionneur lors du déclenchement du saut afin de minimiser la friction et l'inertie ainsi que de maximiser la restitution d'énergie. Nous n'utilisons pas d'actionneur supplémentaire pour le découplage afin de minimiser le coût énergétique.

3.2 Concept préliminaire

La Figures 3.2 et 3.3 illustrent respectivement le concept du mécanisme de saut et ses composants, puis sa séquence d'actionnement.

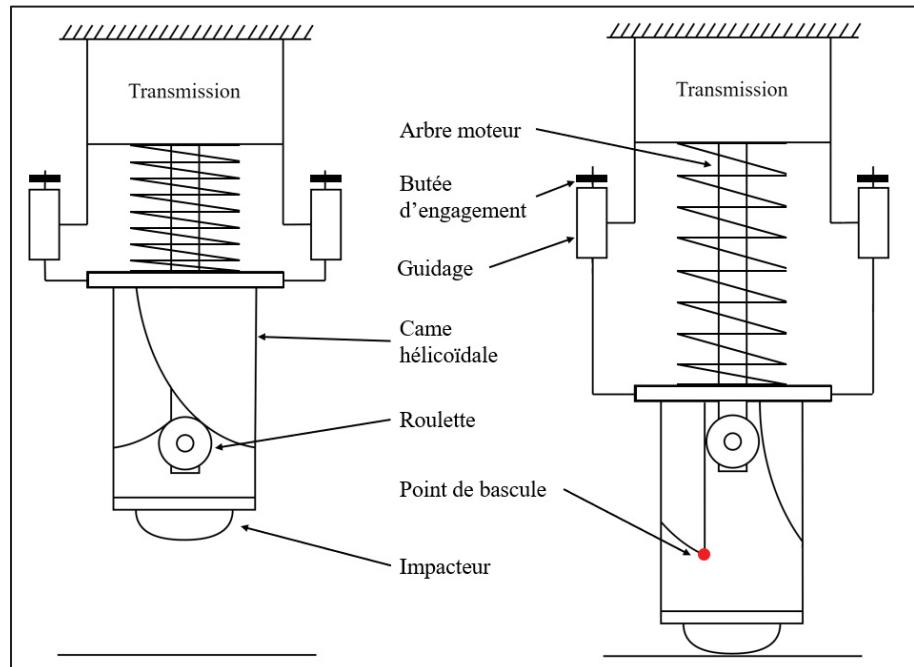


Figure 3.2 Présentation du concept de mécanisme de saut

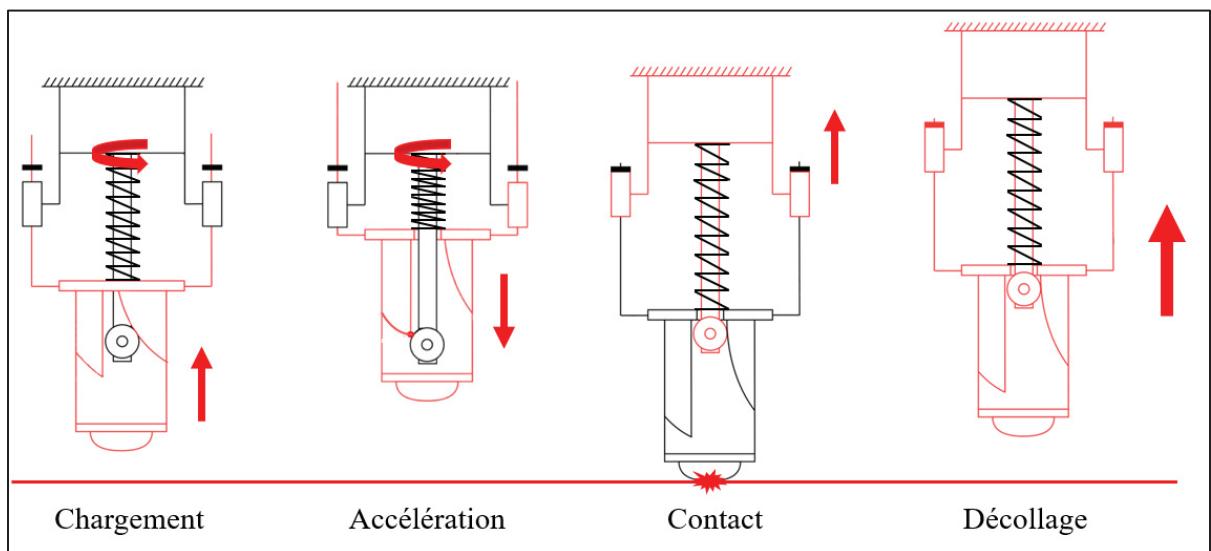


Figure 3.3 Séquence d'actionnement du mécanisme de saut

Le principe de fonctionnement du mécanisme de saut proposé repose sur l'accélération d'une masse, appelée impacteur, vers le sol. L'impact ainsi généré crée une impulsion qui propulse l'ensemble du système dans les airs. L'énergie nécessaire à ce saut est accumulée à l'aide d'un ressort comprimé par le mouvement vertical de l'impacteur. Ce mouvement est produit par une came hélicoïdale, dont le rôle est de convertir la rotation du moteur en un déplacement linéaire.

Le sous-système d'actionnement, fixé au bâti, comprend un moteur couplé à une transmission destinée à augmenter le couple disponible. Un second axe, muni de deux roulettes, assure l'interface mécanique avec la came hélicoïdale sur laquelle l'impacteur est attaché. Lors de la phase de chargement, la rotation du moteur fait progressivement translater l'impacteur vers le haut, comprimant ainsi le ressort situé autour de l'arbre moteur.

L'énergie potentielle accumulée dans le ressort est ensuite restituée sous forme d'énergie cinétique au moment du déclenchement du saut. Une partie de cette énergie est perdue en friction lors des mouvements. Le saut est initié sans recours à un actionneur supplémentaire : une rainure verticale dans la came crée une discontinuité du profil. Lorsque les roulettes tombent dans la rainure, celles-ci ne sont plus soutenues, et le ressort se détend brusquement : l'impacteur est alors propulsé vers le bas. Lors de cette phase (l'accélération), l'actionneur est mécaniquement désengagé puisque les roulettes ne sont plus en contact avec la came.

L'impact avec le sol génère une force suffisante pour faire décoller la structure. Celle-ci amorce son décollage jusqu'à atteindre des butées servant à engager le décollage de l'impacteur, c'est ce qu'on appelle la phase de contact. Il est également probable que l'accélération de l'impacteur génère une force de réaction suffisante pour initier le saut, avant même le contact avec le sol. Finalement, l'ensemble du système décolle.

3.2.1 Came hélicoïdale

Le but de la came hélicoïdale étant de convertir la rotation en translation, il est important que son profil favorise la composante verticale de la force résultante du contact. Nous devons

également prendre en compte que la course du ressort est égale à la longueur de la came puisque le ressort est comprimé jusqu'au point de bascule. Il est donc nécessaire de trouver un compromis entre l'angle de came et sa longueur permettant de maximiser la force développée. La Figure 3.4 présente le diagramme de la force de contact exercée par la roulette sur différents profils de came.

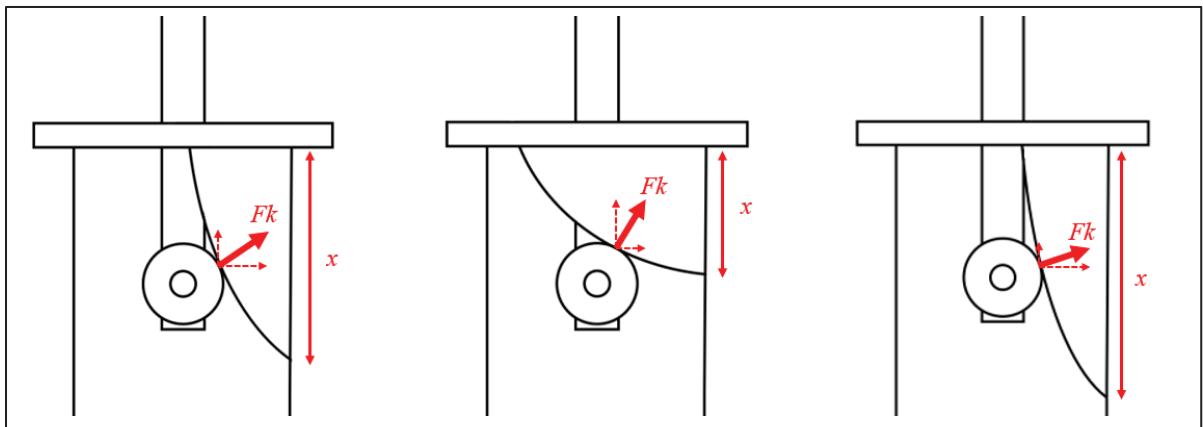


Figure 3.4 Diagramme de la force du contact entre la roulette et la came hélicoïdale

Le contact entre la came et la roulette peut être assimilé à une vis de transmission, où l'arbre joue le rôle de vis et la came celui d'écrou. On peut donc calculer le couple nécessaire pour comprimer le ressort avec les équations suivantes :

$$T = Fk * L / (2 * \pi) \quad (3.1)$$

$$Fk = k * x \quad (3.2)$$

$$L = nd * p \quad (3.3)$$

Le couple T dépend de la force appliquée par le ressort Fk ainsi que de la longueur d'avance de la vis : L . La longueur d'avance dépend du pas de la vis p et du nombre de départs de filets nd . Pour une vis avec un seul départ de filet, la longueur d'avance correspond à la translation obtenue par une révolution complète de celle-ci. Dans notre cas, on a intérêt à diminuer la longueur d'avance L pour diminuer le couple nécessaire à la compression du ressort. Cependant, pour ne pas charger asymétriquement le système nous choisissons un minimum de 2 départs de filets, soit 2 roulettes.

Pour une course et un diamètre identiques, augmenter le nombre de roulettes diminue l'encombrement disponible à la base de la came. De ce fait, le profil de came est plus élancé et favorise la composante horizontale de la force de contact. Ce point confirme qu'un nombre réduit de roulettes est bénéfique pour le fonctionnement du mécanisme. La Figure 3.5 illustre l'évolution du profil de came en fonction du nombre de roulettes.

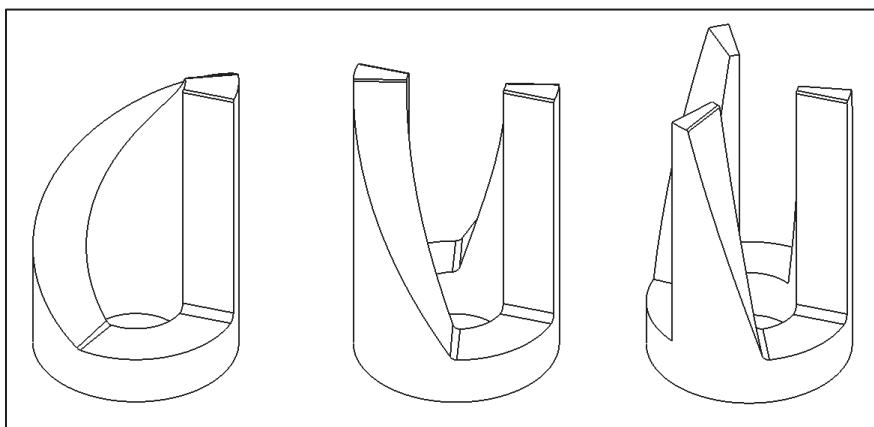


Figure 3.5 Exemples de profils de came avec une, deux et trois roulettes

3.2.2 Intégration dans ARIES

Les enjeux d'intégration du mécanisme de saut dans ARIES influent grandement sur les choix de conception. Il est important de s'assurer que les dimensions du mécanisme conçu sont en adéquation avec l'encombrement disponible, qu'il ne remonte pas le centre de masse de façon trop significative ou qu'il ne nuit pas au roulage du robot.

L'espace central de la sphère étant déjà fortement encombré, nous avons opté pour l'intégration de deux mécanismes identiques, disposés de manière symétrique à l'intérieur du robot. Ce choix nécessite une synchronisation de l'actionnement ainsi qu'une liaison mécanique entre les deux mécanismes. En effet, sans liaison adéquate, chacun frapperait le sol à l'endroit où il se trouve, ce qui n'est pas envisageable puisque le mécanisme doit impérativement rester circonscrit à l'intérieur de la sphère lorsqu'il est armé, tout en étant capable d'atteindre le sol au moment du saut. C'est un critère indispensable pour ne pas gêner le mouvement de roulage

du robot qui nécessite un mécanisme télescopique si aucun élément de liaison ne redirige l'impact au centre de la sphère. La Figure 3.6 illustre cette contrainte.

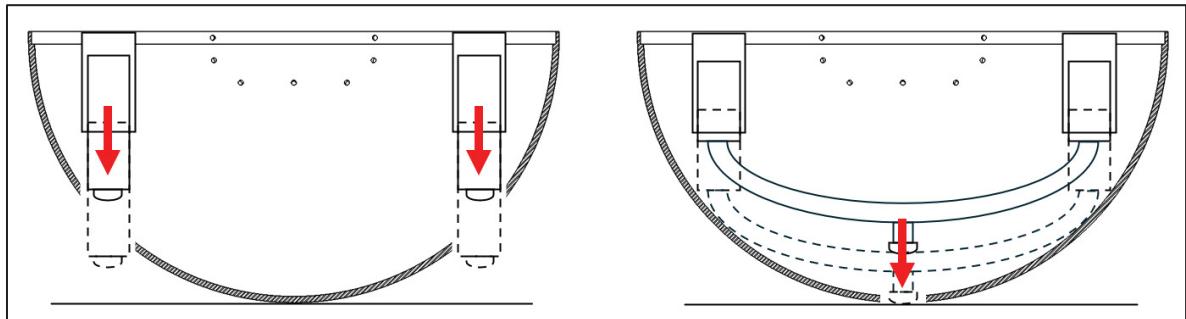


Figure 3.6 Contrainte de positionnement du mécanisme de saut dans ARIES

La modification de la coquille est nécessaire pour permettre à l'impacteur de toucher le sol. Nous considérons qu'un trou unique est suffisant puisque, lorsque le robot est bloqué, le mécanisme interne tourne sur lui-même permettant ainsi un alignement de l'impacteur avec le trou prévu dans la coquille.

Ce chapitre se concentre sur la conception du mécanisme et non sur l'intégration dans ARIES, c'est pour cette raison que l'élément de liaison ainsi que les enjeux concernant la coquille ne seront pas approfondis. Le mécanisme conçu répond malgré tout aux contraintes d'encombrement disponible et l'implémentation de deux mécanismes nous permet de ne considérer que la moitié de la masse totale du robot dans notre conception, soit 6kg. Cette masse est estimée à partir du prototype original avec deux mécanismes de saut intégrés.

3.2.3 Dimensionnement préliminaire

Le dimensionnement de la chaîne de transmission est piloté par la force développée par le ressort alors que les autres pièces composant le mécanisme dépendent de la force d'impact. Le dimensionnement préliminaire se concentre donc sur la chaîne de transmission et le choix du ressort; les autres composants sont étudiés par MEF (*Méthode des Éléments Finis*) à partir de la force réelle développée par le mécanisme (*Voir* section 3.5 « Campagne d'essais »).

Le ressort est choisi dans les références standards disponibles sur *McMaster* en fonction de sa géométrie et sa rigidité. On estime grossièrement la hauteur de saut atteignable en considérant que l'énergie accumulée dans le ressort est entièrement restituée pour faire décoller la masse sans prendre en compte les pertes. On a :

$$E_{potentielle\ gravitationnelle} = E_{potentielle\ elastique\ ressort} \quad (3.4)$$

$$m * g * h_{max} = \frac{1}{2} * k * x^2 \quad (3.5)$$

Cette estimation nous donne un ordre de grandeur de la rigidité du ressort à viser pour atteindre nos objectifs sans connaître les grandeurs physiques permettant un calcul plus raffiné. On estime la rigidité du ressort à 11kN/m pour un saut d'environ 0.5m sur la Lune pour un robot de 6kg. Une estimation raffinée de la hauteur de saut maximale atteignable par le mécanisme est explicitée dans la section 3.3 « Modélisation ».

Une fois la raideur et la géométrie du ressort choisies ainsi que sa course estimée en fonction de l'encombrement disponible, nous pouvons calculer la force et le couple développé. Nous utilisons pour cela le modèle de vis équivalente comme présenté dans la section 3.2.1 « Came hélicoïdale ». On détermine le diamètre minimal des différents arbres de la transmission en fonction de cette force et leur cas de chargement (arbre moteur : torsion, arbre roulettes : flexion).

Le dimensionnement préliminaire de l'actionneur a permis de mettre en lumière la difficulté d'avoir un couple élevé dans un faible encombrement. Notre choix s'arrête sur le même moteur que le mécanisme d'actionnement d'ARIES : un moteur Maxon BLDC (*Brushless Direct Current Motor*) couplé à un réducteur planétaire 1:26. Cet actionneur a pour avantage d'être compact et facile à intégrer puisqu'il est déjà utilisé sur le mécanisme d'actionnement. Nous ajoutons un renvoi d'angle supplémentaire pour soulager la charge au moteur. On estime le couple moteur nécessaire à l'actionnement à 0.056Nm, soit équivalent au couple nominal du moteur choisi (Voir Annexe III « Dimensionnement préliminaire du mécanisme de saut »).

Le Tableau 3.1 présente un récapitulatif des résultats du dimensionnement préliminaire. Les équations détaillées sont présentées en Annexes III « Dimensionnement préliminaire du mécanisme de saut ».

Tableau 3.1 Récapitulatif du dimensionnement préliminaire

| Symbol | Description | Valeur | Unité |
|--------|--|--------|-------|
| T | Couple exigé en sortie de transmission | 14.62 | Nm |
| Fk | Force développée par le ressort | 352 | N |
| d_m | Diamètre de l'arbre moteur | 5.01 | mm |
| d_r | Diamètre de l'arbre des roulettes | 3.55 | mm |

Cette conception préliminaire s'est conclue par une preuve de concept visible en Annexes IV « Preuve de concept du mécanisme de saut ».

3.3 Modélisation

Nous modélisons le mécanisme afin d'évaluer le potentiel théorique de notre concept. On divise le fonctionnement en quatre phases présentant chacune un comportement dynamique distinct : le chargement, l'accélération, l'impact et le décollage. On concentre l'analyse sur les conditions initiales et finales de chaque phase afin de caractériser les transferts d'énergie qui s'opèrent d'une phase à l'autre. On utilise les équations de Lagrange pour modéliser le comportement des phases.

Les frottements induits par les mouvements dans le mécanisme représentent une perte d'énergie non-négligeable. Nous avons identifié leurs sources principales : l'alignement du guidage linéaire, le contact came-roulettes, le moteur et la transmission. À ce stade, le modèle ne prend pas en compte la friction puisqu'il sert de référence « parfaite » pour connaître le potentiel de notre conception.

Dans les Figures 3.7 à 3.10, les variables m_1 , m_2 , k et b représentent respectivement la masse d'un demi-robot (6kg), la masse de l'impacteur (0.4kg), la constante de raideur du ressort (11kN/m) et le coefficient d'amortissement utilisé pour modéliser les pertes dans le système. Nous considérons $b=0$ dans notre modèle puisque nous ne prenons pas en compte les frottements, ni l'amortissement du ressort (considéré suffisamment rigide face à la charge) pour le moment.

3.3.1 Chargement

Lors du chargement, le ressort est comprimé sous l'action du moteur. La rapidité de cette phase n'est pas critique, puisqu'aucune contrainte de temps n'est imposée pour l'exécution du saut. Par conséquent, l'analyse de cette phase vise seulement à obtenir la valeur maximale de l'énergie stockée. Celle-ci est atteinte lorsque le ressort est entièrement comprimé et que l'impacteur atteint le point de bascule. La Figure 3.7 illustre cette phase.

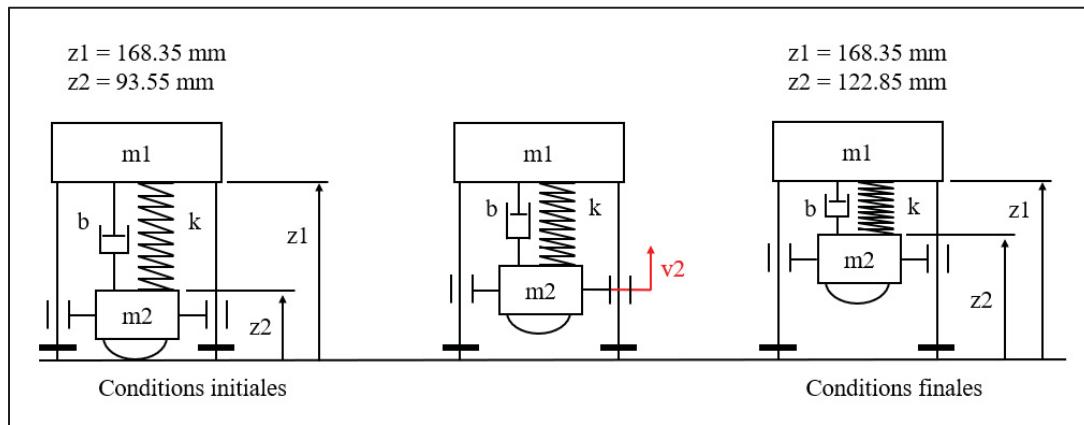
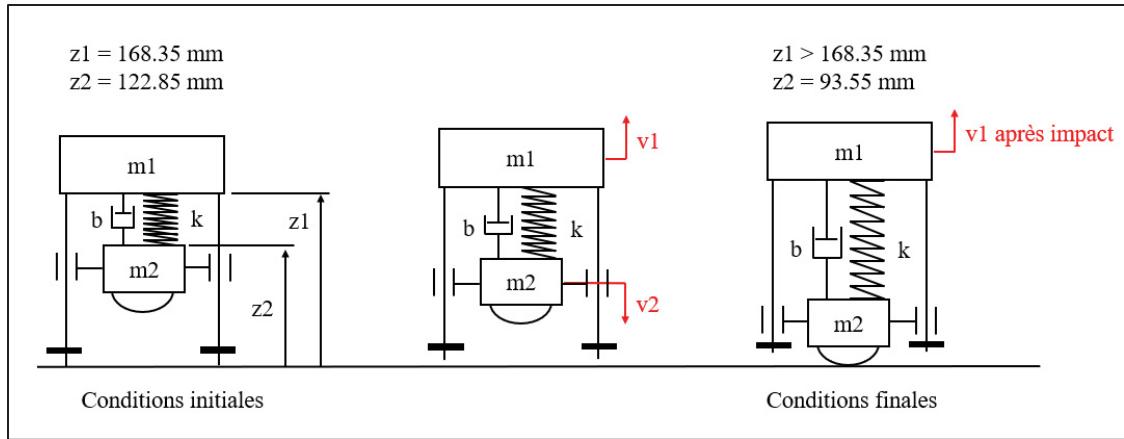


Figure 3.7 Modélisation de la phase de chargement du mécanisme de saut

3.3.2 Accélération

L'accélération commence dès lors que l'impacteur dépasse le point de bascule, l'actionneur est découplé et l'impacteur se dirige vers le sol. Cette phase se termine lorsque l'impacteur entre en contact avec le sol. Au début de celle-ci, la structure repose sur le sol, cependant, une

partie de l'énergie issue de l'accélération de m_2 est transférée vers m_1 avant l'impact. Si l'accélération est suffisamment grande, m_1 décolle avant que m_2 n'ait touché le sol. Le reste de l'énergie cinétique contenue dans m_2 est transférée au moment de l'impact. La Figure 3.8 illustre la phase d'accélération.



Les équations de Lagrange suivantes décrivent le comportement du mécanisme lors de cette phase (l_0 est la longueur initiale du ressort) :

$$T = \frac{1}{2} * m_1 * \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} * m_2 * \dot{z}_2^2 \quad (3.6)$$

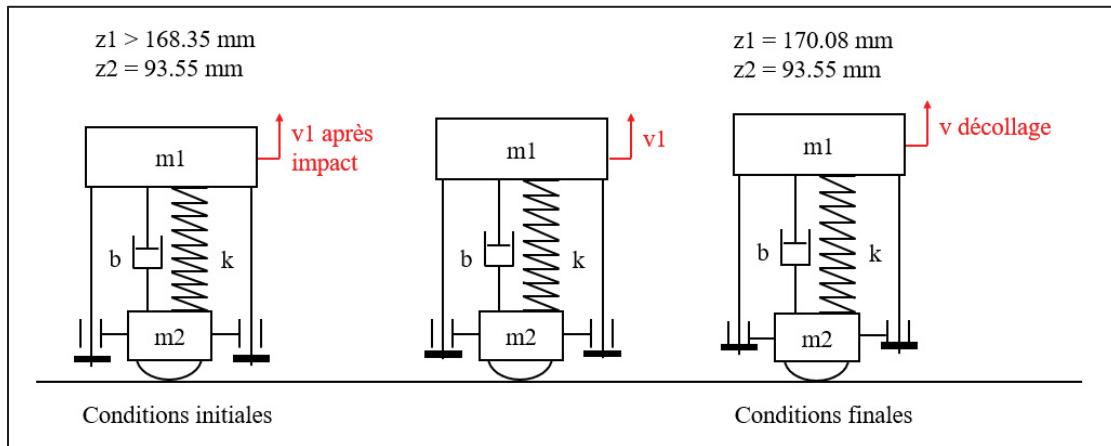
$$U = m_1 * g * z_1 + m_2 * g * z_2 + \frac{1}{2} * k * (l_0 - z_1 + z_2)^2 \quad (3.7)$$

Lorsque l'impacteur touche le sol, l'énergie cinétique de m_1 et m_2 est transférée dans m_1 . Ce transfert implique que v_2 est nulle, ce qui est attendu puisque m_2 touche le sol. Un coefficient de restitution μ , dépendant notamment des matériaux du sol et de l'impacteur, est appliqué sur l'énergie cinétique de m_2 puisqu'une partie de l'énergie est dissipée et non transmise. Le transfert d'énergie est écrit tel que :

$$\frac{1}{2} * m_1 * v_{1av\ impact}^2 + \frac{1}{2} * m_2 * v_{2av\ impact}^2 * \mu = \frac{1}{2} * m_1 * v_{1ap\ impact}^2 \quad (3.8)$$

3.3.3 Contact

Le contact décrit la période pendant laquelle l'impacteur touche le sol jusqu'au décollage du système complet. C'est une phase très courte; $m1$ commence à décoller mais n'a toujours pas atteint les butées entraînant le décollage de $m2$. La Figure 3.9 illustre le comportement du mécanisme durant cette période.



La phase de contact se termine lorsque $m1$ a suffisamment décollé pour venir en contact avec les butées, entraînant de ce fait le décollage de $m2$. À ce moment, on considère que l'énergie contenue dans $m1$ est redistribuée sur l'ensemble du système puisqu'on le considère comme un seul corps dans la prochaine phase : le décollage. Le transfert d'énergie peut être écrit tel que :

$$\frac{1}{2} * m1 * v1^2 = \frac{1}{2} * (m1 + m2) * v_{décollage}^2 \quad (3.9)$$

Il est important de noter que selon les matériaux en présence, la rigidité du choc peut provoquer plusieurs impacts avant le décollage de $m2$. On considère ici le ressort comme suffisamment rigide pour ne pas être comprimé de nouveau sous l'ampleur de l'impact. Le mouvement au cours de la phase de contact est représenté par les mêmes équations de Lagrange que la phase d'accélération.

Nous utilisons la théorie du travail de la force pour estimer la force d'impact grâce à l'accélération de l'impacteur juste avant le choc et la profondeur de pénétration de celui-ci dans le sol : d . On utilise les équations suivantes pour déterminer la force d'impact :

$$W = \frac{1}{2} * m2 * vf^2 - \frac{1}{2} * m2 * vi^2 = \frac{1}{2} * m2 * v2_{\text{avant impact}}^2 \quad (3.10)$$

$$F = \frac{W}{d} = \frac{\frac{1}{2} * m2 * vf^2}{d} \quad (3.11)$$

3.3.4 Décollage

Lors de la phase de décollage le système est considéré comme une masse unique projetée verticalement avec une vitesse initiale provenant du transfert d'énergie de la phase précédente. La condition de fin est atteinte lorsque l'impacteur touche à nouveau le sol, symbolisant le retour sur le sol du mécanisme. La Figure 3.10 présente le déroulement de cette phase.

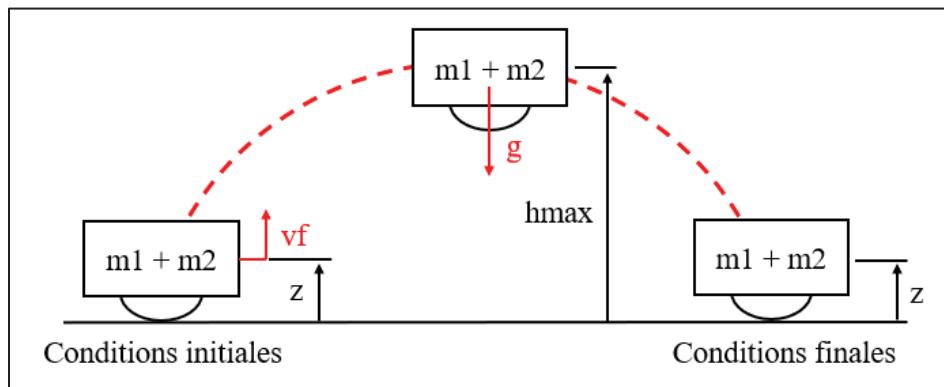


Figure 3.10 Modélisation de la phase de décollage du mécanisme de saut

On décrit le mouvement du décollage avec les équations suivantes :

$$z = z_0 + vf * t - \frac{1}{2} * g * t^2 \quad (3.12)$$

$$v = vf - g * t \quad (3.13)$$

3.3.5 Résolution

La résolution du modèle a pour objectif de déterminer une référence quant à la hauteur de saut maximale atteignable et la force d'impact développée par le mécanisme. Nous utilisons les paramètres d'entrée connus sur le mécanisme issu de la conception détaillée présentée dans la prochaine section pour résoudre les équations dynamiques. Le Tableau 3.2 récapitule ces paramètres.

Tableau 3.2 Paramètres d'entrée utilisés pour la résolution du modèle équivalent

| Symbol | Description | Valeur | Unité |
|--------|---|--------|---------|
| m_1 | Masse du système | 6 | kg |
| m_2 | Masse de l'impacteur | 0.4 | kg |
| k | Constante de rigidité du ressort | 11000 | N/m |
| b | Constante d'amortissement du système | 0 | Ns/m |
| μ | Coefficient de restitution pour impact acier contre acier | 1 | N./A. |
| g | Constante gravitationnelle sur Terre | 9.81 | m/s^2 |
| l_0 | Longueur initiale du ressort | 76.2 | mm |
| d | Profondeur de l'impact | 0.05 | mm |

La profondeur de l'impact est mesurée expérimentalement avec un appareil de mesure 3D (KEYENCE VR5200), on trouve une profondeur d'environ 0.05mm (Voir Annexes V « Détermination de la profondeur d'impact »). On considère un impact parfaitement élastique, et donc un coefficient de restitution égal à 1, puisqu'on pose l'hypothèse que l'impacteur en acier frappe sur une surface également en acier. Finalement, on résout le modèle avec la gravité terrestre pour plus facilement comparer les résultats avec un prototype.

On trouve que la vitesse de l'impacteur juste avant l'impact est de 5m/s, ce qui nous permet d'estimer la force d'impact : 108kN. La hauteur de saut potentielle est estimée à 80mm. Ces valeurs seront comparées avec le prototype dans la section 3.5 « Campagne d'essais ».

3.4 Conception détaillée

Cette section vise à présenter le prototype conçu à la suite de l'étude préliminaire du concept. La Figure 3.11 présente le modèle 3D du mécanisme et un gros plan sur l'impacteur.

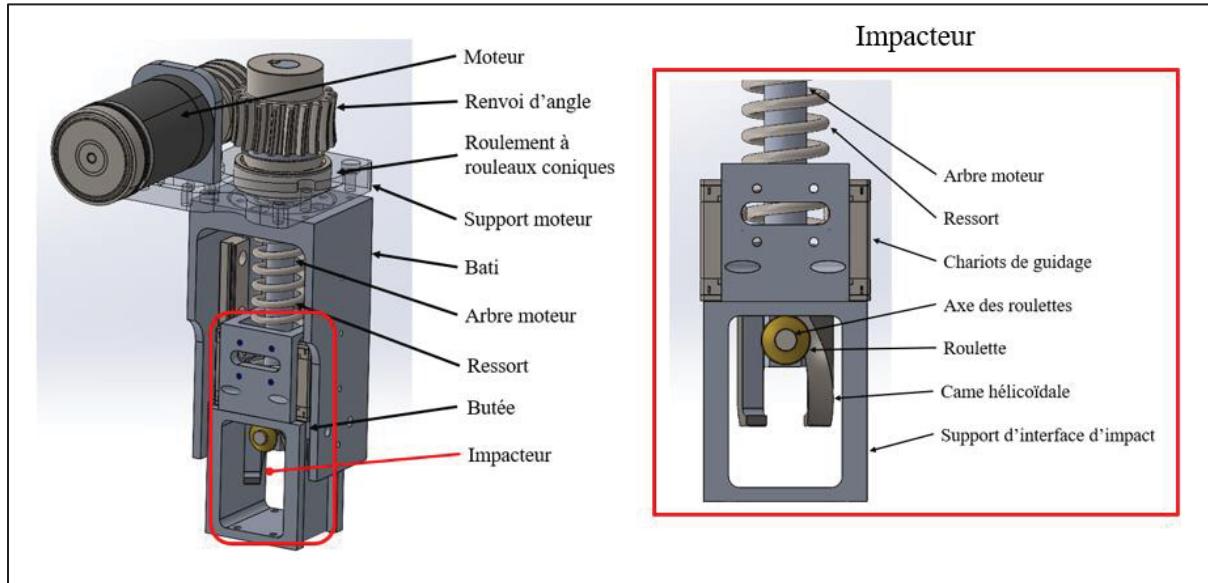


Figure 3.11 Mécanisme de saut raffiné

Le mécanisme proposé est préassemblé de sorte à limiter les enjeux concernant le guidage linéaire de l'impacteur; il est ensuite fixé sur la structure existante d'ARIES. Un montage de roulements composé d'un roulement conique et d'un roulement à billes permettent de garantir la bonne rotation de l'arbre moteur. Comme discuté précédemment, un renvoi d'angle permet de décupler le couple disponible et de limiter l'encombrement vertical du système complet. Le ressort est positionné autour de l'arbre moteur pour diminuer l'empreinte globale du mécanisme.

La plupart des pièces usinées sont en aluminium pour minimiser la masse tout en gardant un matériau accessible en termes de coût et d'usinabilité. Seules les roulettes sont usinées dans un matériau plus dur afin de garantir qu'elles ne se déforment pas à l'utilisation.

La came hélicoïdale est fusionnée avec le support pour les chariots de guidage (Voir Figure 3.12). L'usinage de cette pièce en un bloc nous permet de maximiser la précision du parallélisme des chariots. On ajoute donc des ouvertures d'accès aux vis pour faciliter l'assemblage des chariots. Des essais préliminaires ont montré que la phase d'accélération se produit trop brusquement pour que les roulettes décollent de la rainure, ce qui provoque une friction importante. Nous avons donc évidé l'intérieur de la rainure pour garantir un jeu fonctionnel lors de cette phase.

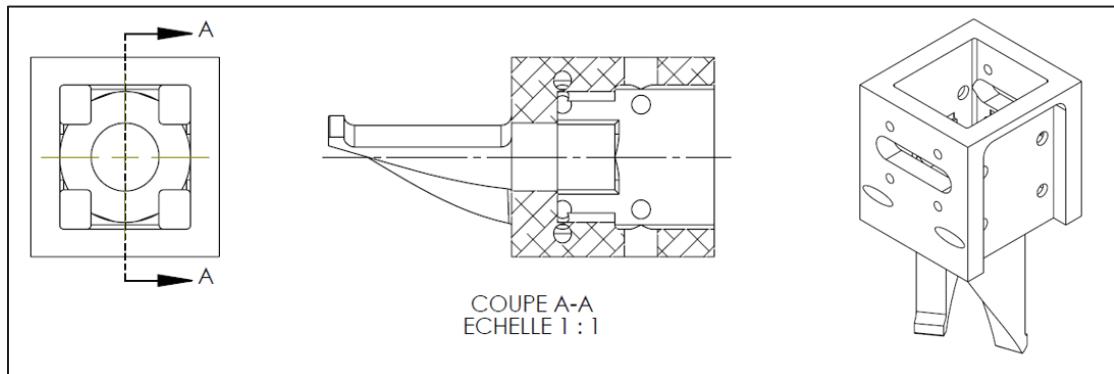


Figure 3.12 Came hélicoïdale

La technologie de renvoi d'angle utilisée (engrenage et vis sans fin) ajoute suffisamment de friction au système et décuple l'inertie du moteur pour garantir que le moteur ne tournera pas en sens inverse sous l'effort de la charge. L'engrenage est choisi en fonction de la taille de l'arbre moteur (12mm). On choisit une vis compatible avec le ratio de réduction le plus faible pour limiter la réduction de vitesse. Selon les équations de dimensionnement du moteur, un ratio de 1:2 est suffisant mais le ratio minimal disponible est 1:10.

On vérifie la résistance du renvoi d'angle en comparant la force tangentielle induite par la compression du ressort avec les paramètres fournis par le constructeur et les équations de dimensionnement de la méthode AGMA tiré de « Shigley's mechanical engineering design » (Budynas, Nisbett, & Shigley, 2015). Dans l'équation suivante, C_s , D_m , F_e , C_m et C_v représentent respectivement un facteur dépendant du matériau, le diamètre moyen de

l'engrenage, la largeur effective de la face de l'engrenage, un facteur de correction du ratio et un facteur de vitesse.

$$Ft, \text{permis} = Cs * Dm^{0.8} * Fe * Cm * Cv = 555N \quad (3.14)$$

Les équations du dimensionnement préliminaire nous donnent le couple nécessaire pour comprimer le ressort ($T=3.585\text{Nm}$) ainsi que l'efficacité estimée de notre liaison came-roulettes ($\eta=0.5$). Le constructeur fournit le diamètre primitif de la vis sans fin dg . On détermine donc la force tangentielle appliquée :

$$Ft = 2 * \frac{T}{dg} = 462N \quad (3.15)$$

Le composant est légèrement sous-dimensionné puisque le facteur de sécurité est environ de 1.2. Cependant, nous considérons que nos estimations sont conservatrices, et le manque de références disponibles nous pousse à choisir ce composant.

Les roulements sont choisis en fonction de leur géométrie. Nous considérons les efforts radiaux nuls puisque l'utilisation de deux roulettes charge symétriquement l'arbre moteur, permettant d'annuler la composante radiale du chargement. Le roulement à rouleaux coniques est utile pour reprendre la composante axiale induite par la compression du ressort; on obtient un facteur de sécurité supérieur à 7 lorsque le ressort est pleinement comprimé.

On utilise les mêmes chariots de guidage que sur le mécanisme interne d'ARIES pour éviter de démultiplier les références de composants standards. Chaque chariot peut reprendre un couple de 15Nm dans l'orientation du cas de chargement. Nous obtenons un facteur de sécurité supérieur à 2 puisqu'on intègre deux chariots dans notre solution.

La Figure 3.13 présente l'intégration du mécanisme sur le prototype révisé d'ARIES. Comme expliqué à plusieurs reprises, la liaison entre les mécanismes et la modification de la coquille ne sont pas étudiées : les éléments présents sur la figure ne servent que d'illustration du principe.

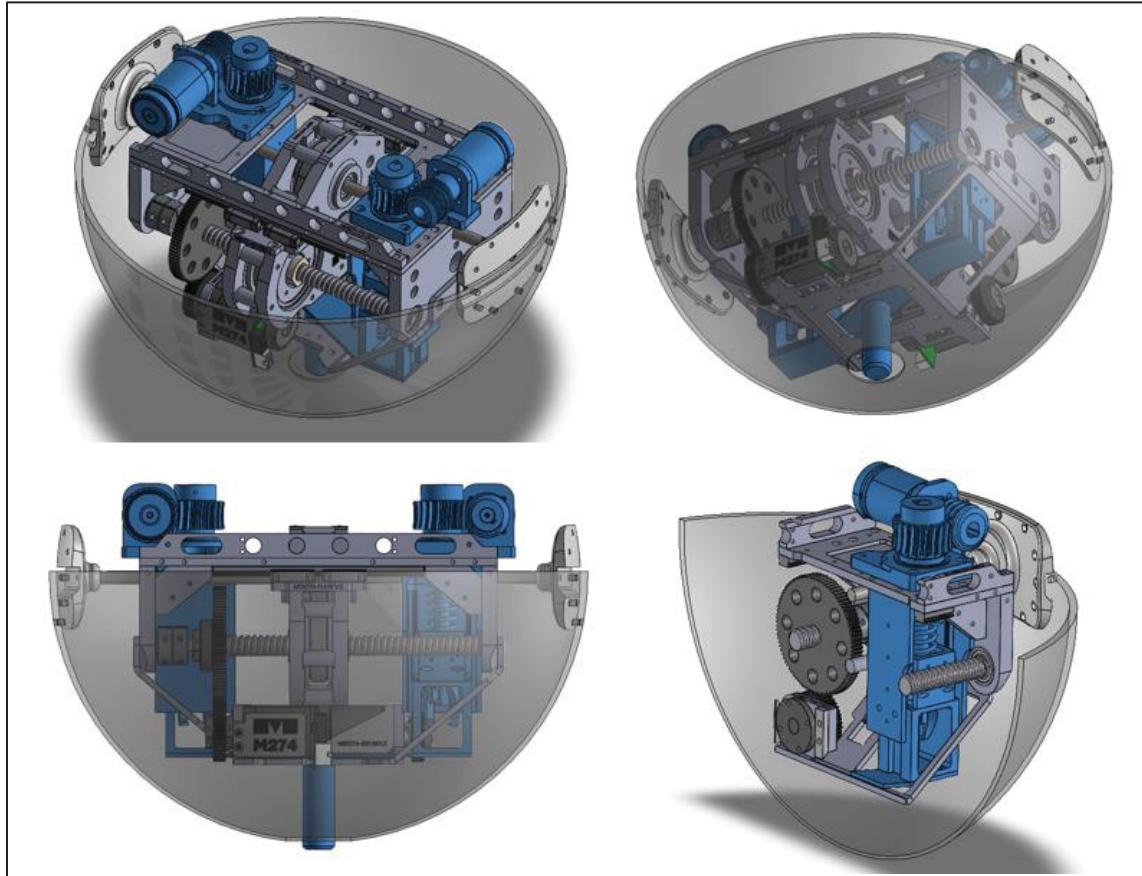


Figure 3.13 Mécanisme de saut raffiné intégré à ARIES

Le prototype que nous avons réalisé reprend les éléments présentés à travers cette section tout en étant adapté aux différents bancs d'essai servant à caractériser ses performances (*Voir* section 3.5 « Campagne d'essai »). Comparativement à la solution présentée à travers cette section, la géométrie de l'interface d'impact et du bâti est légèrement adaptée. On ajoute un hémisphère en acier faisant office d'élément d'impact pour garantir une bonne restitution d'énergie lors de l'impact. On ajoute également des contrepoids pour simuler la masse d'ARIES lors des essais et balancer le centre de masse de sorte à avoir un saut vertical. Le prototype est visible sur la Figure 3.14.

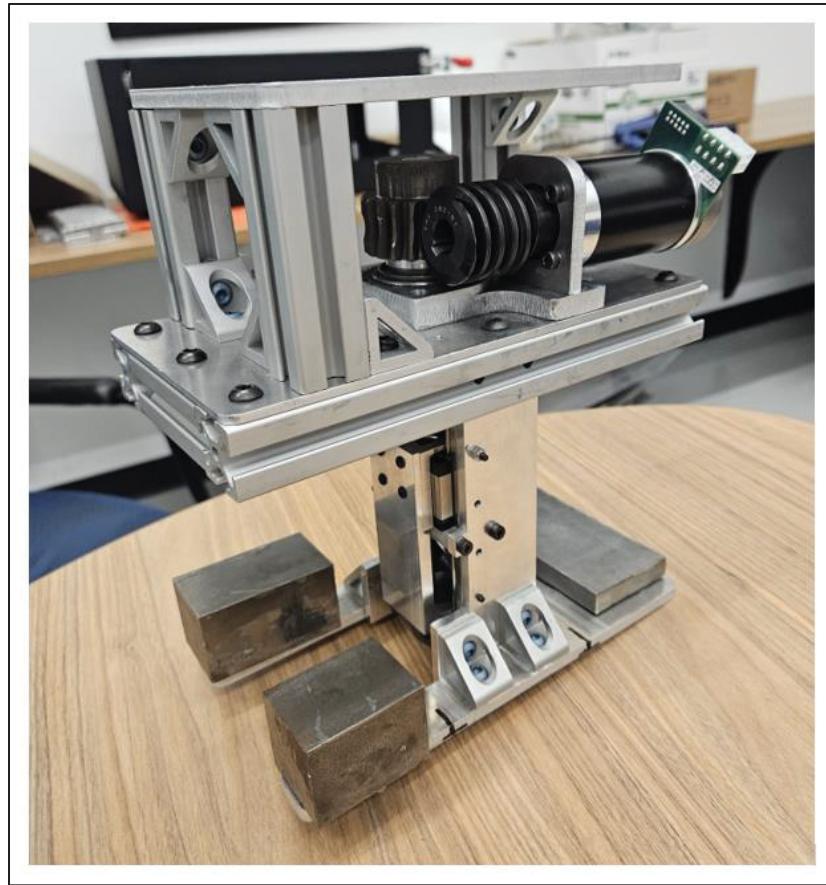


Figure 3.14 Prototype du mécanisme de saut raffiné

3.4.1 Similitudes avec les mécanismes rebondissants

Le concept présenté ici partage plusieurs similitudes avec les mécanismes rebondissants (*hopping mechanism*) décrits dans la littérature (Batts, Kim, & Yamane, 2016; Rad, Gregorio, & Buehler, 1993). Rad, Gregorio, & Buehler (1993) ont notamment développé le « *Hopper* », capable de sauter jusqu'à 72 cm sur Terre grâce à un actionneur unique comprimant un ressort et projetant un impacteur au sol. Contrairement à notre système, le *Hopper* ne découple pas l'actionneur lors du relâchement d'énergie, le ressort étant comprimé par des plusieurs rotations d'une vis à bille. On note également des différences d'échelle : à masse égale, le ressort du *Hopper* génère une force deux fois plus élevée, mais à volume équivalent, sa force est 3,5 fois plus faible. Le Tableau 3.3 ci-dessous compare les caractéristiques principales des deux systèmes.

Tableau 3.3 Comparaison de la conception du mécanisme de saut raffiné avec le *Hopper**

| Propriété physique | Critère de conception | Concept raffiné | <i>Hopper</i> |
|------------------------|--------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Masse totale | Performance du saut | 6 kg | 10.25 kg |
| Masse de l'impacteur | Performance du saut | 0.4 kg | 0.75 kg |
| Volume d'encombrement | Encombrement permis | 0.0081 m ³ | 0.0887 m ³ |
| Rigidité du ressort | Performance du saut | 11000 N/m | 4000 N/m |
| Course du ressort | Performance du saut | 0.0293m | 0.28m (estimé) |
| Couple utile | Consommation énergétique | 14.62 Nm | 1.78 Nm |
| Puissance moteur | Consommation énergétique | 30 W | 80 W |
| Tension d'alimentation | Consommation énergétique | 24 V | 40 V |

*Données concernant le *Hopper* tirées de Rad, Gregorio, & Buehler (1993)

3.5 Campagne d'essais

La campagne d'essais réalisée dans le cadre du développement du mécanisme de saut a pour objectif de comparer les performances du prototype conçu avec celles potentielles déterminées à l'aide du modèle équivalent. Nous utilisons une plateforme de force afin de mesurer la force d'impact contre le sol et la force de réaction exercée sur la structure lors du décollage. L'ensemble des essais est filmé grâce à une caméra haute vitesse pour mieux comprendre le comportement ainsi que pour estimer visuellement la hauteur de saut atteinte.

La force d'impact et la hauteur de saut nous servent de points de comparaison avec le modèle théorique tandis que la force de réaction exercée sur la structure est utilisée pour dimensionner les composants par la *Méthode des Éléments Finis* (MEF).

Nous nous attendons à ce que la surface d'impact exerce une grande influence sur les données mesurées et la hauteur de saut atteinte. C'est pourquoi nous utilisons un impacteur en acier sur une plaque en acier pour avoir un impact le plus élastique possible (moins de pertes lors de la restitution). C'est également l'hypothèse posée lors de la modélisation.

3.5.1 Bancs d'essais

Le premier banc d'essai sert à mesurer la force d'impact au sol. La plateforme de force utilisée (KISTLER 9255B) fournit une mesure moyennant les données de plusieurs cellules de charge. Pour éviter que la réaction du bâti annule partiellement la force d'impact mesurée, le mécanisme n'est pas fixé à la plateforme. La mesure est donc effectuée en condition « libre » : dès que l'impacteur touche le sol, le système est libre de décoller. La Figure 3.15 illustre ce banc d'essai.

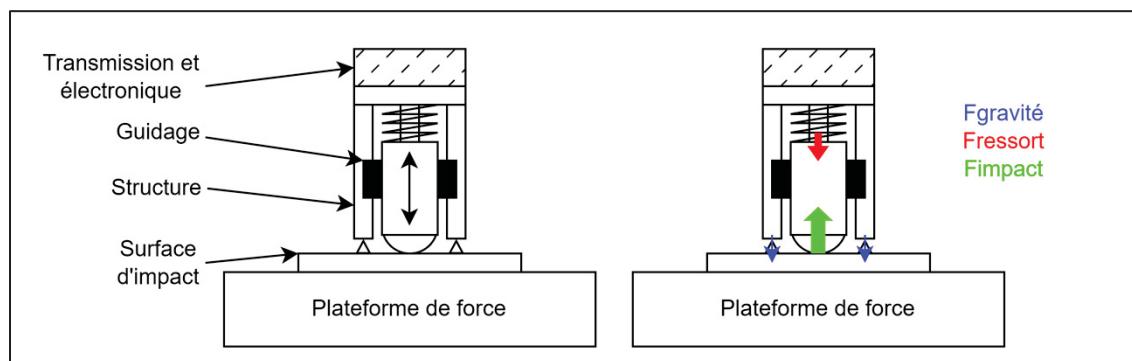


Figure 3.15 Banc d'essai de mesure des forces d'impact

Le second banc d'essai vise à mesurer la force de réaction exercée sur la structure lors du décollage; pour ce faire, le mécanisme est solidement fixé à la plateforme de force. Un bâti surélevé a été conçu afin de fixer le mécanisme sous la plateforme, permettant ainsi à l'impacteur de frapper sur le sol. La réaction transmise à la structure est alors mesurée par la plateforme de force. La Figure 3.16 présente ce banc d'essai.

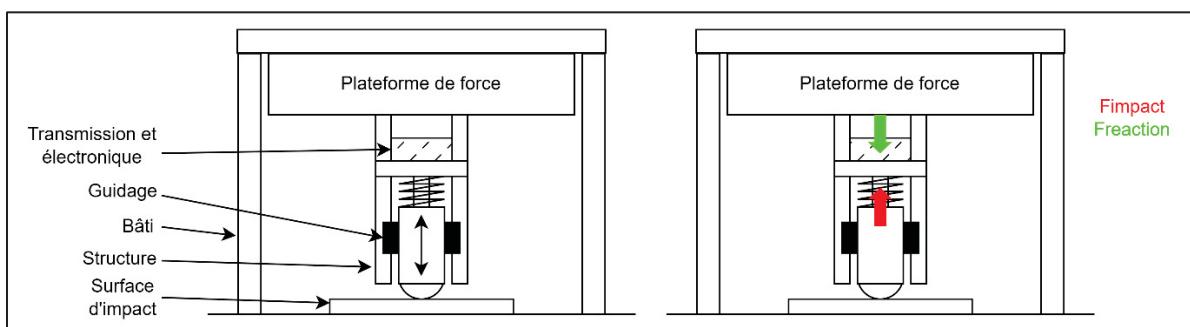


Figure 3.16 Banc d'essai de mesure des forces réaction à l'impact

Il est évident que la déformation de la structure des bancs, du bâti du mécanisme et l'absorption de la table sur lequel le test est réalisé influent sur les valeurs de force mesurées. Cependant, nous considérons ces erreurs plus faibles que l'erreur du système d'acquisition mesurée à +/- 10N.

3.5.2 Protocole

Nous souhaitons évaluer l'influence de la précontrainte du ressort ainsi que la variation de distance à l'impact. Nous souhaitons valider l'hypothèse émise lors de la modélisation du système, à savoir que le ressort peut être considéré rigide lors du décollage. Cette étude a également pour objectif de déterminer si la hauteur de saut atteinte augmente proportionnellement à la force d'impact.

Nous pensons que ces deux paramètres sont interreliés et qu'ils n'ont pas nécessairement la même influence sur la force d'impact et de réaction, c'est pourquoi nous testons chaque combinaison de variables sur les deux bancs d'essai. On mesure deux états de contrainte du ressort et deux distances à l'impact, soit quatre combinaisons sur les deux bancs d'essai. Nous effectuons trois essais pour chaque combinaison afin de s'assurer de la répétabilité de nos mesures, soit un total de 24 mesures. L'ensemble des prises de mesures est filmé avec une caméra haute vitesse *Chronos 2.1 HD* de la compagnie *KronTech* afin de corrélérer les valeurs de forces obtenues avec le comportement de l'impact. Les montages réalisés pour la prise de mesures sont visibles en Figure 3.17 et Figure 3.18.

Afin d'obtenir des mesures représentatives des forces réellement en jeu pour le dimensionnement des composants, la plateforme de force est calibrée selon la méthodologie proposée par V. Astakhov dans le chapitre 6 de son livre « Metal Cutting Mechanics » paru en 1998. Cette démarche garantit la fiabilité des données recueillies. La procédure complète est présentée en Annexe VI « Calibration de la plateforme de force ».

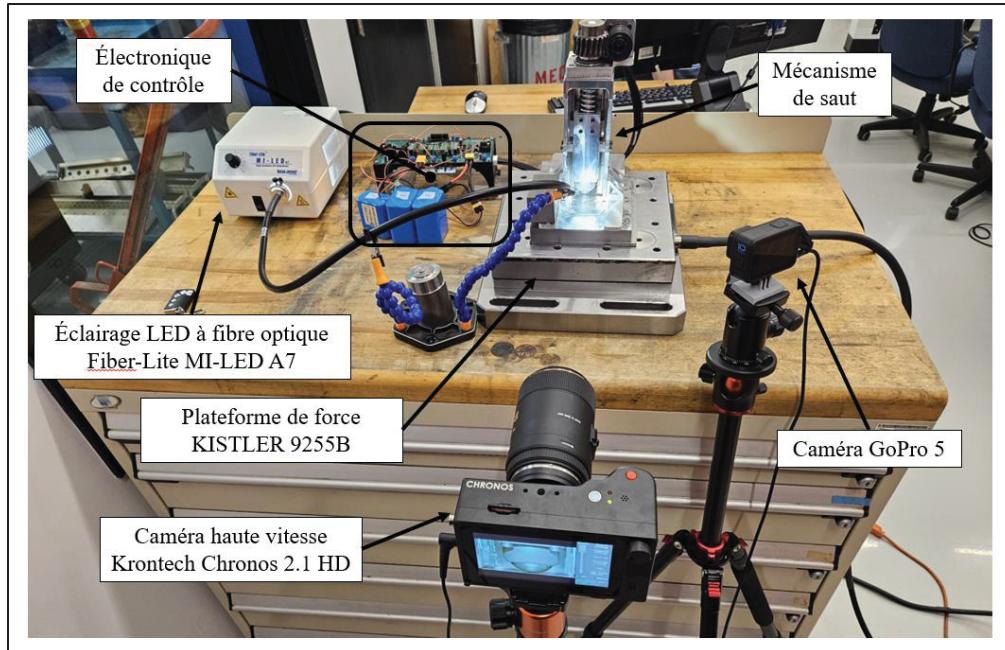


Figure 3.17 Montage pour les mesures de force d'impact

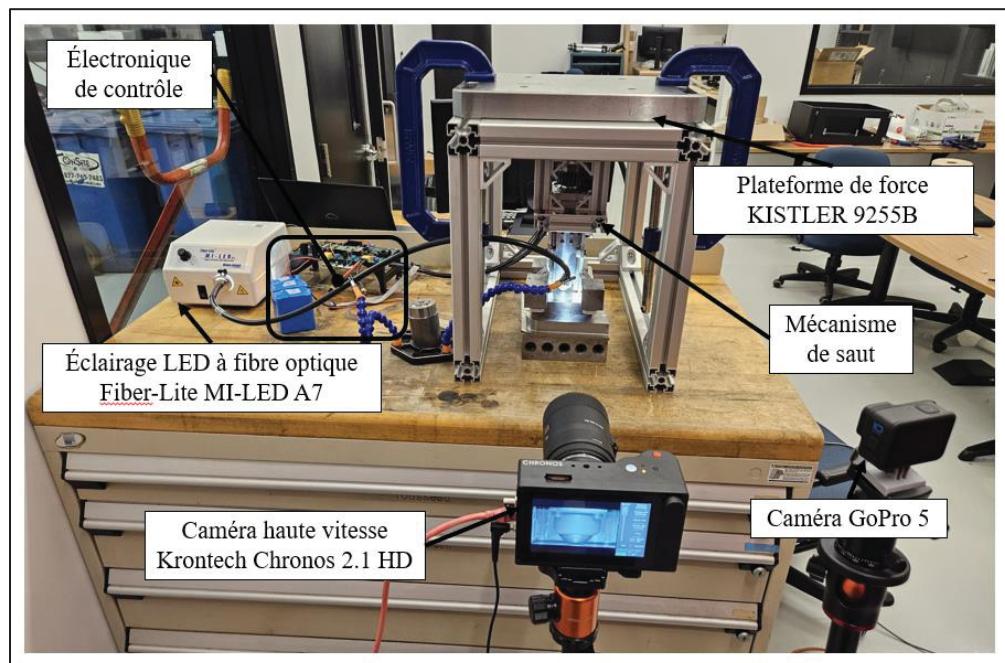


Figure 3.18 Montage pour les mesures de force de réaction

3.5.3 Résultats

La Figure 3.19 présente la réponse typique de la table de force lors de la séquence de saut libre. On observe une baisse de la force mesurée avant l'impact, prouvant que la structure décolle avant que l'impacteur ne touche le sol. On mesure également plusieurs pics de force de plus en plus amortis : il s'agit du phénomène décrit lors de la modélisation. L'impacteur recomprime le ressort lorsqu'il est propulsé vers le haut, puis il est renvoyé vers le sol. Finalement, on mesure un dernier pic de force, intervenant bien après les premiers, représentant l'atterrissement du mécanisme. La Figure 3.20 illustre une séquence de saut typique filmée à haute vitesse (2000 images par seconde)³.

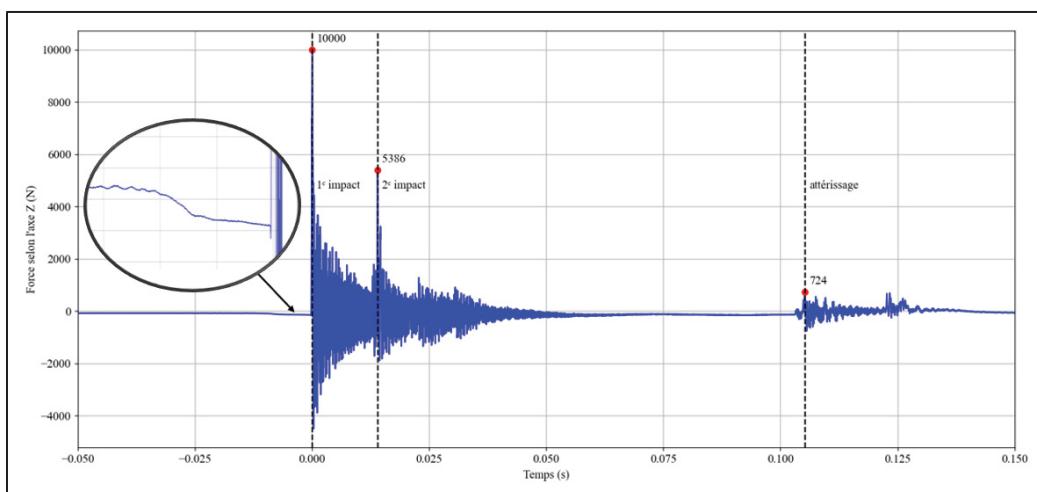


Figure 3.19 Réponse typique de la plateforme de force lors d'une séquence de saut

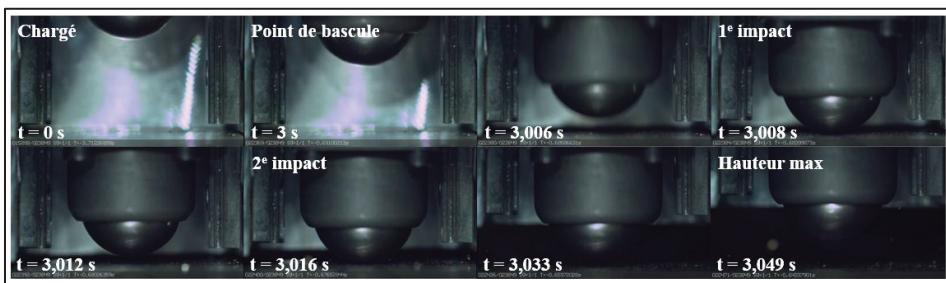


Figure 3.20 Séquence de saut filmée à 2000 images par seconde

³ Une vidéo du saut est disponible à l'URL suivant : <https://www.youtube.com/watch?v=6Mc-JqQD-8Y>

Dans le modèle, nous faisons l'hypothèse que le point de bascule est situé exactement à l'endroit où le ressort est pleinement comprimé. Dans la réalité, ce n'est pas le cas, le déclenchement du saut intervient lorsque l'axe des roulettes atteint le désengagement de la came, soit 7mm plus bas (*Voir Figure 3.21*). L'analyse de la séquence de saut filmé à haute vitesse nous permet d'observer une amorce de la descente, puis une accélération brusque de l'impacteur lorsque la came est finalement dégagée. La force développée par le ressort passe ainsi de 29,3mm de course théorique à seulement 22,3mm en pratique.

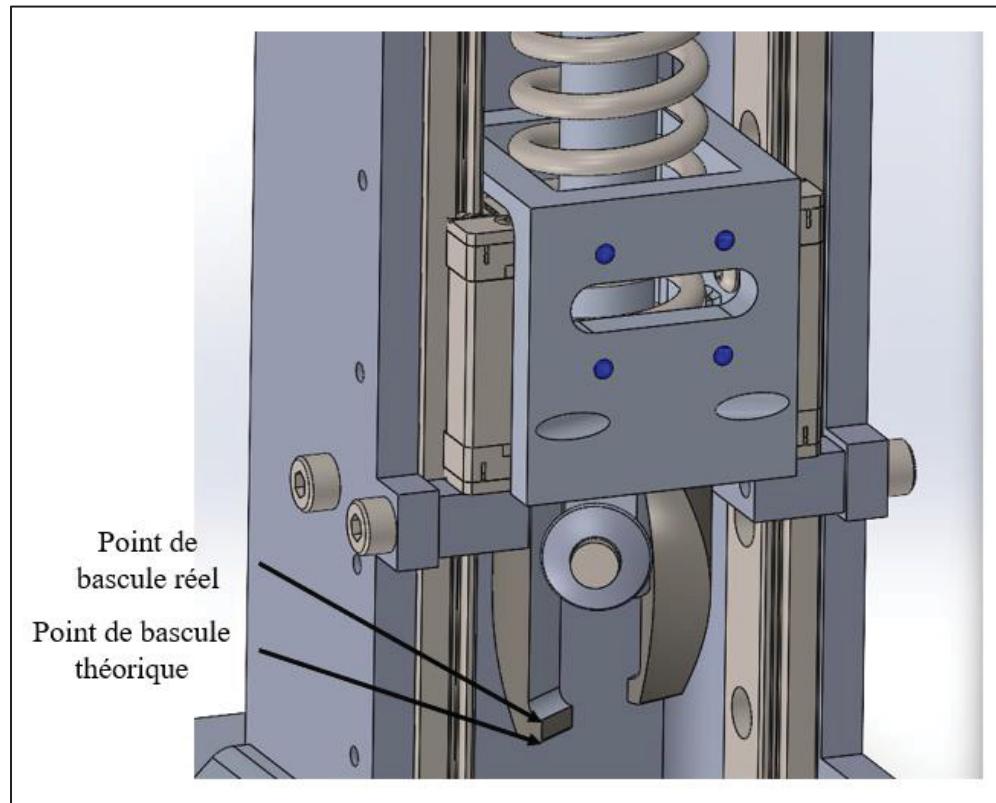


Figure 3.21 Point de bascule théorique et réel

Pour la suite de cette analyse, nous ferons référence à quatre configurations : elles représentent l'état de l'impacteur en fonction des paramètres : la précontrainte du ressort et la distance à l'impact. La Figure 3.22 illustre ces différentes configurations dans le cadre des essais de saut libre. La même nomenclature est adoptée pour les essais de réaction, la première lettre « L » pour « Libre » est remplacée par « R » pour « Réaction ».

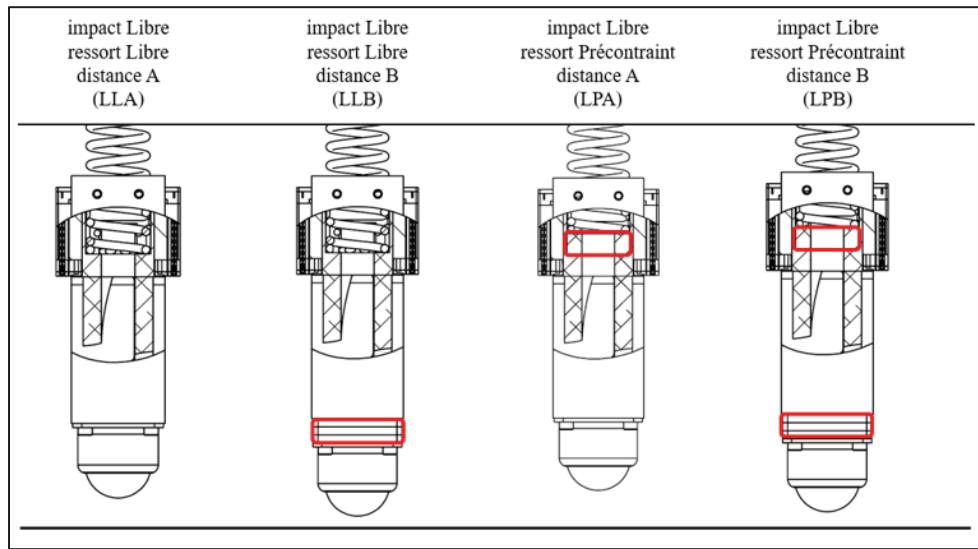


Figure 3.22 Nomenclature des configurations étudiées lors de la campagne d'essais

La Figure 3.23 présente la force d'impact et la hauteur maximale atteinte lors des essais de saut libre pour chaque configuration. Le système d'acquisition limite les mesures à 10 kN; ce plafond est atteint pour la configuration « LPA ».

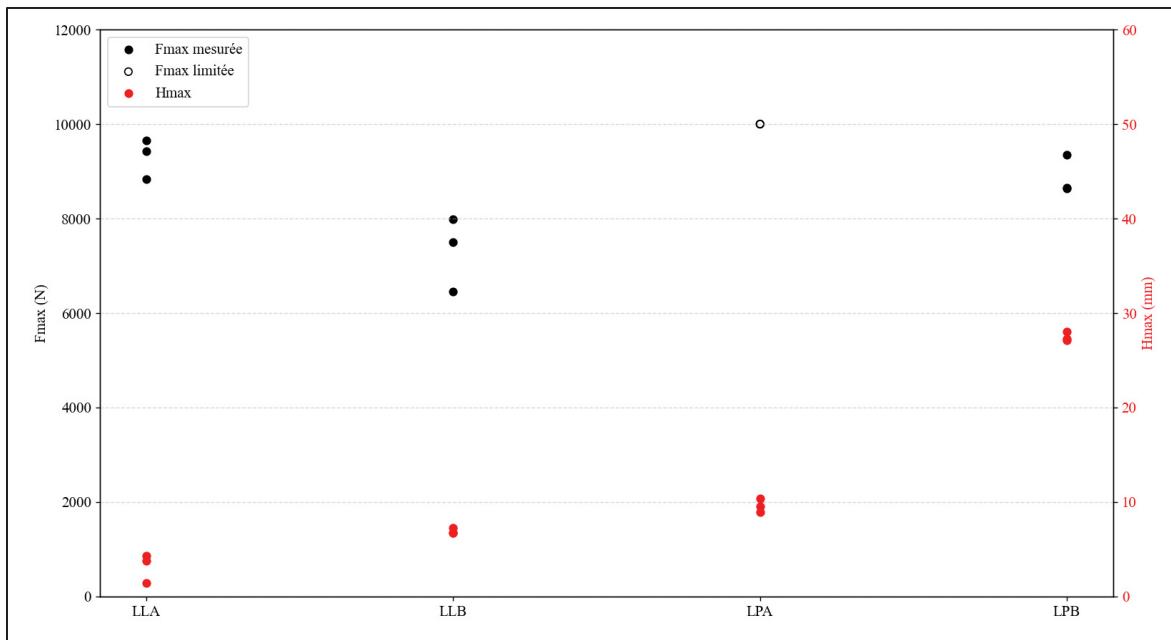


Figure 3.23 Force d'impact et hauteur maximale de saut mesurée par configuration. Chaque configuration est répétée trois fois. Certains résultats d'un même test sont superposés.

La hauteur maximale de 28mm est atteinte par le prototype dans la configuration « LPB » : le ressort est préconstraint et la distance à l'impact réduite. On observe que la réduction de la distance à l'impact diminue la force d'impact et augmente la hauteur atteinte lors du saut. Ce phénomène est amplifié lorsqu'on préconstraint le ressort.

La Figure 3.24 présente la force d'atterrissement des différentes configurations en fonction de la hauteur maximale atteinte. La configuration « LPB » est exclue de cette analyse puisque les impacts successifs rapides génèrent trop de bruit pour pouvoir extraire la valeur de la force d'atterrissement (*Voir Figure 3.25*). Le phénomène de recompression du ressort après l'impact est réduit par la précontrainte du ressort : l'impacteur est plus rapidement renvoyé vers le sol. La diminution de la distance à l'impact participe également à ce comportement, augmentant la vitesse à laquelle les impacts se produisent sur la configuration « LPB ».

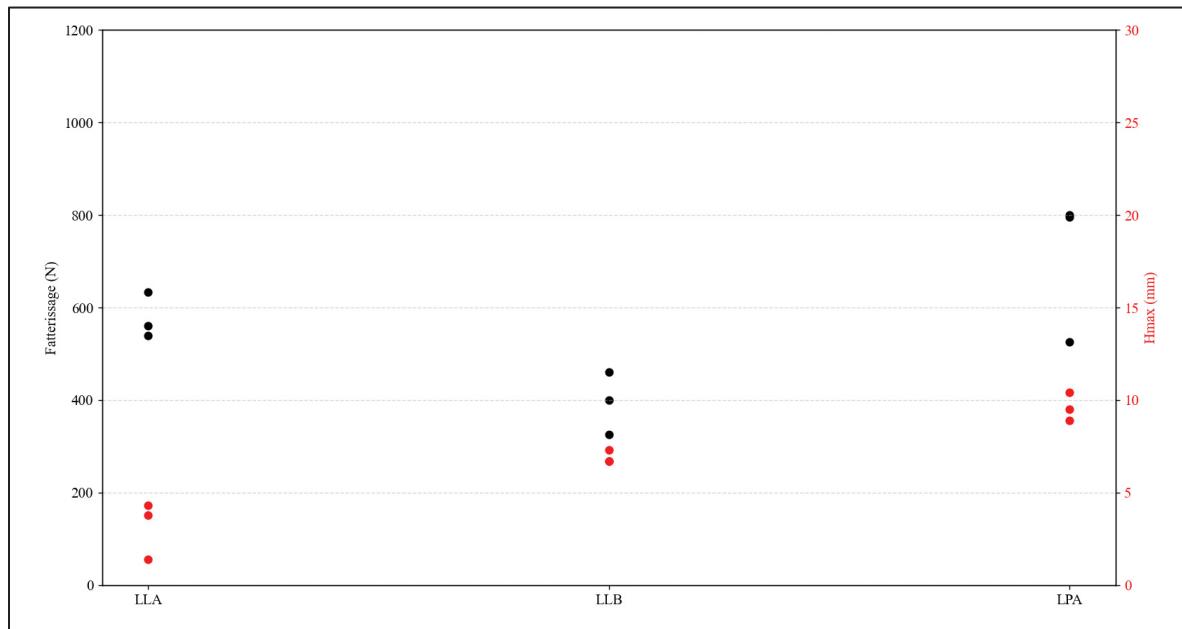


Figure 3.24 Force d'atterrissement et hauteur maximale mesurées par configuration. La configuration LPB est exclue puisque le bruit empêche la lecture de la force d'atterrissement

On s'attend à ce que la force d'atterrissement augmente proportionnellement à la hauteur de saut atteinte. Cependant, la taille de l'échantillon et la faible variation entre les hauteurs de saut empêchent pour le moment de valider cette hypothèse.

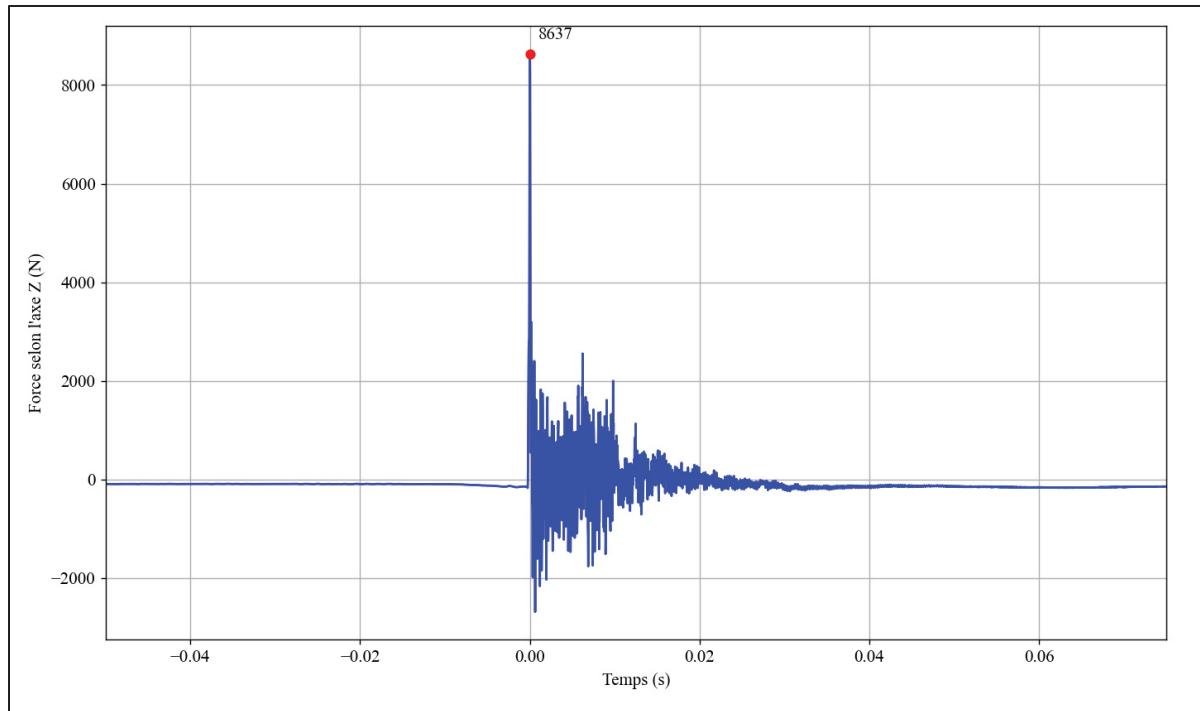


Figure 3.25 Réponse de la plateforme de force pour la configuration « LPB »

La Tableau 3.4 présente la force de réaction et d'impact moyenne mesurée pour chaque configuration d'impacteur. Nous posons l'hypothèse que la structure du prototype est suffisamment rigide pour considérer les pertes en déformations négligeables face à l'amplitude de la force mesurée. On observe un ratio entre la force d'impact et de réaction d'environ 17,5. Étant donné que la force d'impact de la configuration « LPA » a atteint la limite du système de mesure, ce ratio nous permet de l'estimer à 10,32kN. Cette estimation concorde avec le fait que la mesure soit au-delà de la plage de valeurs permises par le système d'acquisition (10kN).

Tableau 3.4 Force de réaction et d'impact moyenne mesurée expérimentalement

| | LLA-RLA | LLB-RLB | LPA-RPB | LPB-RPB |
|-------------------------------|---------|---------|-----------|---------|
| Force d'impact (N) | 9304,00 | 7309,67 | 10320,00* | 9047,67 |
| Force de réaction (N) | 534,33 | 425,33 | 592,67 | 501,33 |
| Ratio de récupération (Fi/Fr) | 17,41 | 17,19 | N./A. | 18,05 |

* Valeur estimé avec le ratio de récupération $F_{\text{impact}}/F_{\text{réaction}}$

On utilise la configuration la plus performante en termes de hauteur de saut pour comparer les valeurs obtenues avec le modèle théorique. On résout donc à nouveau le modèle en prenant en compte l'abaissement du point de bascule et la réduction de la distance à l'impact pour correspondre à la configuration « LPB ». On obtient une force estimée de 29kN et une hauteur de saut de 81mm, soit environ 3 fois plus élevée que les valeurs mesurées pour les deux critères. Ces différences peuvent s'expliquer par les simplifications considérées dans le modèle :

- Absence de friction
- Impact parfaitement élastique
- Contact continu avec le sol lors de l'impact
- Ressort rigide après l'impact

Cette campagne d'essais nous a permis de mieux comprendre la séquence d'actionnement du mécanisme de saut. On a constaté que la rigidité du ressort lors de la phase de décollage à un impact direct sur la hauteur de saut atteinte. Nous avons également observé que maximiser la force d'impact n'est pas nécessaire pour maximiser la hauteur de saut.

La configuration étudiée la plus performante est celle avec le ressort précontraint et une distance d'impact réduite. On mesure un saut moyen de 27.5mm et une force d'impact moyenne de 9047N. Comparativement à la configuration la moins performante, sans précontrainte ni réduction de la distance d'impact, qui atteint une hauteur de 3.5mm pour une force d'impact moyenne de 9304N. Les performances de hauteur attendues sur la Lune sont donc comprises entre 165mm et 21mm, soit entre 3 et 14 fois plus faibles que l'objectif initial de conception : 500mm.

Finalement, les essais de réactions nous ont permis de déterminer l'amplitude de la force subie par la structure du mécanisme. Cette force mesurée à 500N sur la configuration la plus performante est utile pour étudier le chargement des différentes pièces composant le mécanisme.

3.6 Dimensionnement par MEF

À partir des données de chargement sur la structure lors du saut déterminées expérimentalement, nous pouvons valider la résistance mécanique des pièces subissant la force d'impact, et, si nécessaire les optimiser. La première pièce considérée est l'interface servant de liaison entre la came et l'élément d'impact (l'hémisphère en acier dans le cas des essais). La Figure 3.26 présente les résultats de l'analyse conduite.

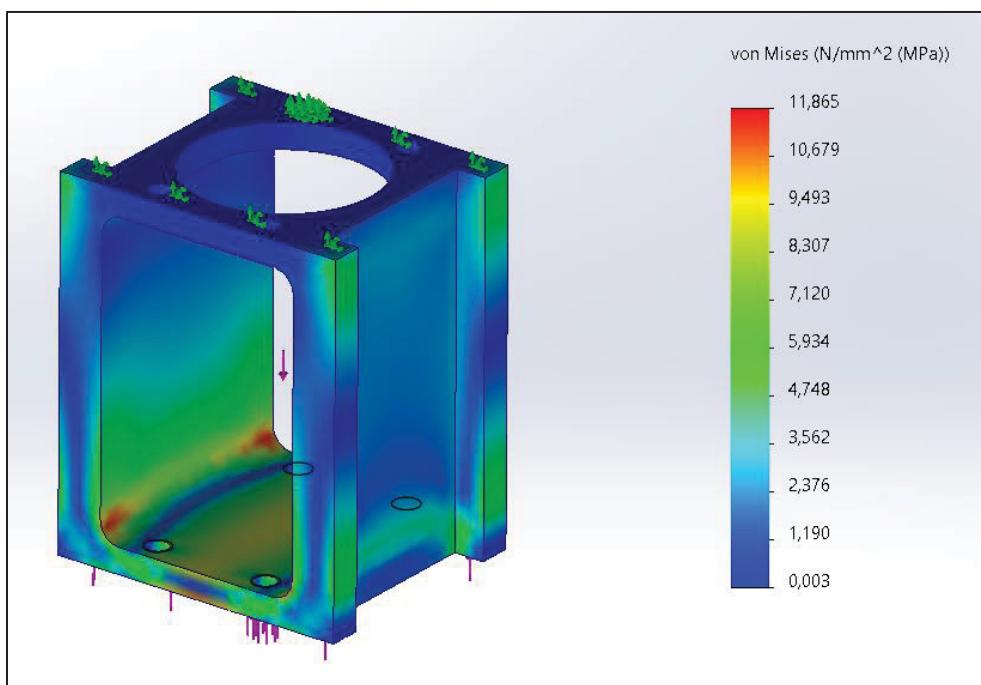


Figure 3.26 Simulation de résistance de l'interface par MEF

La force appliquée sur la partie inférieure correspond à la force de réaciton moyenne mesurée lors de la campagne d'essais, soit 500N. La partie supérieure est fixe, solidaire de la came hélicoïdale. On observe que la contrainte maximale ne dépasse pas 12MPa. L'utilisation de plastique imprimé 3D utilisé pour le prototypage semble peu adaptée puisque l'ABS présente une limite élastique entre 13MPa et 65MPa⁴. L'aluminium, utilisé pour la réalisation du

⁴ <https://www.matweb.com>

prototype présente une limite élastique de 275MPa, beaucoup plus élevée que la contrainte réelle Il est donc possible d'optimiser la géométrie ou de choisir un matériau plus adapté afin de maximiser les performances.

La seconde pièce qui est fortement sollicitée est la came. Nous souhaitons, dans un premier temps, connaître quel cas de chargement est le plus critique : lorsque le ressort est pleinement comprimé ou lorsque l'interface transfère l'impact à la came. Dans un second temps, nous souhaitons étudier les zones de contraintes critiques et l'ampleur de celles-ci. La Figure 3.27 présente les deux cas de chargement : à gauche, la torsion induite par les roulettes et la compression du ressort lorsqu'il est pleinement comprimé; à droite, la réaction à l'impact. Dans les deux cas, la pièce est fixe au niveau des éléments de guidage.

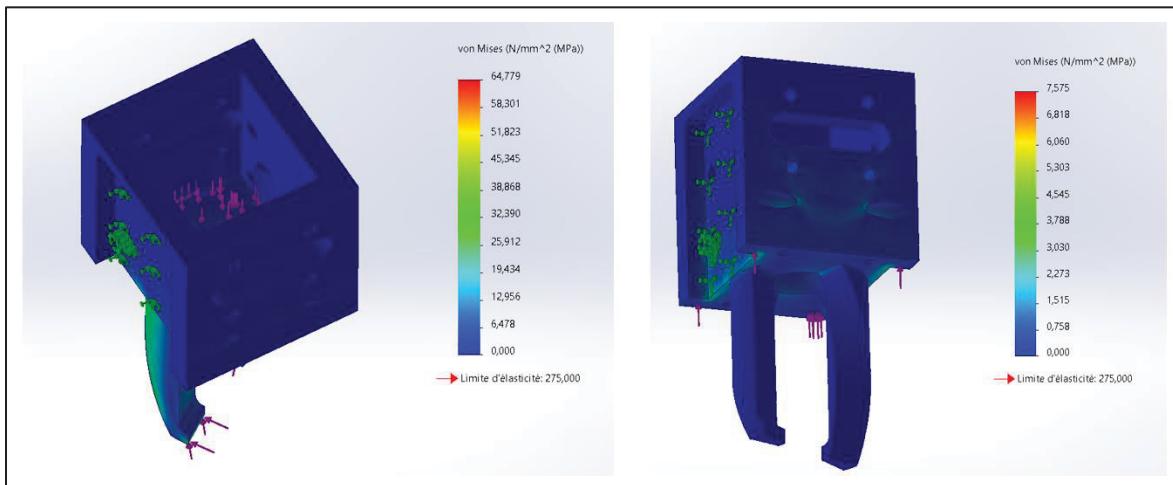


Figure 3.27 Simulations de résistance de la came par MEF, à gauche lorsque le ressort est pleinement comprimé et à droite lors de l'impact

Comme attendu avec cette géométrie, on observe une contrainte plus élevée dans le premier cas de chargement, soit lorsque le ressort est comprimé. L'étude approfondie de ce cas de chargement permettrait de déterminer la quantité de matière nécessaire au point de bascule pour maintenir une intégrité structurelle suffisante tout en maximisant la distance d'accélération.

Finalement, on simule le comportement des roulettes lorsque la force maximale du ressort est appliquée. L'intérieur de la roulette est fixe, solidaire à l'arbre et l'effort appliqué correspond au contact avec la came induit par la pression exercée par le ressort. Comme observé sur le prototype, on constate une forte déformation plastique avec des roulettes usinées en polyéthylène haute densité (*Voir Figure 3.28*). Le fournisseur nous indique une limite élastique d'environ 38MPa⁵, nettement inférieure à la contrainte simulée (92MPa). Il faut garder en tête que l'application de la force réelle est imparfaite dû au contact entre les roulettes et l'arbre; la contrainte réelle est probablement plus élevée et plus localisée.

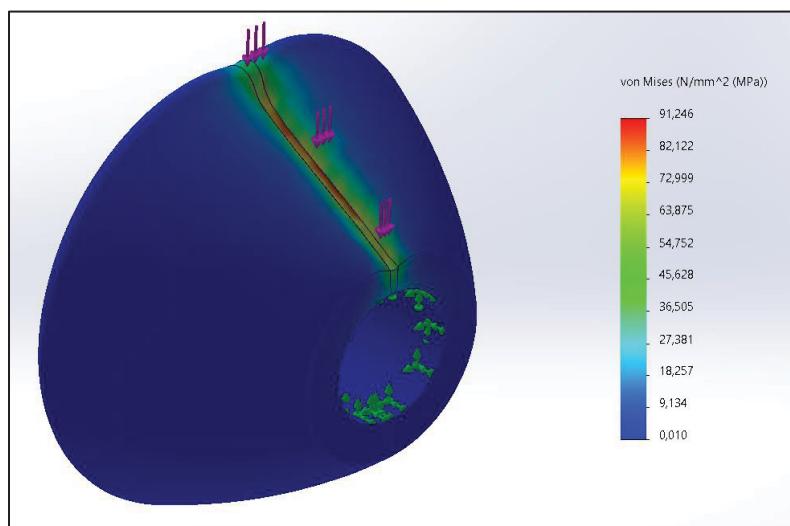


Figure 3.28 Simulation de résistance d'une roulette par MEF

Il est important de garder en tête que les pièces composant l'impacteur participent à décupler la force d'impact grâce à l'accélération de sa masse vers le sol. L'optimisation de ces pièces ne passe donc pas seulement par la légèreté mais aussi par l'étude du meilleur compromis masse/performance.

⁵ <https://www.mcmaster.com>

3.7 Recommandations et futurs travaux

Les essais réalisés nous confortent quant à la capacité du mécanisme à développer une force suffisante pour faire décoller le robot. Il y a néanmoins un certain nombre de points pouvant être améliorés pour gagner en performance et atteindre l'objectif initiale d'une hauteur de 50cm la Lune.

Il est difficile de garantir l'alignement des rails lors de l'assemblage du mécanisme. Un mauvais alignement augmente rapidement la friction consommant une partie de l'énergie accumulée. Dans le prototype actuel, nous avons observé que fixer un rail et laisser le second libre permet d'offrir un guidage convenable sans surcontraindre le mécanisme. Cependant, il est pertinent d'explorer d'autres pistes pour le guidage linéaire afin de diminuer ces pertes.

Nous sommes également conscients que le guidage en rotation de l'arbre moteur est perfectible. En effet, le montage des roulements place l'arbre en porte-à-faux. Il est possible d'améliorer le guidage en rotation, par exemple, en ajoutant un second roulement à bille au-dessus du renvoi d'angle.

Une étude approfondie de la liaison came-roulettes permettrait d'améliorer le comportement global du système. Actuellement, la came a été prototypée de sorte à faciliter l'usinage. Cependant, nous pensons que des gains de performances peuvent être réalisés sur ce composant avec notamment :

- Un profil adapté à la forme de la roulette pour une meilleure répartition de la charge
- Une transition douce vers le point de bascule pour réduire l'usure sur les roulettes
- Un dégagement plus conséquent après le point de bascule pour garantir qu'il n'y a pas de friction indésirable
- Un plateau lorsque le mécanisme est en attente de saut pour alléger la charge du moteur

Nous jugeons également intéressant d'étudier l'influence du type d'impacteur sur la hauteur de saut maximale atteinte. Nous avons fait le choix d'une bille d'acier pour avoir un impact

« neutre » comme référence. Une géométrie ou un matériau d'impacteur différent pourrait contribuer à limiter l'effet de rebond observé à l'impact.

L'aluminium présente un bon compromis entre résistance mécanique, légèreté et usinabilité. Toutefois, on observe une usure de la came ou une déformation des roulettes selon les matériaux utilisés. Une réévaluation des matériaux et de la géométrie, notamment par une optimisation topologique, permettrait d'améliorer la durabilité et l'efficacité du système. Concernant l'électronique, il est nécessaire d'instrumenter le mécanisme pour l'utiliser de façon autonome. Un capteur de fin de course peut par exemple permettre de savoir quand le mécanisme est prêt à sauter et il a fini sa séquence d'actionnement. Un contrôle approfondi du moteur peut également permettre d'optimiser le couple fourni durant les phases tout en minimisant le coût énergétique.

Plusieurs aspects d'intégration dans ARIES restent à approfondir dans le cadre de travaux futurs. La liaison entre les deux mécanismes, présentée de manière conceptuelle en section 3.2.2 « Intégration dans ARIES », doit permettre de déplacer le point d'impact sous la sphère en maximisant le transfert d'énergie. Spiegel, Sun, & Zhao (2023) proposent par exemple un concept de robot sauteur tirant à profit la déformation d'une lame en carbone pour accumuler de l'énergie.

Il est primordial que les mécanismes soient synchronisés pour limiter le chargement sur l'élément de liaison et les pertes d'énergie. Cette synchronisation doit idéalement être réalisée de façon mécanique mais il est également envisageable d'implémenter des capteurs et de synchroniser le déclenchement de façon électronique.

Le second enjeu concernant l'intégration dans ARIES est au niveau de la coquille. Il faut trouver le moyen de laisser l'impacteur toucher le sol tout en minimisant la perte d'étanchéité. Une solution a été proposée précédant l'étude de ce mémoire (*Voir Figure 3.28*) mais l'étude de l'étendue du mouvement et de la perte d'énergie dans la membrane reste à faire.



Figure 3.29 Solution envisagée pour le transfert étanche d'énergie entre la sphère et le sol

Finalement, il serait intéressant d'évaluer les performances de navigation du robot dans la coquille, en microgravité simulée, ou sur des sols de natures différentes.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Ce mémoire contribue à l'objectif principal d'ARIES : l'exploration d'environnements inconnus en essaim. Il présente la révision du robot sphérique ARIES afin de le rendre robuste aux forces induites par son actionnement, aux obstacles sur sa trajectoire et adapté à la production en série.

La revue de littérature permet de mieux comprendre les difficultés de conception intrinsèques à ARIES. Un mécanisme d'actionnement innovant permettant un suivi de trajectoire fluide est implémenté tout en garantissant que la partie supérieure du robot reste libre pour l'intégration de capteurs (caméras, LiDAR). Comparativement à d'autres robots sphériques, les champs d'application pressentis pour ARIES rendent sa masse et sa grosseur particulièrement critiques et sur lesquels il est difficile de faire des compromis.

L'analyse de défaillance du prototype original présentée dans le second chapitre met en lumière les faiblesses contraignant le mécanisme d'actionnement et empêchant d'utiliser le plein potentiel de celui-ci : la combinaison de rotation et de translation. Les sources principales de ces enjeux sont identifiées comme étant : une rigidité structurelle trop faible, des mouvements internes insuffisamment guidés et une transmission de puissance peu efficace.

Les améliorations proposées sur ces trois thématiques permettent dorénavant de produire des mouvements complexes avec le mécanisme d'actionnement. Nous avons cependant fait des compromis quant à la masse et au centre de masse du robot pour arriver à ce résultat. Sur le prototype proposé, le centre de masse est déplacé de 16.2mm vers le haut et la masse totale est de 3.5kg plus élevée. Nous avons vu lors de la revue de littérature que ce sont deux variables critiques dans la conception d'un robot sphérique puisqu'elles influencent directement les performances de roulage du robot (vitesse linéaire, gravissement d'obstacle, ...). A présent, une caractérisation de la friction au sein du système ainsi que des efforts en présence permettrait d'optimiser le mécanisme pour redescendre le centre de masse et réduire la masse.

Le mécanisme de saut conçu prouve qu'il est possible d'emmagasiner suffisamment d'énergie pour faire décoller ARIES avec le faible encombrement disponible. Lors de nos essais, nous avons mesuré une force proche de 10 kN et un saut de 2.8cm, équivalent à 17cm en gravité lunaire. Cependant, l'intégration finale dans ARIES tout en maximisant la restitution de l'énergie accumulée reste à compléter.

Nous avons toutefois émis plusieurs recommandations pour l'amélioration des performances du mécanisme de saut : améliorer le guidage linéaire, optimiser le profil de came, et réaliser une étude topologique sur les composants. Nous avons également proposé plusieurs pistes concernant la liaison entre les mécanismes et la modification de la coquille pour finaliser l'intégration dans ARIES.

ANNEXE I

GALERIE D'IMAGES DES DÉFAILLANCES DU PROTOTYPE ORIGINAL D'ARIES

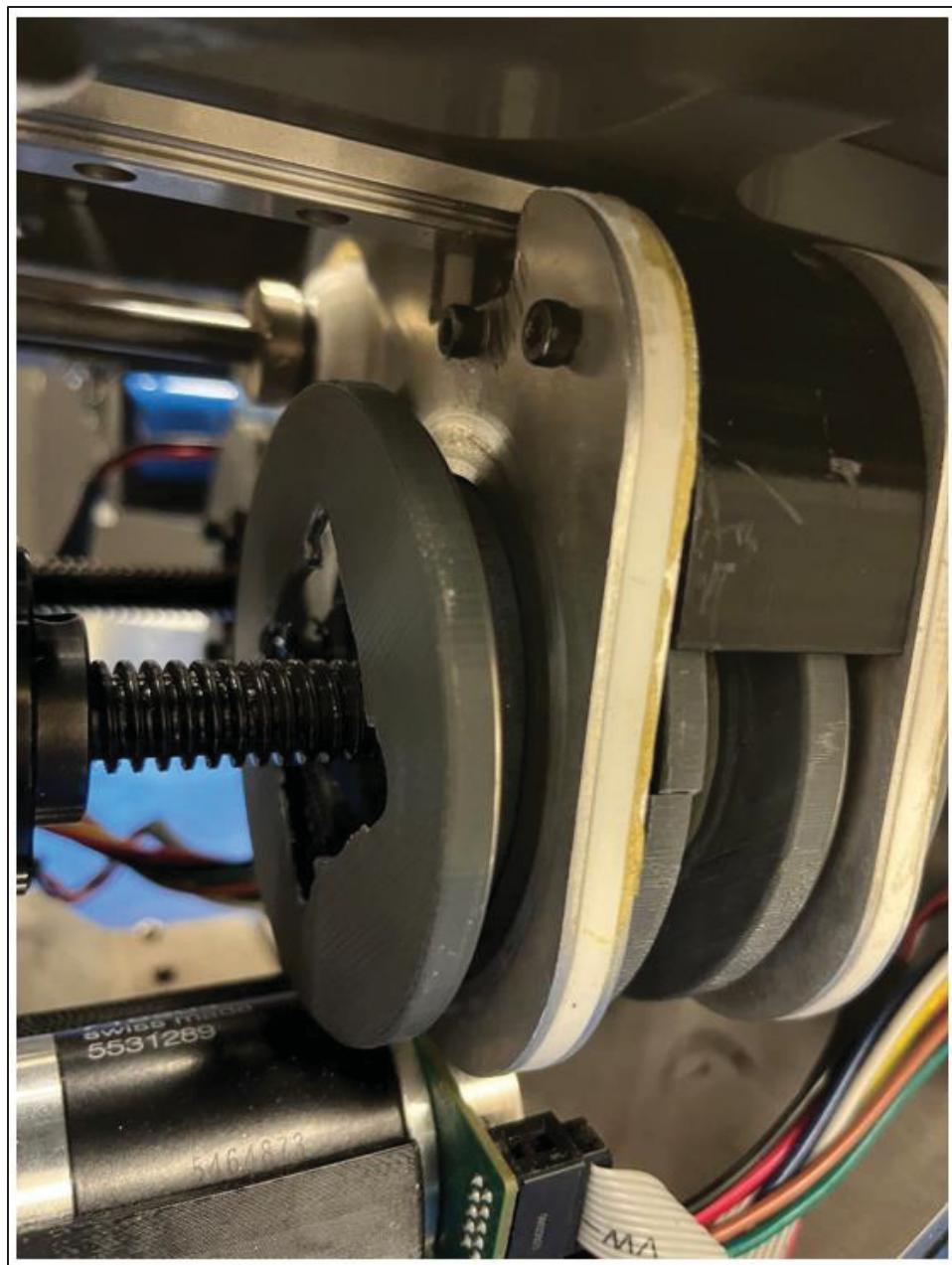


Figure-A I-1 Bris en cisaillement du support de butée à rouleaux et arrachement en tension de la poulie

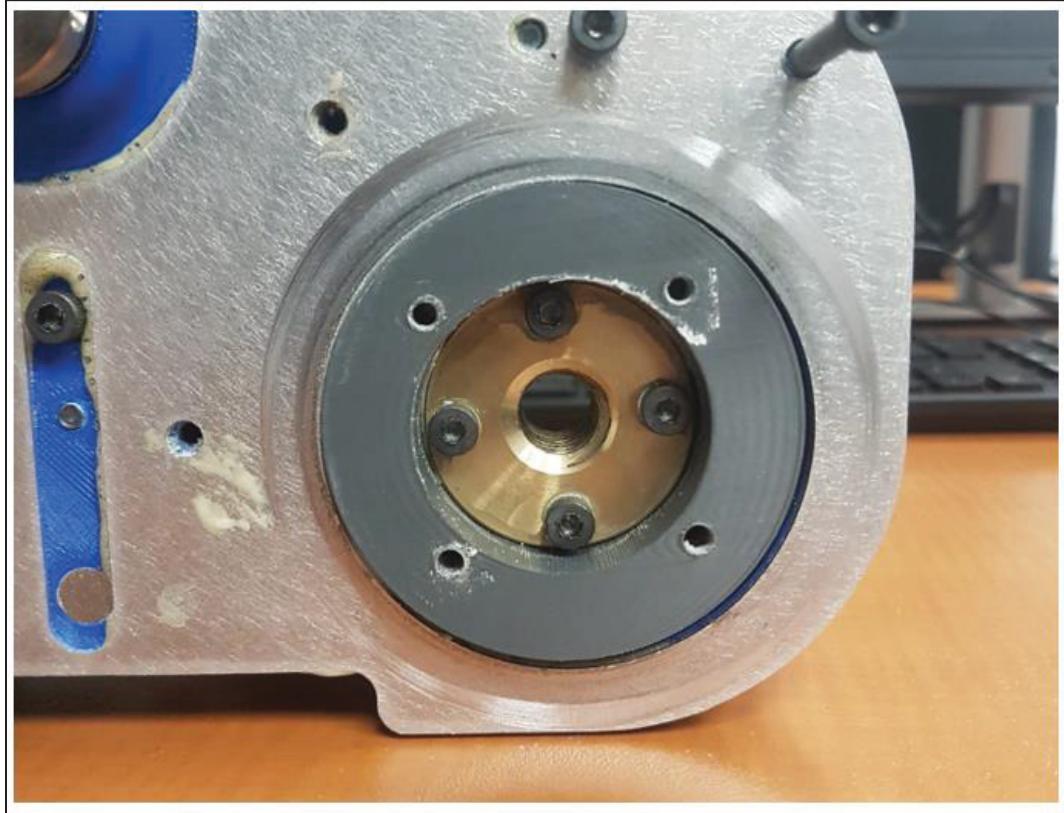


Figure-A I-2 Usure anormale du panneau dû à la pression exercée par la butée à rouleaux et désaxement de la poulie entraînant une friction

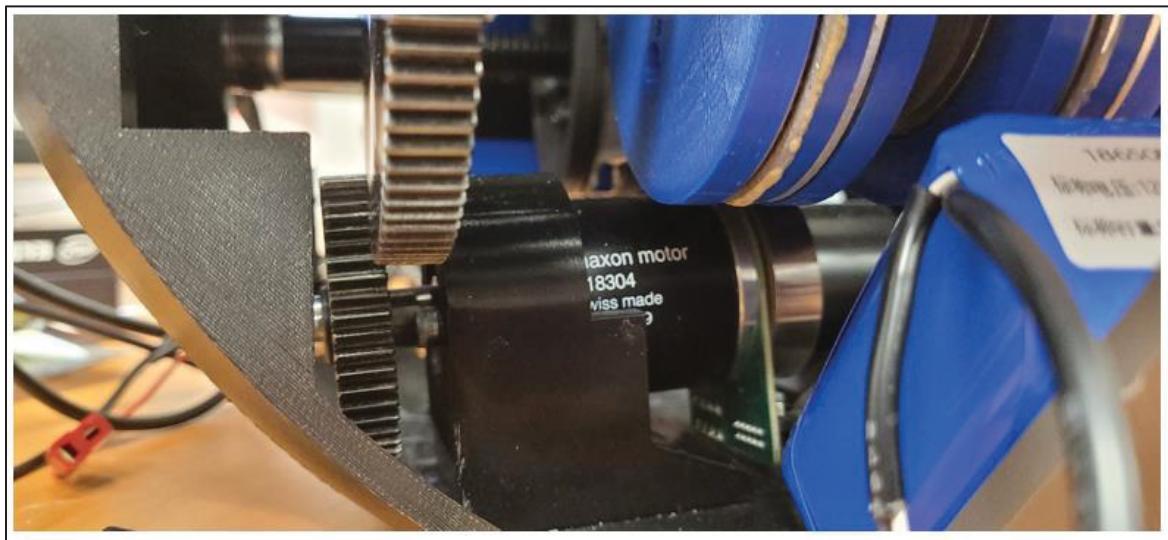


Figure-A I-3 Désalignement des engrenages à cause de la déformation de la structure

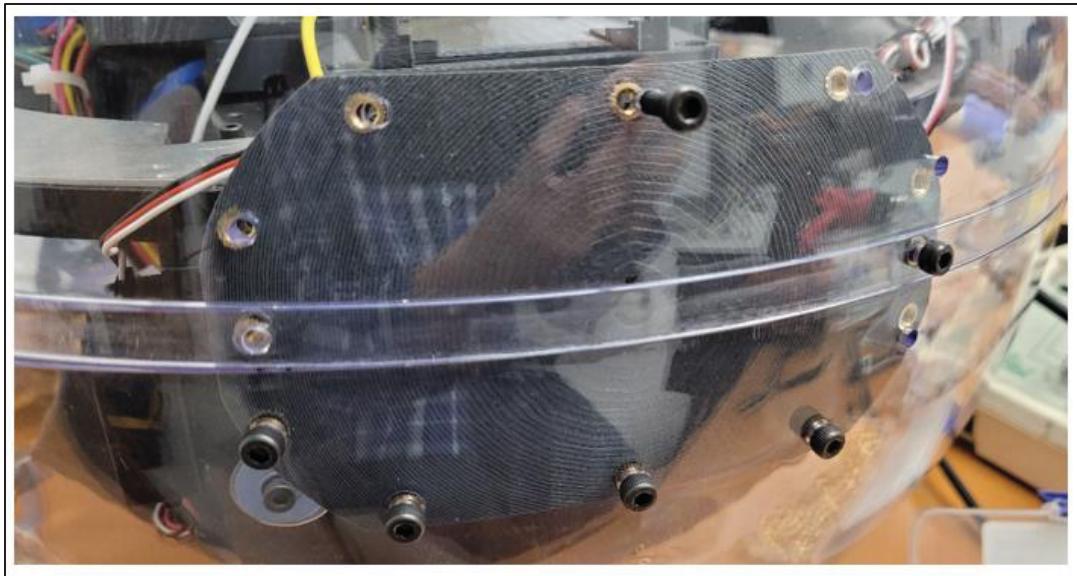


Figure-A I-4 Mauvais alignement des trous entre l'attache et la coquille

ANNEXE II

SPÉCIFICATIONS DU BRAS DE SCANNAGE LASER HEXAGON ABSOLUTE ARM 8525-7

| ABSOLUTE ARM 7-AXIS ACCURACY AND SIZE SPECIFICATION | | | | | | | | | |
|--|----------------------------|-------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|----------------------|----------------------|---------------------|------------|
| | Model | E _{UNI} ¹ | P _{SIZE} ² | L _{DIA} ³ | P _{FORM} ⁴ | RS6 SSA ⁵ | RS5 SSA ⁶ | Weight ⁷ | Max. reach |
| 83 series | 8320-7 | 0.043 mm | 0.016 mm | 0.054 mm | 0.033 mm | 0.059 mm | 0.062 mm | 8.8 kg | 2.48 m |
| | 8325-7 | 0.048 mm | 0.023 mm | 0.060 mm | 0.043 mm | 0.065 mm | 0.068 mm | 9.1 kg | 2.98 m |
| | 8330-7 | 0.078 mm | 0.034 mm | 0.090 mm | 0.058 mm | 0.082 mm | 0.092 mm | 9.4 kg | 3.48 m |
| | 8335-7 | 0.092 mm | 0.042 mm | 0.115 mm | 0.067 mm | 0.099 mm | 0.105 mm | 9.7 kg | 3.98 m |
| | 8340-7 | 0.114 mm | 0.051 mm | 0.140 mm | 0.084 mm | 0.118 mm | 0.122 mm | 10.0 kg | 4.48 m |
| | 8345-7 | 0.158 mm | 0.078 mm | 0.168 mm | 0.106 mm | 0.163 mm | 0.172 mm | 10.3 kg | 4.98 m |
| 85 series | 8520-7 | 0.029 mm | 0.010 mm | 0.038 mm | 0.021 mm | 0.041 mm | 0.045 mm | 9.0 kg | 2.48 m |
| | 8525-7 | 0.031 mm | 0.012 mm | 0.048 mm | 0.025 mm | 0.047 mm | 0.048 mm | 9.3 kg | 2.98 m |
| | 8530-7 | 0.057 mm | 0.020 mm | 0.083 mm | 0.038 mm | 0.064 mm | 0.066 mm | 9.6 kg | 3.48 m |
| | 8535-7 | 0.069 mm | 0.024 mm | 0.099 mm | 0.045 mm | 0.078 mm | 0.080 mm | 9.9 kg | 3.98 m |
| | 8540-7 | 0.084 mm | 0.030 mm | 0.120 mm | 0.050 mm | 0.089 mm | 0.091 mm | 10.2 kg | 4.48 m |
| | 8545-7 | 0.113 mm | 0.048 mm | 0.140 mm | 0.065 mm | 0.141 mm | 0.148 mm | 10.5 kg | 4.98 m |
| 87 series | 8725-7 | 0.029 mm | 0.011 mm | 0.044 mm | 0.023 mm | 0.043 mm | 0.044 mm | 9.3 kg | 2.98 m |
| | 8730-7 | 0.053 mm | 0.018 mm | 0.076 mm | 0.035 mm | 0.056 mm | 0.058 mm | 9.6 kg | 3.48 m |
| | 8735-7 | 0.064 mm | 0.022 mm | 0.092 mm | 0.041 mm | 0.068 mm | 0.071 mm | 9.9 kg | 3.98 m |
| | 8740-7 | 0.078 mm | 0.028 mm | 0.110 mm | 0.046 mm | 0.080 mm | 0.082 mm | 10.2 kg | 4.48 m |
| | 8745-7 | 0.104 mm | 0.044 mm | 0.125 mm | 0.060 mm | 0.121 mm | 0.127 mm | 10.5 kg | 4.98 m |
| | | | | | | | | | |
| LASER SCANNERS SPECIFICATION | | | | | | | | | |
| | RS6 | RS5 | HP-L-8.9 | | | | | | |
| Accuracy | 0.026 mm (2σ) | 0.028 mm (2σ) | 0.04 mm (2σ) | | | | | | |
| Point Acquisition Rate | up to 1.2 million points/s | 752 000 points/s | 45 000 points/s | | | | | | |
| Points per Line | max. 4000 | max. 7520 | 750 | | | | | | |
| Line Rate | max. 300 Hz | max. 100 Hz | 60 Hz | | | | | | |
| Line Width (mid) | 150 mm | 115 mm | 80 mm | | | | | | |
| Standoff | 165 +/- 50 mm | 165 +/- 50 mm | 135 +/- 45 mm | | | | | | |
| Minimum Point Spacing | 0.027 mm | 0.011 mm | 0.08 mm | | | | | | |
| System Scanning Certification | yes | yes | no | | | | | | |
| Laser Class | 2 | 2M | 2 | | | | | | |
| Operating Temperature | 5-40°C | 5-40°C | 5-40°C | | | | | | |
| Weight | 0.4 kg | 0.4 kg | 0.32 kg | | | | | | |

Figure-A II-1 Spécifications du bras de scannage laser Hexagon Absolute Arm 8525-7

ANNEXE III

DIMENSIONNEMENT PRÉLIMINAIRE DU MÉCANISME DE SAUT

Une phase d'idéation sur le modèle 3D d'ARIES nous permet de déterminer des critères pour la sélection du ressort :

- Objectif de hauteur maximale théorique atteinte sur la Lune d'environ 50cm
- Course du ressort d'environ 30mm pour ne pas gêner le roulage de la sphère lorsque le mécanisme est armé
- Le ressort doit nécessairement avoir une longueur minimale comprimée supérieure à la course attendue du mécanisme
- Diamètre extérieur du ressort inférieur 60mm car nous jugeons improbable l'intégration d'un ressort plus large
- Longueur maximale du ressort inférieure à 102mm

La Figure-A III-1 présente la répartition des références standards disponibles sur le catalogue *McMaster*.

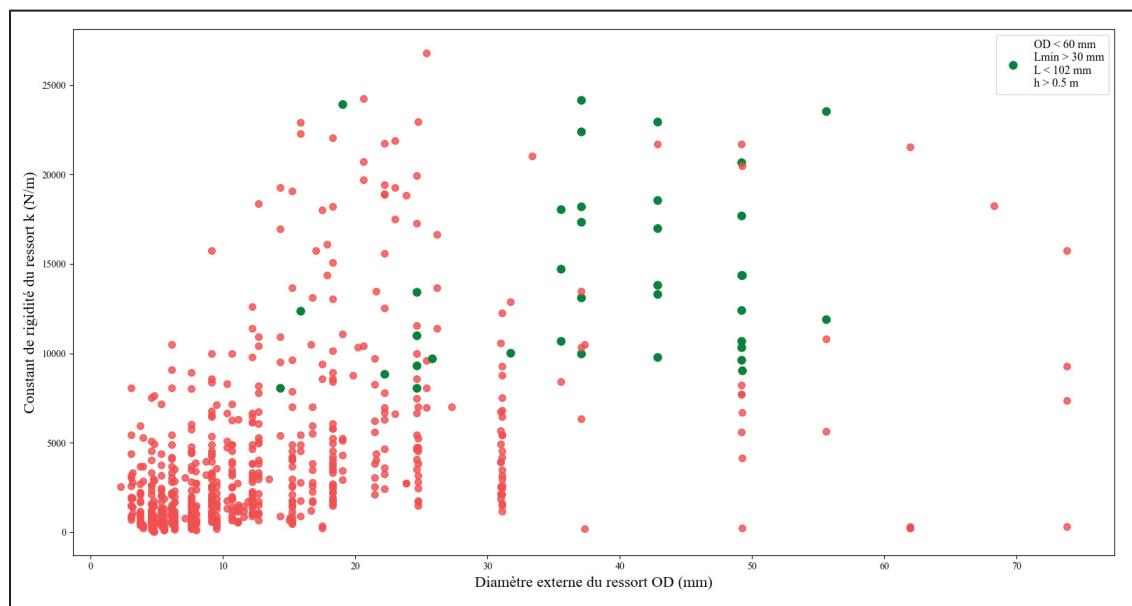


Figure-A III-1 Ressorts de compression standards issus du catalogue McMaster : en vert, références validant les critères; en rouge ne les validant pas

Les Tableau-A III-1 et Tableau-A III-2 présentent l'ensemble des grandeurs utilisées pour l'application numérique des équations de dimensionnement développées dans cette section. Le premier, présente les résultats du dimensionnement et le second, les paramètres d'entrée utilisés pour les calculs. Ces paramètres sont déterminés en fonction des contraintes d'intégration du mécanisme ou de données techniques fournies par les fabricants.

Tableau-A III-1 Paramètres d'entrée pour l'application numérique du dimensionnement

| Symbole | Description | Valeur | Unité |
|----------------------|--|----------|-------------------|
| σ_y_{alu} | Limite de rupture de l'alliage d'aluminium 6061-T6 | 310 | MPa |
| x | Course du ressort | 32 | mm |
| p | Pas de la vis équivalente | 32 | mm |
| k | Rigidité du ressort | 11000 | N/m |
| nd | Nombre de roulettes | 2 | N./A. |
| FS | Facteur de sécurité | 2 | N./A. |
| r | Ratio de réduction du réducteur | 26 | N./A. |
| J_{mot} | Moment d'inertie du moteur | 92.5e-7 | kg/m ² |
| $J_{reducteur}$ | Moment d'inertie du réducteur | 9.1e-7 | kg/m ² |
| J_{renvoi} | Moment d'inertie du renvoi d'angle | 255.7e-7 | kg/m ² |
| ω_{moteur} | Vitesse de rotation du moteur | 2800 | RPM |
| t_{acc} | Temps d'accélération du moteur | 0.001 | s |
| η_{moteur} | Rendement du moteur | 0.76 | N./A |
| $\eta_{réducteur}$ | Rendement du réducteur | 0.81 | N./A |
| P_{moteur_max} | Puissance nominale au moteur | 30 | W |
| T_{moteur_max} | Couple de décrochage | 253e-3 | Nm |
| $T_{réducteur_max}$ | Couple intermittent | 11.3 | Nm |

Tableau-A III-2 Récapitulatif du dimensionnement préliminaire

| Symbol | Description | Valeur | Unité |
|---------------------|---|----------|-----------------|
| T | Couple exigé en sortie de transmission | 14.62 | Nm |
| Fk | Force développée par le ressort | 352 | N |
| d_m | Diamètre de l'arbre moteur | 5.01 | mm |
| d_r | Diamètre de l'arbre des roulettes | 3.55 | mm |
| FS_{P_moteur} | Facteur de sécurité de puissance au moteur | 1.81 | N./A. |
| FS_{T_moteur} | Facteur de sécurité de couple au moteur | 4.49 | N./A. |
| $FS_{T_reducteur}$ | Facteur de sécurité de couple au réducteur | 2.72 | N./A |
| L | Longueur d'avance de la vis équivalente | 64 | mm |
| τ | Contrainte de cisaillement | 10.56 | MPa |
| I_m | Moment quadratique de l'arbre moteur | 2035.75 | mm ⁴ |
| σ | Contrainte de flexion | 203.08 | MPa |
| M | Moment de flexion | 2.55 | Nm |
| I_r | Moment quadratique de l'arbre des roulettes | 25.13 | mm ⁴ |
| P_{moteur} | Puissance exigée au moteur | 19.85 | W |
| T_{moteur} | Couple exigé au moteur | 56.25e-3 | Nm |
| Tr | Couple de compression du ressort | 3.58 | Nm |
| $T_{u_reducteur}$ | Couple utile ramené au réducteur | 11.65 | Nm |
| $T_{inertiel}$ | Couple inertiel (moteur et réducteur) | 2.98 | Nm |
| η_{tot} | Rendement global du système | 0.31 | N./A |

On réutilise les équations présentées dans la section 3.2.1 « Came hélicoïdale » pour déterminer la force développée par le ressort ainsi que le couple utile induit au contact des roulettes avec la came. La force est dépendante du stade de chargement du mécanisme, nous ne considérons que sa valeur maximale pour le dimensionnement, soit lorsque le mécanisme est complètement chargé.

$$Tr = Fk * L / (2 * \pi) = 3.68 \text{ Nm}$$

$$Fk = k * x = 352 \text{ N} \quad (\text{A III.1})$$

$$L = nd * p$$

On commence par étudier le chargement de l'arbre moteur. Celui-ci travaille principalement en torsion. On utilise les équations suivantes pour déterminer le diamètre d'arbre minimal :

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{Tu}{I_m} * \frac{d_m}{2} & d_m &> \sqrt[3]{\frac{32 * FS * Tu}{\sigma_{y_alu} * \pi}} \\ I_m &= \frac{\pi * d_m^4}{32} & d_m &> 5.01 \text{ mm} \quad (\text{A III.2}) \\ FS &= \frac{\sigma_{y_alu}/2}{\tau}\end{aligned}$$

Ensuite, l'arbre inférieur est chargé en flexion dû à l'effort de contact entre les roulettes et la came. On utilise les équations suivantes pour déterminer le diamètre d'arbre minimal :

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{M * d_r}{2 * I_r} & FS &= \frac{\sigma_{y_alu}}{\sigma} \\ M &= \frac{Fk * L}{2} & d_r &> \sqrt[3]{\frac{16 * M * FS}{\sigma_{y_alu} * \pi}} \quad (\text{A III.3}) \\ I_r &= \frac{\pi * d_r^4}{32} & d_r &> 3.55 \text{ mm}\end{aligned}$$

Le moteur responsable de la compression du ressort doit être dimensionné de manière à garantir un couple utile suffisant en sortie de transmission. Le couple calculé précédemment ne tient pas compte des pertes mécaniques, notamment dues aux frottements, qui réduisent l'efficacité du système. Il est donc nécessaire de vérifier que le moteur fournit une puissance adéquate et que la transmission peut encaisser le couple transmis.

La sélection s'appuie sur une approche itérative, en testant différentes références de moteurs et réducteurs compatibles avec les contraintes d'encombrement. Le rendement global du mécanisme influe directement sur le couple requis, et joue ainsi un rôle central dans ce dimensionnement.

Trois facteurs de sécurité sont introduits, respectivement sur la puissance du moteur, le couple transmis au réducteur et celui exigé au moteur. Le couple de décrochage est utilisé comme référence, considérant que le couple maximal n'est sollicité que brièvement. Les équations associées sont présentées ci-dessous :

$$\begin{aligned}
 P_{moteur} &= T_{moteur} * \omega_{moteur} \\
 T_{moteur} &= \frac{T}{r} \\
 T &= T_{pm} + T_m \\
 T_{u_reducteur} &= \frac{T_u}{\eta_{tot}} \\
 T_{inertiel} &= (J_{mot} + J_{reducteur} + J_{renvoi}) * \frac{\omega_{moteur}}{t_{acc}} \quad (\text{A III.4}) \\
 \eta_{tot} &= \eta_{moteur} * \eta_{reducteur} * FS \\
 FS_{P_moteur} &= \frac{P_{moteur_max}}{P_{moteur}} = \mathbf{1.81} \\
 FS_{T_reducteur} &= \frac{T_{reducteur_max}}{T_{reducteur}} = \mathbf{2.72} \\
 FS_{T_moteur} &= \frac{T_{moteur_max}}{T_{moteur}} = \mathbf{4.4}
 \end{aligned}$$

ANNEXE IV

PREUVE DE CONCEPT DU MÉCANISME DE SAUT

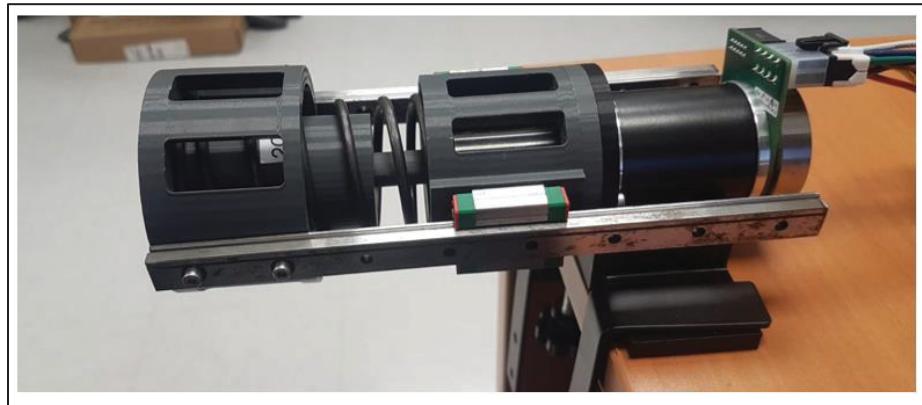


Figure-A IV-1 Premier prototype du mécanisme de saut

Nous avons réalisé un premier prototype basé sur le scénario de ressort extérieur. Ce choix est principalement dû à la disponibilité de raideurs différentes pour ce diamètre. Nous avons pu prototyper rapidement grâce à l'impression 3D tout en gardant la possibilité de mettre à l'échelle avec des pièces usinés pour un ressort plus raide.

Nous avons pu travailler différents profils de came et observer l'impact de la rigidité du ressort sur le prototype. On note par exemple qu'augmenter la raideur du ressort augmente grandement la friction entre les éléments. Les roulettes, par exemple, ne tournent pas autour de leur axe lorsqu'il y a contact avec la came malgré la présence de roulements capable de rependre la charge. Concernant le profil de came, nous avons confirmé que le couple moteur augmente avec le nombre de roulettes en présence. Nous sommes donc confiants quant à l'utilisation d'une vis de transmission comme modélisation équivalente du contact.

Cette preuve de concept est trop volumineuse pour être intégrée tel que dans ARIES. Les observations réalisées sont cependant utiles à la conception d'un concept raffiné à l'échelle du robot.

ANNEXE V

DÉTERMINATION DE LA PROFONDEUR D'IMPACT

La profondeur d'impact est déterminée par mesure expérimentale à l'aide d'un appareil de mesure 3D : KEYENCE VR5200. L'appareil numérise la surface en projetant des motifs de lumière sur celle-ci et en effectuant une comparaison optique des images obtenues. L'appareil garantit une mesure précise à $5\mu\text{m}$. On mesure une profondeur dans la zone d'impact de 0.046mm (*Voir Figure-A V-1*).

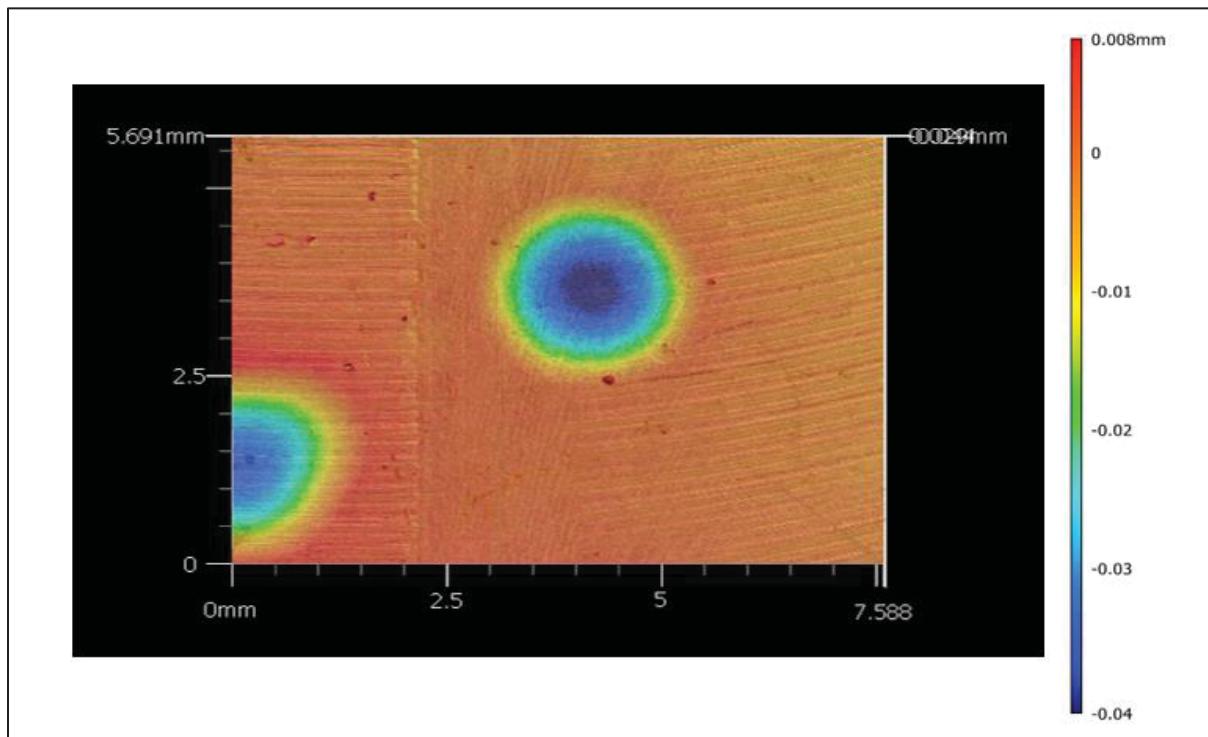


Figure-A V-1 Carte de couleur de la profondeur mesurée

ANNEXE VI

CALIBRATION DE LA PLATEFORME DE FORCE

Afin d'obtenir les résultats les plus proches de la réalité, nous avons recalibré notre plateforme de force (KISTLER 9255B) en suivant une procédure simplifiée dérivée de la méthodologie proposée par V. Astakhov dans le Chapitre 6 de son livre « Metal Cutting Mechanics » paru en 1998. La procédure de calibration a pour objectif de déterminer les paramètres d'acquisition pour faire coïncider la force mesurée avec la force réellement appliquée. On distingue deux phases dans la procédure : la calibration statique et la calibration dynamique.

Pour la partie statique, on place la plateforme de force sur une presse hydraulique de précision. Pour chaque axe (X, Y et Z), on compare la valeur de force obtenue sur la plateforme de force avec celle fournie par la presse, notre référence (*Voir Figure-A VI-1*). Pour ne pas endommager les cellules de charges de la plateforme, on utilise la moitié de la plage de force mesurable par l'équipement comme valeur cible, soit 0 à 10kN dans notre cas. L'ensemble des spécifications de la plateforme de force KISTLER 9255B est disponible en Figure-A VI-2.



Figure-A VI-1 Montage pour la calibration statique de la table de force

| Technische Daten | | Données techniques | | Technical Data | |
|---|---|---|-------------------------|---|--------------------------------|
| Bereich | Gamme | Range | F_x, F_y F_z | kN kN | -20 ... 20 *) -10 ... 40 *) |
| Kalibrierter Teilbereich | Gamme partielle étalonnée | Calibrated partial range | F_x, F_y F_z | kN kN | 0 ... 2 0 ... 4 |
| Überlast | Surcharge | Overload | F_x, F_y F_z | kN kN | -24/24 -12/48 |
| Ansprechschwelle | Seuil de réponse | Threshold | | N | <0,01 |
| Empfindlichkeit | Sensibilité | Sensitivity | F_x, F_y F_z | pC/N pC/N | ≈-8 ≈-3,7 |
| Linearität, alle Bereiche | Linéarité, toutes les gammes | Linearity, all ranges | | % FSO | ≤±1 |
| Hysterese, alle Bereiche | Hystéresis, toutes les gammes | Hysteresis, all ranges | | % FSO | ≤0,5 |
| Übersprechen | Cross talk | Cross talk | | % | ≤±2 |
| Steifheit | Rigidité | Rigidity | c_x, c_y c_z | kN/μm kN/μm | >2 >3 |
| Eigenfrequenz | Fréquence propre | Natural frequency | $f_o(x, y, z)$ | kHz | ≈3 |
| Eigenfrequenz (montiert an Flanschen) | Fréquence propre (installé sur brides) | Natural frequency (mounted on flanges) | $f_o(x, y)$ $f_o(z)$ | kHz kHz | ≈1,7 ≈2 |
| Eigenfrequenz (montiert an Flanschen u. durch Deckplatte) | Fréquence propre (installé sur brides et à travers la plaque supérieure) | Natural frequency (mounted on flanges and through top plate) | $f_o(x, y)$ $f_o(z)$ | kHz kHz | ≈2 ≈3,3 |
| Betriebstemperaturbereich | Gamme de température d'utilisation | Operating temperature range | | °C | 0 ... 70 |
| Temperaturkoeffizient der Empfindlichkeit | Coefficient de température de la sensibilité | Temperature coefficient of sensitivity | | %/°C | -0,02 |
| Kapazität (pro Kanal) | Capacité (de canal) | Capacitance (of channel) | | pF | ≈500 |
| Isolationswiderstand (20 °C) | Résistance d'isolation (20 °C) | Insulation resistance (20 °C) | | Ω | >10 ¹³ |
| Masseisolation | Isolé à la masse | Ground insulation | | Ω | >10 ⁸ |
| Schutzzart | Classe de protection | Protection class | | – | IP 67 |
| Gewicht | Poids | Weight | | kg | 52 |
| *) Kraftangriff innerhalb und max. 100 mm oberhalb der Deckfläche. | | *) Point d'application de la force au-dedans et max. 100 mm au-dessus de la plaque supérieure. | | *) Application of force inside and max. 100 mm above top plate area. | |
| **) Mit Anschlusskabel Typen 1687B5, 1689B5 | | **) Avec câble de connexion types 1687B5, 1689B5 | | **) With connecting cable Types 1687B5, 1689B5 | |
| 1 N (Newton) = 1 kg · m · s ⁻² = 0,1019... kp = 0,2248... lbf; 1 inch = 25,4 mm; 1 kg = 2,2046... lb; 1 Nm = 0,73756... lbft | | | | | |

Figure-A VI-2 Spécifications de la plateforme de force KISTLER 9255B

La calibration dynamique permet de s'assurer que la réponse en fréquence de la mesure n'entre pas en résonance avec la fréquence naturelle de la plateforme de force. Cet aspect est présent dans la procédure de calibration puisque la plateforme KISTLER 9255B est normalement utilisée pour mesurer les forces de coupe en usinage. Dans notre cas, ce point n'est pas pertinent puisqu'on mesure des impacts.

ANNEXE VII

RÉVISION DE LA COQUILLE D'ARIES

La conception de la sphère est régie par deux contraintes principales : limiter l'obstruction et la déformation de la vision des capteurs (caméra, LiDAR) et être assez résistante pour supporter le poids du système. Le choix du matériau et du procédé de fabrication sont importants puisque la réfraction de la lumière, les reflets ou l'usure peuvent altérer les données capturées par les différents capteurs. Il est également nécessaire que la coquille soit assez robuste pour supporter la masse suspendue en se déformant minimalement et ne pas influer sur le comportement de roulement du robot. La sphère est divisée en deux coquilles hémisphériques mises en position l'une par rapport à l'autre par le biais d'une lèvre et attachées à l'axe de rotation du mécanisme d'actionnement par des interfaces en plastique (*Voir Figure 2.26*).

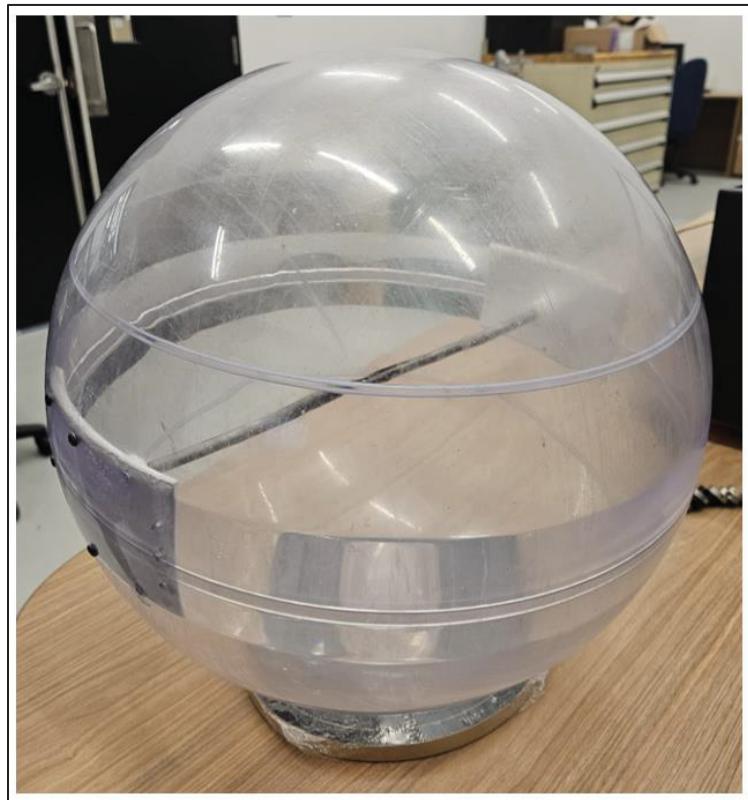


Figure-A VII-1 Sphère d'ARIES

Problématique observée

Sur le prototype original, le polycarbonate Lexan a été choisi pour sa résistance mécanique et sa transparence. Le matériau a une grande importance puisqu'il est nécessaire de supporter la masse du système tout en résistant à l'impact d'un choc local comme une roche. Chaque coquille est usinée dans la masse, avec un parcours d'outil spécifiquement pensé pour éliminer les effets de réfraction de la lumière. Ce procédé s'avère particulièrement coûteux, tant en matière première qu'en temps machine, ce qui le rend peu adapté à une production en série. Une alternative de fabrication plus économique et reproductible est donc à envisager.

Par ailleurs, des désalignements fréquents ont été observés entre les trous de fixation des attaches et ceux présents sur la sphère (voir Figure I.3 en Annexes I). Ce phénomène semble lié à l'orientation des trous vers le centre de la sphère : une légère erreur d'alignement sur une coquille se répercute symétriquement sur l'autre. Les attaches, qui assurent l'interface entre la coquille et l'axe de rotation, sont imprimées en plastique pour limiter le poids, car elles ne sont pas soumises à des efforts importants. Néanmoins, garantir un angle précis dans ce type de pièce reste complexe, que les trous soient taraudés ou qu'on installe des inserts filetés.

Solution proposée

La méthode de fixation des hémisphères est repensée afin de réduire les difficultés liées à l'assemblage de la coquille. Nous proposons l'utilisation de trous parallèles au plan de jonction de la sphère et de diamètre supérieur à celui des trous actuels. Cette approche nécessite l'ajout d'une pièce d'attache externe, positionnée à l'extérieur de la sphère, servant de surface d'appui pour les vis de fixation. L'attache externe est conçue en deux morceaux pour pouvoir assembler chaque demi-sphère sur l'axe principal indépendamment, facilitant grandement le processus. On intègre des pions de centrage sur les attaches externes pour venir les positionner par rapport à la coquille et l'attache interne lors de l'assemblage. Bien que cette solution présente l'inconvénient de compromettre la continuité de la surface externe, elle permet de nouvelles fonctionnalités. Nous pourrions par exemple charger les batteries ou communiquer avec

l'ordinateur de bord sans qu'il soit nécessaire d'ouvrir la coquille par le biais de connecteurs intégrés dans les attaches. La Figure 2.27 présente l'évolution de la technologie d'attaches entre le prototype original et la version améliorée proposée.

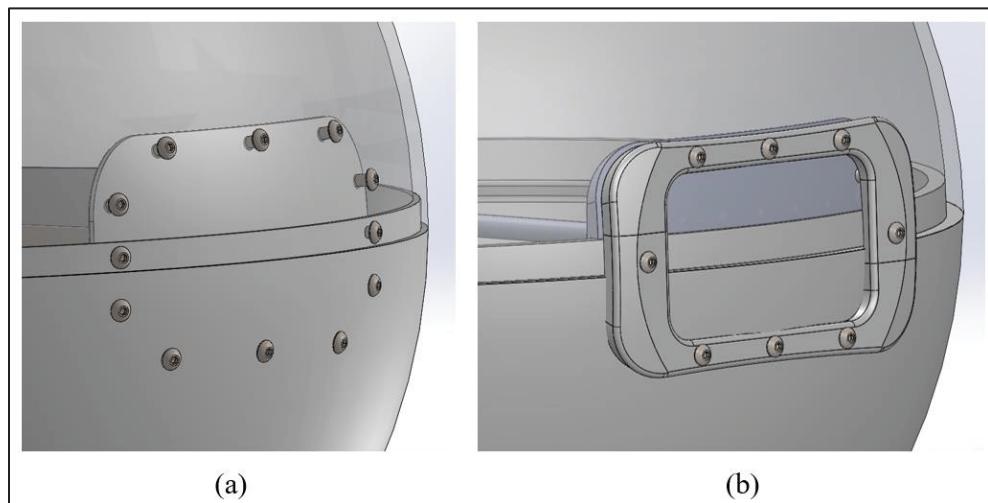


Figure-A VII-2 Technologie d'attache originale (a) et révision proposée (b)

Le thermoformage semble être un procédé de fabrication viable pour une production en série puisque c'est l'outillage qui est dispendieux et il est amorti sur la quantité de sphères produites. Ce procédé introduit cependant une variabilité dans l'épaisseur des coquilles puisqu'on vient déformer une feuille d'épaisseur constante jusqu'à obtenir la forme désirée. Dans notre cas, la déformation plastique engendre une épaisseur plus faible sur la partie supérieure de l'hémisphère qu'au niveau du plan de jonction. La Figure 2.28 illustre le procédé de fabrication pour une coquille d'ARIES.

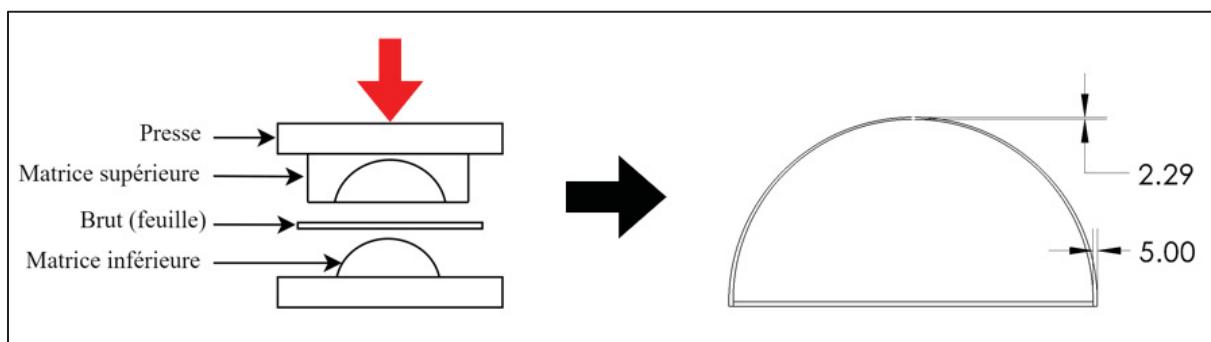


Figure-A VII-3 Principe de production d'une coquille d'ARIES par thermoformage

Essais de déformations

La variation d'épaisseur induite par le procédé de thermoformage constitue un défaut important pour notre application. En effet, la déformation de la partie basse de la sphère change le comportement de roulage du robot puisqu'il y a une plus grande zone de contact avec le sol. La déformation de la partie supérieure de la sphère, quant à elle, tend à l'ouvrir au niveau de la jonction entre les deux coquilles (Voir Figure 2.29).

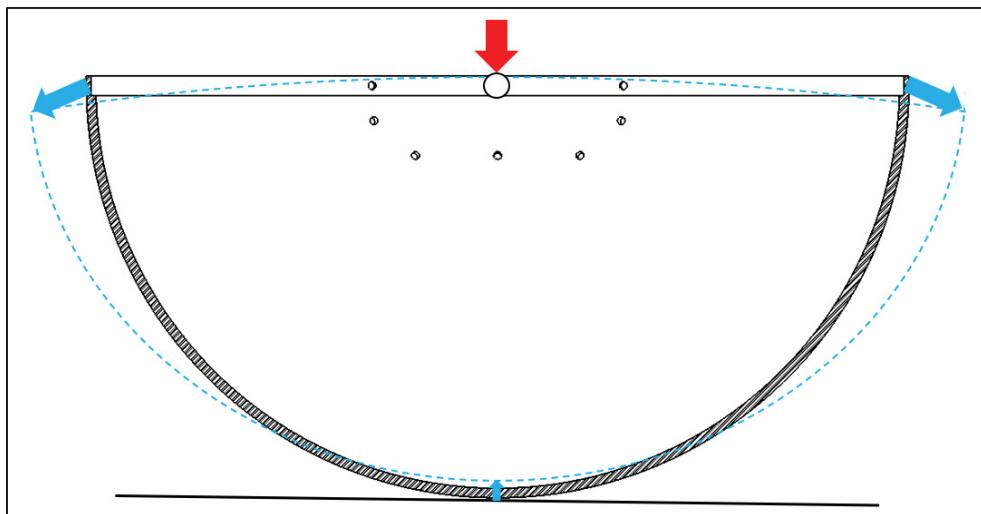


Figure-A VII-4 Déformation supposée de la coquille

Nous avons conduit des essais de déformations sur la coquille originale d'ARIES afin de comprendre le comportement de celle-ci lorsqu'on applique une charge. L'objectif ici est de comprendre dans quelle zone de la coquille la déformation est la plus critique. Ensuite, ces données expérimentales pourront être utilisées pour développer un modèle numérique du cas de chargement et simuler différentes géométries de coquille.

Puisque la déformation survient sur toute la surface de la coquille, nous décidons de la numériser en 3D à vide et en chargement afin de comparer les nuages de points obtenus. Nous utilisons le bras de scannage laser 7 axes *Absolute Arm 8525-7* de la compagnie *Hexagon* (les spécifications complètes sont disponibles en Annexes II « Spécifications du bras de scannage laser Hexagon Absolute Arm 8525-7»).

Nous considérons une charge de 12 kg pour représenter le mécanisme interne (sans la sphère d'environ 1kg par coquille). En réalité, la coquille est chargée de façon dynamique et non statique, il se peut donc que la force appliquée par la masse du robot en conditions réelles engendre des amplitudes de déformations que nous ne verrons pas dans notre étude. La coquille hémisphérique est montée sur un support surélevé afin de pouvoir scanner le maximum de surface de celle-ci. Puisque le matériau est transparent, nous appliquons une poudre afin que le laser du scanner puisse détecter la surface de la coquille. Le montage utilisé pour mesurer la déformation de la coquille est visible sur la Figure 2.30.

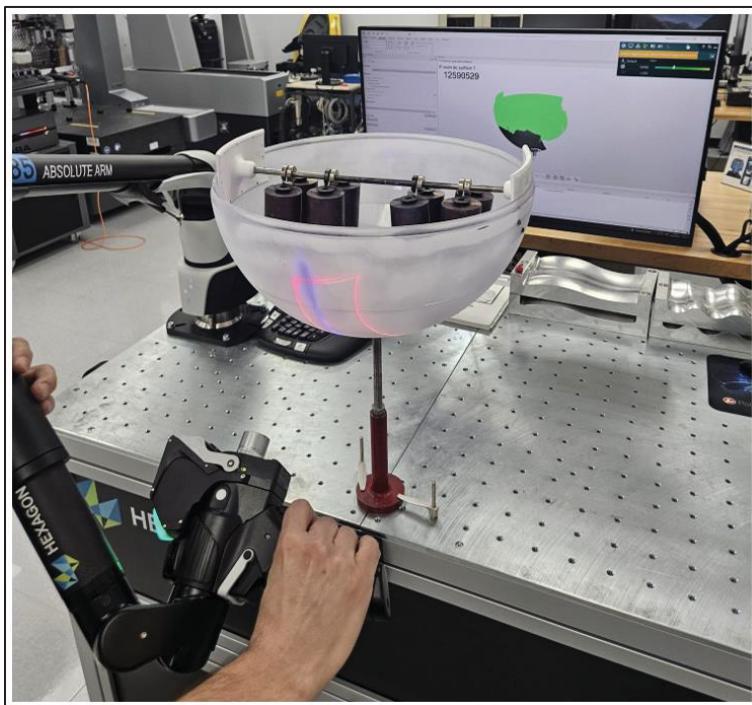


Figure-A VII-5 Essai de déformation de la coquille

La géométrie de la coquille rend difficile l'application de la charge sans mouvement du montage. Cependant, il est nécessaire que le montage reste immobile pour comparer la coquille à vide et chargée. Pour pallier ce problème, le logiciel *Polyworks* utilisé pour l'analyse permet de réajuster le nuage de points à partir de références fixes. On utilise les têtes de vis des attaches et l'interface avec la tige de support pour cette opération. Nous considérons que cette manipulation ne nuit pas aux résultats puisque, sauf défauts sur la sphère, la déformation observée devrait être symétrique.

On mesure un déplacement d'environ 1mm sur le diamètre de la partie supérieure de l'hémisphère dans le sens d'avance (*Voir Figure 2.31*). Perpendiculairement au sens d'avance, on observe un déplacement d'environ 0.2mm de chaque côté. Contrairement à l'hypothèse émise précédemment, nous n'observons pas d'écrasement sur la partie inférieure de la coquille.

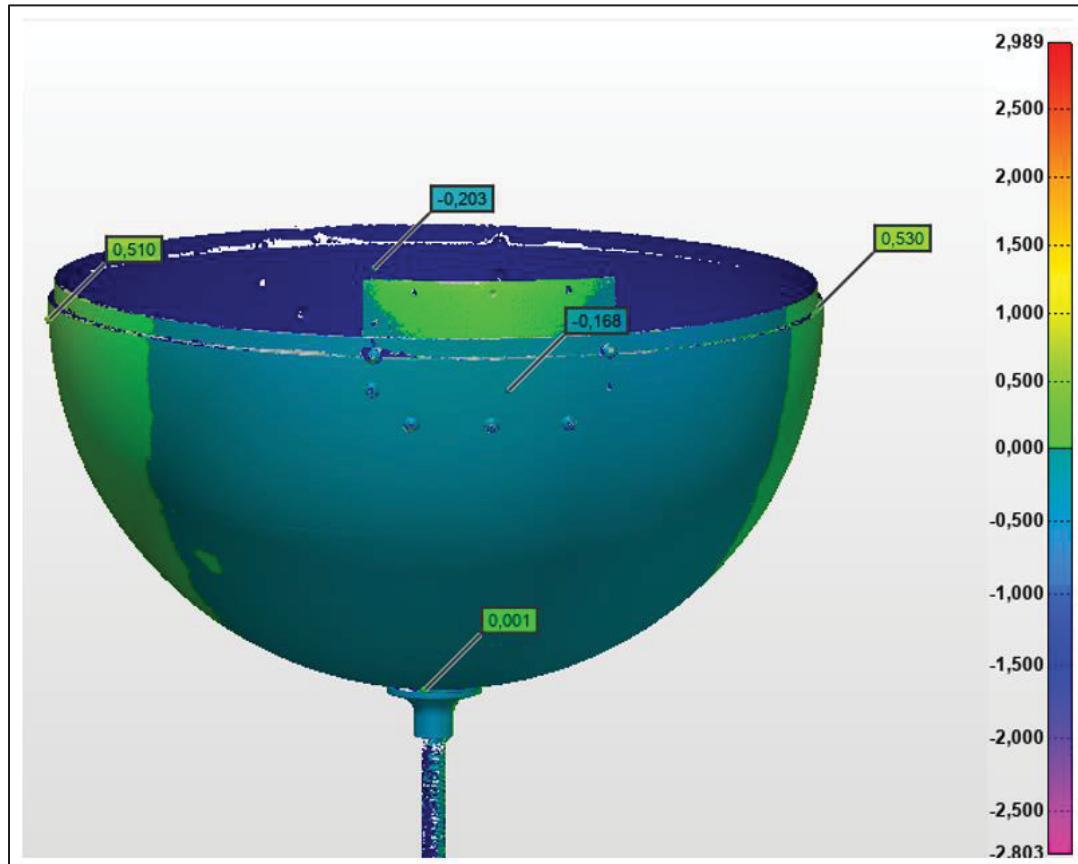


Figure-A VII-6 Répartition de la déformation de la coquille avec une charge de 12kg

ANNEXE VIII

ITÉRATIONS EXPÉRIMENTALES DU PROTOTYPE D'ARIES

Nous avons opté pour une approche itérative dans la reconception du prototype original d'ARIES, conscients des écarts de performance entre la théorie et la réalité, notamment en raison de la friction.

Le premier point que nous avons abordé est celui de la rigidité : nous avons conçu une structure en tôle d'acier pliée afin de répondre à cette problématique. Cependant, le procédé de fabrication retenu, bien qu'abordable et facilement accessible, n'est pas idéal en ce qui concerne la précision géométrique des pièces obtenues. La Figure-A VII-1 présente ce premier prototype réalisé

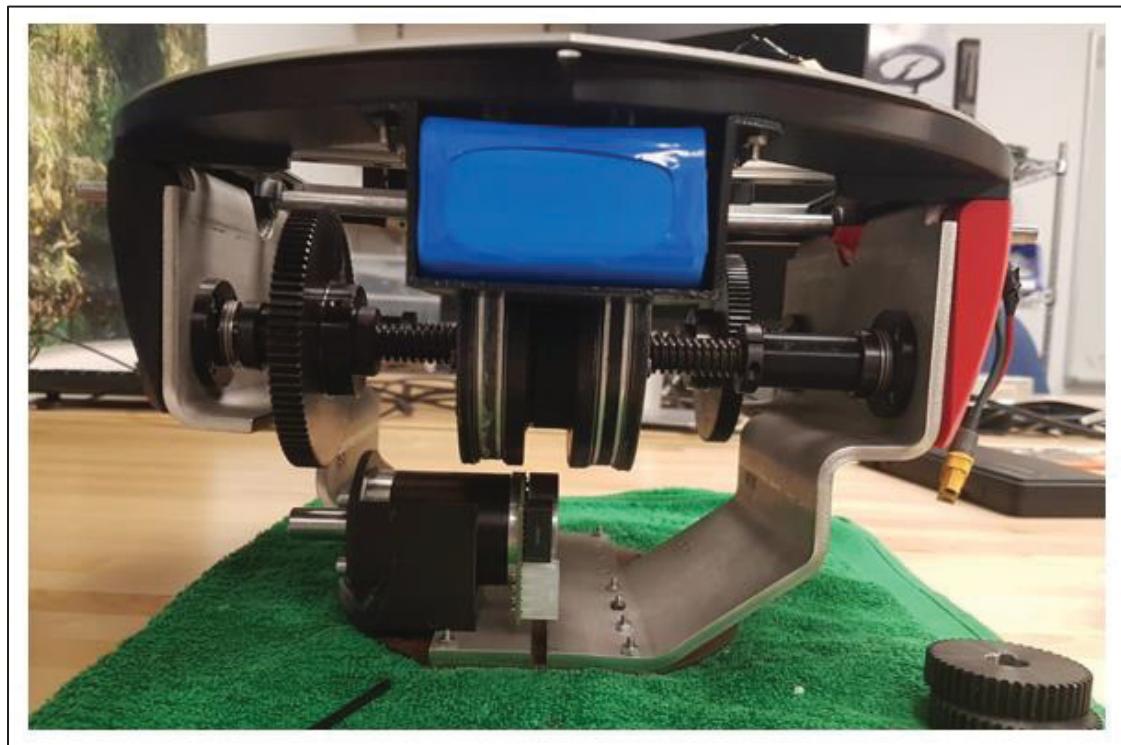


Figure-A VIII-1 Première itération de reconception du prototype original d'ARIES

À la suite de nos observations, nous avons étendu le travail au mécanisme d'actionnement du robot, en nous concentrant sur sa rigidité, son guidage et la réduction de la friction interne. Le second prototype réalisé est constitué d'une structure pliée plus légère, renforcée par des éléments supplémentaires, ainsi que d'un cadre supérieur destiné à accueillir le rail de guidage (*Voir Figure-A VIII-2*). Les panneaux structurels du mécanisme sont également usinés en aluminium afin d'améliorer la rigidité. Les vis de transmission de type ACME sont remplacées par des vis à billes, dans le but de réduire la friction et de faciliter le fonctionnement du différentiel, qui requiert un mécanisme réversible.

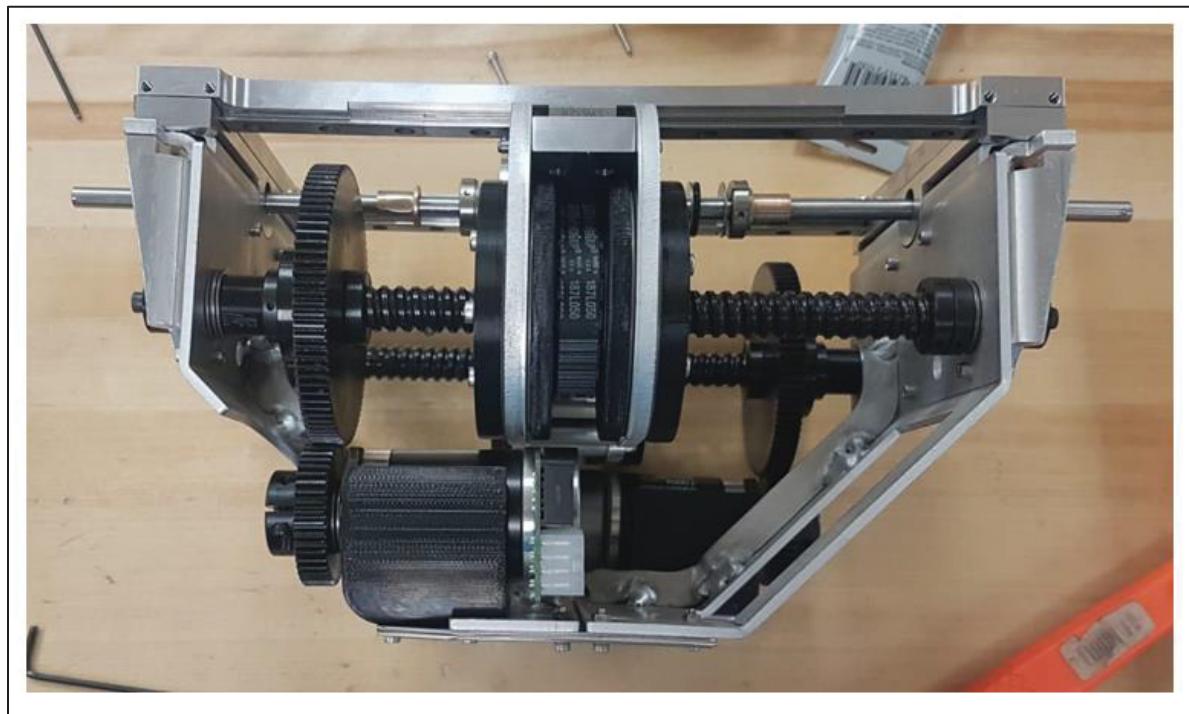


Figure-A VIII-2 Seconde itération de reconception du prototype original d'ARIES

Cette nouvelle structure présente une rigidité supérieure à celle du prototype original. De plus, l'usinage des logements de roulements une fois la structure assemblée permet d'améliorer leur coaxialité, ce qui contribue à un meilleur guidage des vis de transmission. La Figure A-VIII-3 présente le montage d'usinage utilisé pour cette opération.

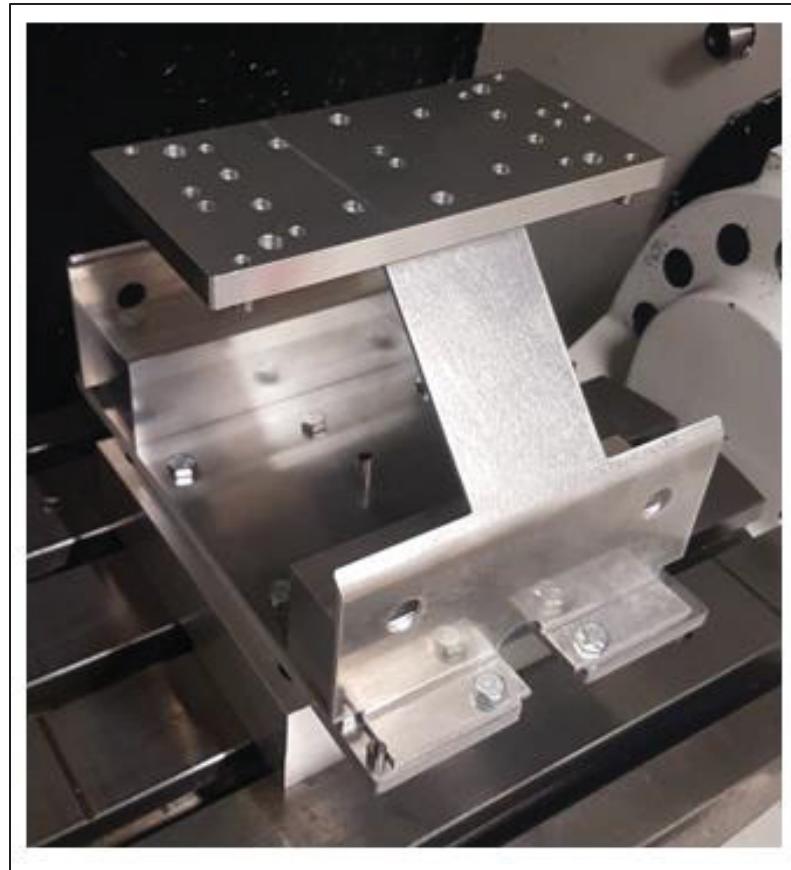


Figure-A VIII-2 Montage d'usinage des logements de roulements

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Alves, J., & Dias, J. (2003). Design and control of a spherical mobile robot. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 217(6), 457-467. <https://doi.org/10.1177/095965180321700602>
- Amirante, R., Cassone, E., Distaso, E., & Tamburrano, P. (2017). Overview on recent developments in energy storage: Mechanical, electrochemical and hydrogen technologies. *Energy Conversion and Management*, 132, 372-387. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.11.046>
- Astakhov, V. P. (1998). *Metal Cutting Mechanics* (1^{re} éd.). Boca Raton : CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781466571778>
- Batts, Z., Kim, J., & Yamane, K. (2016). Design of a hopping mechanism using a voice coil actuator: Linear elastic actuator in parallel (LEAP). Dans 2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA) (pp. 655-660). Stockholm, Sweden : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICRA.2016.7487191>
- Behar, A., Matthews, J., Carsey, F., & Jones, J. (2004). NASA/JPL Tumbleweed polar rover. Dans 2004 IEEE Aerospace Conference Proceedings (IEEE Cat. No.04TH8720) (pp. 388-395). Big Sky, MT, USA : IEEE. <https://doi.org/10.1109/AERO.2004.1367622>
- Belskii, G. V., Serykh, E. V., & Pankratev, D. A. (2021). Design and Implementations of Spherical Robot Hardware Level. Dans 2021 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (ElConRus) (pp. 806-809). St. Petersburg, Moscow, Russia : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ElConRus51938.2021.9396257>
- Belzile, B., & St-Onge, D. (2022). ARIES: Cylindrical Pendulum Actuated Explorer Sphere. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 27(4), 2142-2150. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2022.3175989>
- Bo Zhao, Mantian Li, Haitao Yu, Haiyan Hu, & Lining Sun. (2010). Dynamics and motion control of a two pendulums driven spherical robot. Dans 2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (pp. 147-153). Taipei : IEEE. <https://doi.org/10.1109/IROS.2010.5651154>

- Bowkett, J., Burkhardt, M., & Burdick, J. W. (2017). Combined Energy Harvesting and Control of Moball: A Barycentric Spherical Robot. Dans D. Kulić, Y. Nakamura, O. Khatib, & G. Venture (Éds), 2016 International Symposium on Experimental Robotics (Vol. 1, pp. 71-83). Cham : Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-319-50115-4_7
- Catar, L., Tabiai, I., & St-Onge, D. (2024). Polymer Micro-Lattice Buffer Structure Free Impact Absorption. <https://doi.org/10.2139/ssrn.4924767>
- Chevalier, A. (1969). Guide du dessinateur industriel (2004^e éd.). (S.l.) : HACHETTE EDUC.
- DeJong, B. P., Karadogan, E., Yelamarthi, K., & Hasbany, J. (2017). Design and Analysis of a Four-Pendulum Omnidirectional Spherical Robot. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 86(1), 3-15. <https://doi.org/10.1007/s10846-016-0414-4>
- Diouf, A., Belzile, B., Saad, M., & St-Onge, D. (2023, 3 octobre). Spherical Rolling Robots Design, Modeling, and Control: A Systematic Literature Review. arXiv. Repéré à <http://arxiv.org/abs/2310.02240>
- Dong, W., Du, Z., Xiao, Y., & Chen, X. (2013). Development of a parallel kinematic motion simulator platform. *Mechatronics*, 23(1), 154-161. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2012.10.004>
- Dreier, C. (2020, 29 juillet). The Cost of Perseverance, in Context. Repéré à <https://www.planetary.org/articles/cost-of-perseverance-in-context>
- Gerratt, A. P., & Bergbreiter, S. (2013). Incorporating compliant elastomers for jumping locomotion in microrobots. *Smart Materials and Structures*, 22(1), 014010. <https://doi.org/10.1088/0964-1726/22/1/014010>
- Ghariblu, H., Aslani, N., & Safaei, A. (2008). Design and Manufacturing of a Spherical Rolling Robot. *Manufacturing Engineering*.
- Ghariblu, Hashem, & Mohammadi, H. (2012). Structure and dynamic modelling of a spherical robot. Dans 2012 8th International Symposium on Mechatronics and its Applications (pp. 1-5). Sharjah, United Arab Emirates : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ISMA.2012.6215159>

- Harada, T., Friedlaender, T., & Angeles, J. (2014). The development of an innovative two-DOF cylindrical drive: Design, analysis and preliminary tests. Dans 2014 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA) (pp. 6338-6344). Hong Kong, China : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICRA.2014.6907794>
- Hawkes, E. W., Xiao, C., Peloquin, R.-A., Keeley, C., Begley, M. R., Pope, M. T., & Niemeyer, G. (2022). Engineered jumpers overcome biological limits via work multiplication. *Nature*, 604(7907), 657-661. <https://doi.org/10.1038/s41586-022-04606-3>
- Hill, F. A., Havel, T. F., Lashmore, D., Schauer, M., & Livermore, C. (2014). Storing energy and powering small systems with mechanical springs made of carbon nanotube yarn. *Energy*, 76, 318-325. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.08.021>
- Joshi, V. A., & Banavar, R. N. (2009). Motion analysis of a spherical mobile robot. *Robotica*, 27(3), 343-353. <https://doi.org/10.1017/S0263574708004748>
- Karimi Eskandary, P., & Angeles, J. (2018). The translating Π -joint: Design and applications. *Mechanism and Machine Theory*, 122, 361-370. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.01.011>
- Khazaaleh, S., Masana, R., & Daqaq, M. F. (2022). Functional, Durable, and Scalable Origami-Inspired Springs. *Composites Part B: Engineering*, 236, 109811. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2022.109811>
- Kingsnorth, J., Rothenbuchner, J., Mikulskyté, O., Pikulić, L., Shanbhag, A., Balsemão, M., ... Bounova, G. (2024). TUMBLEWEED MISSION: UNVEILING MARS' MYSTERIES WITH SWARM-BASED, WIND-DRIVEN, (3007).
- Klemm, V., Morra, A., Salzmann, C., Tschopp, F., Bodie, K., Gulich, L., ... Siegwart, R. (2019). Ascento: A Two-Wheeled Jumping Robot. Dans 2019 International Conference on Robotics and Automation (ICRA) (pp. 7515-7521). Montreal, QC, Canada : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICRA.2019.8793792>
- Kovac, M., Schlegel, M., Zufferey, J.-C., & Floreano, D. (2009). A miniature jumping robot with self-recovery capabilities. Dans 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (pp. 583-588). St. Louis, MO : IEEE. <https://doi.org/10.1109/IROS.2009.5354005>

- Li, B., Deng, Q., & Liu, Z. (2009). A spherical hopping robot for exploration in complex environments. Dans 2009 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (ROBIO) (pp. 402-407). Guilin, China : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ROBIO.2009.5420680>
- Liu, Z., & Tafrishi, S. A. (2024, 6 novembre). MonoRollBot: 3-DOF Spherical Robot with Underactuated Single Compliant Actuator Design. arXiv. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2411.04264>
- Mahmoud, M., Ramadan, M., Olabi, A.-G., Pullen, K., & Naher, S. (2020). A review of mechanical energy storage systems combined with wind and solar applications. *Energy Conversion and Management*, 210, 112670. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112670>
- Mao, H., Xie, T., Zhu, A., Zhang, D., Wu, X., Li, C., & Wang, X. (2024). Design, Modeling and Experiment of an Eccentric Mass-driven Spherical Robot. Dans 2024 2nd International Conference on Design Science (ICDS) (pp. 1-6). Shanghai, China : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICDS62420.2024.10751722>
- Mathews, T. (2013). FLYWHEEL BASED KINETIC ENERGY RECOVERY SYSTEMS (KERS) INTEGRATED IN VEHICLES. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 5.
- Melchiorre, M., Colamartino, T., Ferrauto, M., Troise, M., Salamina, L., & Mauro, S. (2024). Design of a Spherical Rover Driven by Pendulum and Control Moment Gyroscope for Planetary Exploration. *Robotics*, 13(6), 87. <https://doi.org/10.3390/robotics13060087>
- Mo, X., Ge, W., Miraglia, M., Inglese, F., Zhao, D., Stefanini, C., & Romano, D. (2020). Jumping Locomotion Strategies: From Animals to Bioinspired Robots. *Applied Sciences*, 10(23), 8607. <https://doi.org/10.3390/app10238607>
- Mo, X., Ge, W., Ren, Y., Zhao, D., Wei, D., & Romano, D. (2024). Locust-Inspired Jumping Mechanism Design and Improvement Based on Takeoff Stability. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 16(6), 061013. <https://doi.org/10.1115/1.4063406>

- Mukherjee, R., Minor, M. A., & Pukrushpan, J. T. (1999). Simple motion planning strategies for spherobot: a spherical mobile robot. Dans Proceedings of the 38th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.99CH36304) (Vol. 3, pp. 2132-2137). Phoenix, AZ, USA : IEEE. <https://doi.org/10.1109/CDC.1999.831235>
- Muralidharan, V., & Mahindrakar, A. D. (2015). Geometric Controllability and Stabilization of Spherical Robot Dynamics. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 60(10), 2762-2767. <https://doi.org/10.1109/TAC.2015.2404512>
- Noh, M., Kim, S.-W., An, S., Koh, J.-S., & Cho, K.-J. (2012). Flea-Inspired Catapult Mechanism for Miniature Jumping Robots. *IEEE Transactions on Robotics*, 28(5), 1007-1018. <https://doi.org/10.1109/TRO.2012.2198510>
- Oevermann, M., Pravecek, D., Jibrail, G., Jangale, R., & Ambrose, R. O. (2024). RoboBall: An All-Terrain Spherical Robot with a Pressurized Shell. Dans 2024 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA) (pp. 13502-13508). Yokohama, Japan : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICRA57147.2024.10610555>
- Pan, Y., Tang, G., Liu, S., Mei, D., He, L., Zhu, S., & Wang, Y. (2024). Tumro: A Tunable Multimodal Wheeled Jumping Robot Based on the Bionic Mechanism of Jumping Beetles. *Advanced Intelligent Systems*, 6(9), 2400024. <https://doi.org/10.1002/aisy.202400024>
- Provot, T., Choupani, S., Bourgoin, M., Valdes-Tamayo, L., & Chadefaux, D. (2023). Using Wearable Accelerometers to Develop a Vertical Ground Reaction Force Prediction Model during Running: A Sensitivity Study. *Vibration*, 6(3), 680-694. <https://doi.org/10.3390/vibration6030042>
- Punzo, G., & McGookin, E. W. (2016). Engineering the locusts: Hind leg modelling towards the design of a bio-inspired space hopper. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 230(4), 455-468. <https://doi.org/10.1177/1464419315624852>
- Rad, H., Gregorio, P., & Buehler, M. (1993). Design, modeling and control of a hopping robot. Dans Proceedings of 1993 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS '93) (Vol. 3, pp. 1778-1785). Yokohama, Japan : IEEE. <https://doi.org/10.1109/IROS.1993.583877>

- Raymond, F., Lussier, B., Dugas, F., Charbonneau, M., Croteau, F., Kennedy, C., & Berryman, N. (2018). Using Portable Force Plates to Assess Vertical Jump Performance: A Metrological Appraisal. *Sports*, 6(4), 149. <https://doi.org/10.3390/sports6040149>
- Rossi, F., Castellani, B., & Nicolini, A. (2015). Benefits and Challenges of Mechanical Spring Systems for Energy Storage Applications. *Energy Procedia*, 82, 805-810. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.816>
- Spiegel, S., Sun, J., & Zhao, J. (2023). A Shape-Changing Wheeling and Jumping Robot Using Tensegrity Wheels and Bistable Mechanism. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 28(4), 2073-2082. <https://doi.org/10.1109/TMECH.2023.3276933>
- Spiridonov, A., Buehler, F., Berclaz, M., Schelbert, V., Geurts, J., Krasnova, E., ... Hutter, M. (2024, 5 mars). SpaceHopper: A Small-Scale Legged Robot for Exploring Low-Gravity Celestial Bodies. *arXiv*. Repéré à <http://arxiv.org/abs/2403.02831>
- Sprowitz, A., Gottler, C., Sinha, A., Caer, C., Ooztekin, M. U., Petersen, K., & Sitti, M. (2017). Scalable pneumatic and tendon driven robotic joint inspired by jumping spiders. Dans 2017 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA) (pp. 64-70). Singapore, Singapore : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ICRA.2017.7988692>
- Sugiyama, Y., & Hirai, S. (2006). Crawling and Jumping by a Deformable Robot. *The International Journal of Robotics Research*, 25(5-6), 603-620. <https://doi.org/10.1177/0278364906065386>
- Sutrisno, A., & Braun, D. J. (2022, 16 novembre). High-energy-density 3D-printed Composite Springs for Lightweight and Energy-efficient Compliant Robots. *arXiv*. Repéré à <http://arxiv.org/abs/2211.09245>
- Tafrishi, S. A., Svinin, M., Esmaeilzadeh, E., & Yamamoto, M. (2019). Design, Modeling, and Motion Analysis of a Novel Fluid Actuated Spherical Rolling Robot. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 11(4), 041010. <https://doi.org/10.1115/1.4043689>
- Tang, G., Yang, Q., & Lian, B. (2024). Design and Experimentation of Tensegrity Jumping Robots. *Applied Sciences*, 14(9), 3947. <https://doi.org/10.3390/app14093947>

- Tao, W., Zhang, J., Li, G., Liu, T., Liu, F., Yi, J., ... Inoue, Y. (2016). A wearable sensor system for lower-limb rehabilitation evaluation using the GRF and CoP distributions. *Measurement Science and Technology*, 27(2), 025701. <https://doi.org/10.1088/0957-0233/27/2/025701>
- Tsukagoshi, H., Sasaki, M., Kitagawa, A., & Tanaka, T. (2005). Design of a Higher Jumping Rescue Robot with the Optimized Pneumatic Drive. Dans Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation (pp. 1276-1283). Barcelona, Spain : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.2005.1570291>
- Tsukagoshi, Hideyuki, Mori, Y., Sasaki, M., Tanaka, T., Kitagawa, A., & Tokyo Institute of Technology, 2-12-1 Ohokayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan. (2003). Development of Jumping & Rolling Inspector to Improve the Debris-traverse Ability. *Journal of Robotics and Mechatronics*, 15(5), 482-490. <https://doi.org/10.20965/jrm.2003.p0482>
- Ulloa, G. (2018). Chapter 3 - Kinematic and kinetic measurements of human body.
- Wait, K. W., Jackson, P. J., & Smoot, L. S. (2010). Self locomotion of a spherical rolling robot using a novel deformable pneumatic method. Dans 2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation (pp. 3757-3762). Anchorage, AK : IEEE. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.2010.5509314>
- Wang, J., & Rubenstein, M. (2024, 8 avril). Rollbot: a Spherical Robot Driven by a Single Actuator. arXiv. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2404.05120>
- Wippermann, T., Hudson, T. L., Spohn, T., Witte, L., Scharringhausen, M., Tsakyridis, G., ... Lichtenheldt, R. (2020). Penetration and performance testing of the HP³ Mole for the InSight Mars mission. *Planetary and Space Science*, 181, 104780. <https://doi.org/10.1016/j.pss.2019.104780>
- Woodward, M. A., & Sitti, M. (2014). MultiMo-Bat: A biologically inspired integrated jumping-gliding robot. *The International Journal of Robotics Research*.
- Xu, C. Y., Yan, J., Lum, K., & Yim, J. K. (2025, 16 avril). Steerable rolling of a 1-DoF robot using an internal pendulum. arXiv. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2504.11748>

- Yang, S.-G., Lee, D.-J., Kim, C., & Jung, G.-P. (2023). A Small-Scale Hopper Design Using a Power Spring-Based Linear Actuator. *Biomimetics*, 8(4), 339. <https://doi.org/10.3390/biomimetics8040339>
- Yu, Z., Xu, Z., Guo, Y., Xin, R., Liu, R., Jiang, C., ... Ren, L. (2021). Study on properties of SLM-NiTi shape memory alloy under the same energy density. *Journal of Materials Research and Technology*, 13, 241-250. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2021.04.058>
- Zaitsev, V., Gvirsman, O., Ben Hanan, U., Weiss, A., Ayali, A., & Kosa, G. (2015). A locust-inspired miniature jumping robot. *Bioinspiration & Biomimetics*, 10(6), 066012. <https://doi.org/10.1088/1748-3190/10/6/066012>
- Zehering, J., Borrman, D., Bredenbeck, A., & Nuechter, A. (2024, 14 avril). Dynamics of spherical telescopic linear driven rotation robots. arXiv. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2404.09230>
- Zhang, C., Zou, W., Ma, L., & Wang, Z. (2020). Biologically inspired jumping robots: A comprehensive review. *Robotics and Autonomous Systems*, 124, 103362. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2019.103362>
- Zhao, J., Mutka, M. W., & Xiao, L. (2015). MSU Tailbot: Controlling Aerial Maneuver of a Miniature-Tailed Jumping Robot, 20(6).
- Adam Savage's Tested. (2015, 01 octobre). How the BB-8 Sphero Toy Works [Vidéo en ligne]. Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=5FHtcR78GA0>
- T. Chong, Parrot's mini quadrotor and jumping robot to hit stores in august, IEEE Spectr. (2014) <https://spectrum.ieee.org/automaton/robotics/home-robots/parrot-minidrones-rolling-spider-jumping-sumo>