UCLouvain

École polytechnique de Louvain

Conception d'un effecteur terminal immergé à deux degrés de liberté

Design of an underwater robotic end-effector with two degrees of freedom

Auteur : **Thomas Pomponio**
Promoteur : **Renaud Ronsse**
Lecteurs : **Philippe Chatelain, Emile Moreau, Thomas Servais**
Année académique 2021–2022
Master [120] : ingénieur civil électromécanicien

Table des matières

Remerciements **4**

Résumé **5**

Abstract **6**

Introduction **7**

1 La démarche de conception **8**

2 La demande du client **10**
2.1 Description de l'application 10
2.2 Arbre des objectifs 11
2.3 Graphique fonctionnel 11
2.4 Spécifications 11

3 Revue de littérature **17**
3.1 Introduction 17
3.2 Les souffleries 17
3.2.1 Les *stings* 17
3.2.2 *Cable Driven Parallel Robots* 18
3.2.3 Autres type de robots et de manipulateur 19
3.3 Les manipulateurs robotiques 20
3.3.1 *Wrists* parallèles sphériques 20
3.3.2 *Remote Center of Motion Mechanisms* 22
3.4 Transmissions 23
3.4.1 Les arbres flexibles 24
3.4.2 Les *Câbles Bowden* 24
3.4.3 Les *push-pull cables* 25
3.4.4 Les *wire reduction mechanisms* 25
3.5 SolidWorks Flow Simulation 26

4 Etude de faisabilité **28**
4.1 Introduction 28
4.2 Solutions globales 28
4.2.1 Parallélogramme 28
4.2.2 *Circular tracking arc* 29
4.2.3 Manipulateur à câbles 29
4.2.4 *Isocenter* 29
4.2.5 Poignet à engrenage 31
4.2.6 Poignet avec arbre flexible et câble *push-pull* 31
4.3 Premier tri des solutions 31
4.4 Evaluation des solutions 32

4.4.1 Arbre des objectifs restreint . . . 32
4.4.2 Poids des critères . . . 34
4.4.3 Résultats . . . 35

5 Pré-étude du *circular tracking arc* 39

6 Objectifs et plan de la pré-étude du parallélogramme, données et hypothèses 41
6.1 Objectifs . . . 41
6.2 Plan de la pré-étude . . . 41
6.3 Hypothèses sur les vitesses et les accélérations . . . 43
6.4 Efforts appliqués par la tige sur la maquette . . . 43

7 Pré-étude du bloc *roll* et de la tige 45
7.1 Objectifs . . . 45
7.2 Allure générale du bloc *roll* et de la tige . . . 45
7.3 Données et hypothèses . . . 46
7.4 Choix des composants . . . 46
7.4.1 Arbre, tige et nez . . . 46
7.4.2 Les roulements . . . 47
7.4.3 Le bloc . . . 49
7.4.4 Les joints . . . 49
7.4.5 Le moteur et l'encoder . . . 50
7.4.6 Accouplement souple à machoire . . . 52
7.5 Montage et démontage . . . 52
7.6 Bilan des performances et pistes d'amélioration . . . 53
7.6.1 Masse . . . 53
7.6.2 Erreurs de position et d'orientation de l'extrémité de la tige . . . 53

8 Pré-étude de la structure du parallélogramme 56
8.1 Objectifs . . . 56
8.2 Enveloppe et dimensions principales du manipulateur . . . 56
8.3 Identification du cas de charge critique . . . 57
8.3.1 Principe de fonctionnement du programme . . . 57
8.3.2 Modèle multicorps . . . 58
8.3.3 Modèle de résistance des matériaux . . . 60
8.3.4 Calculs des efforts agissant sur les montants réels . . . 60
8.3.5 Résultats . . . 62
8.4 Etudes des déformations du parallélogramme dans Solidworks . . . 63
8.4.1 Présentation du modèle . . . 63
8.4.2 Objectifs, méthodologie et hyphotèses . . . 64
8.4.3 Les montants . . . 65
8.4.4 Les fourches . . . 67
8.4.5 La base en U . . . 69
8.4.6 Choix des composants pour la structure complète . . . 69
8.4.7 Influence de l'écartement des fourches . . . 69
8.5 Conclusion de l'étude de la structure . . . 70

9 Discussion 71
9.1 Cause de l'inadéquation de la solution . . . 71
9.2 Une nouvelle solution ? . . . 71
9.3 Questions sur les données du projet . . . 72
9.3.1 Réalisation des essais dans une cuve . . . 72
9.3.2 Limiter l'écart entre la posture réelle et la posture théorique . . . 72
9.3.3 Tolérancement des pièces . . . 73

Conclusion **74**

A Simulations avec Solidworks Flow Simulation **75**
A.1 Essai avec le maillage . . . 75
A.2 Variation du coefficient de trainée en fonction du rayon des coins . . . 77
A.3 Variation du coefficient de trainée en fonction de l'angle d'attaque . . . 78
A.4 Conclusion . . . 79

B Graphe morphologique **80**

C Evaluation des solutions : justification détaillée des notes **82**

D Pré-dimensionnement du poignet à engrenages **91**
D.1 Dimensions de la boite d'engrenage . . . 91
D.2 *Backlash* angulaire . . . 93
D.3 Conclusion . . . 95

E Dimensionnement des rails du circular tracking arc **96**

F Schémas de montage et de démontage du bloc *roll* **100**

G Calculs des efforts appliqués par la maquette sur la tige **112**
G.1 Introduction . . . 112
G.2 Hypothèses de travail . . . 112
G.3 Forces hydrodynamique : rappels théoriques . . . 115
G.3.1 Portance et trainée . . . 115
G.3.2 Force et moment générés par le *wing-tip vortex* du *leader* . . . 119
G.3.3 *Added mass* et *added inertia* . . . 121
G.4 Forces appliquées sur la maquette . . . 125
G.4.1 Mouvements dans le plan vertical . . . 126
G.4.2 Translation latérale . . . 134
G.4.3 Translation verticale . . . 135
G.4.4 Mouvement de *roll* . . . 136
G.4.5 Mouvement de *pitch* . . . 137
G.4.6 Mouvement de *yaw* . . . 138
G.4.7 Synthèse . . . 140

Remerciements

Je voudrais exprimer ici ma reconnaissance envers les personnes qui ont contribué à ce travail de fin d'étude.

Je remercie tout d'abord le Professeur Renaud Ronsse, le promoteur du travail, pour sa disponibilité et ses conseils tout au long de l'année. Je pense en particulier au fait qu'il m'ait invité, au début du projet, à élargir le champ de mes recherches bibliographiques, à bien distinguer les fonctions du manipulateur et à proposer d'avantage de solutions. Le travail s'en trouve ainsi bien mieux étayé.

Je suis également très reconnaissant à Emile Moreau d'avoir supervisé mon travail. Chaque lundi, Emile a été disponible pour discuter du projet et me fournir des conseils techniques et méthodologiques. Je lui souhaite beaucoup de succès dans la poursuite de son doctorat et dans la conception de son robot.

Je remercie également Benoit Herman de m'avoir fait profiter de son expertise technique et méthologique lors des études de faisabilité et de la pré-étude. Je pense en particulier à l'évaluation et à la comparaison des solutions, aux remarques pratiques sur la réalisation des mécanismes et à l'analyse des simulations SolidWorks.

Je voudrais assurer Thomas Servais de ma gratitude pour avoir accepté de faire partie du jury malgré un emploi du temps chargé. Thomas m'a incité à élargir ma vision sur le travail demandé et à questionner les données et les objectifs. J'ai également beaucoup apprécié ses explications sur l'usinage et le tolérancement des pièces.

Je remercie également le Professeur Philippe Chatelain pour avoir, en début de projet, fourni des précisions sur l'application et aidé à définir les orientations du projet, puis donné des conseils sur la manière de tester SolidWorks Flow Simulation.

Je suis également fort redevable à Ignace Ransquin pour ses explications au sujet du calcul des efforts qui s'appliquent sur la maquette et au Professeur Pierre Latteur pour ses conseils concernant le dimensionnement de la structure du manipulateur. Le Professeur Latteur m'a également donné un conseil de portée plus générale dont je tâcherai de me souvenir dans ma carrière : "d'abord essayer des choses simples".

Ce travail n'aurait pas été possible sans l'aide de plusieurs sociétés. Aussi, je remercie vivement Willem Vanhoorne (Schaeffler) pour ses conseils au sujet du choix des rails de guidage, Henri Tinant et Pierre Jourdan (Maxon) pour leurs explications à propos du dimensionnement des moteurs DC et Michaël Bruyneel (GDTech) pour son avis sur les simulations par éléments finis.

Je voudrais également remercier chaleureusement les personnes qui ont gentillement partagé des articles et des photos : Hareen Aparakakankanange (CEO Aerolab LLC), Simon Foucault (Professionnel de recherche au Laboratoire de robotique, Université Laval, Québec), Sanjay B. Matekar (Associate Professor, Pimpri Chinchwad College of Engineering) et Christine Sadier (Ingénieur-documentaliste, ONERA).

Enfin, je voudrais exprimer ma gratitude envers mes parents, mes frères et ma soeur pour leurs encouragements et pour leur soutien. Malheureusement, beaucoup d'étudiants ont une vie difficile. Je pense que pouvoir entreprendre des études en étant libre de tout souci et soutenu par sa famille représente une chance incroyable.

Résumé

L'Ecole Polytechnique de Louvain développe et assemble actuellement un robot à quatre degrés de liberté pour réaliser des essais dans une cuve d'eau avec des robots nageurs ou des cylindres soumis à des vibrations. Pour pouvoir en plus simuler le vol libre d'une maquette, l'utilisateur souhaite rajouter deux degrés de liberté au robot (le *pitch* et le *roll*) au moyen d'un manipulateur. Ce travail porte sur la conception de ce manipulateur.

La précision est l'exigence la plus critique : la position réelle de la maquette ne doit pas s'écarter de plus de 0,5 mm de la position théorique. Ce chiffre couvre les déformations et les tolérances du robot et de son manipulateur. Les contributions du robot étant encore inconnues, nous avons fixé, pour notre manipulateur, un limite de 0,16 mm (deux sixièmes de 0,5 mm, car deux degrés de liberté). Il y a en outre deux contraintes importantes. Premièrement, la maquette et une partie du manipulateur sont immergées dans une cuve, ce qui génère des efforts de trainée sur la structure. Deuxièmement, le robot et les parois de la cuve limitent les dimensions du manipulateur.

L'un des objectifs de conception était de découpler les mouvements de translation et les mouvements de rotations. Cela nous a conduit à envisager des mécanismes avec un *remote center of motion* (RCM) coïncidant avec le point d'attache de la maquette au manipulateur. Au terme de la comparaison de plusieurs solutions, le mécanisme qui a émergé est le parallélogramme. Celui-ci est constitué de deux grandes parties : un bloc moteur immergé pour imprimer à la maquette un mouvement de (*roll*), et une structure en paralélogrammes articulés pour transmettre au bloc *roll* et à la maquette le mouvement de *pitch*. Cette structure se trouve également immergée lorsque le robot est en position basse.

Au sujet du bloc *roll*, il n'a pas été possible de concilier les objectifs de précision et de démontabilité. La précision demandée interdit les jeux dans les assemblages. Mais garantir du serrage avec des tolérances au centième (nous avons exclu le micron) peut provoquer, suivant les dimensions exactes des pièces, un serrage tel que les pièces ne pourront pas être démontées sans être endommagées.

Le dimensionnement de la structure a été effectué à l'aide de SolidWorks. En augmentant la section des composants jusqu'à atteindre la limite d'encombrement autorisée par la cuve et le robot, les déformations du manipulateur provoquent encore un déplacement de la maquette de 0,29 mm, et le manipulateur atteint une masse de 40 kg. Une étude des déformations montre que c'est la force de trainée qui contribue le plus aux déplacements de l'extrémité de la tige.

Il nous semble donc que la demande et les données devraient être discutées. Premièrement, les essais pourraient-ils être effectués dans une soufflerie plutôt que dans cuve d'eau ? Deuxièmement, plutôt que de vouloir limiter autant les écarts de position de la maquette, ne pourrait-on pas les estimer ou mesurer directement la position pour corriger les résultats de l'expérience ? Mais estimer les déformations ou mesurer la position de la maquette nous semble difficile, respectivement à cause du coût en calcul et à cause de la configuration de la cuve. Par conséquent, cela nous ramène encore une fois à questionner la nécessité de réaliser les essais dans la cuve d'eau.

Abstract

The Louvain School of Engineering is currently developing and assembling a robot with four degrees of freedom to test swimming robots or vibrating cylinders. The user of the installation would also like to simulate free flight with an air foil. For such test, the robot needs to extra degrees of freedom : pitch and roll. The aim of this master thesis is to design an end-effector with these two degrees of freedom to equip the robot.

Accuracy is the most severe requirement : the difference between the actual pose of the air foil and its theoretical pose cannot exceed 0.5 mm and 0.5°. These values include the deformations, the tolerances and the errors in the transducers. As the contribution of the robot is still unknown, we have distributed the errors equally between the six degrees of freedom, which means that the accuracy for the end-effector must be 0.17 mm. There are two important constraints. First, the end-effector is immersed in a towing tank, which causes drag forces on the structure. Secondly, the robot and the walls of the towing tank limit the outer dimensions of the end-effector.

To prevent coupling between the translation and the rotation (one of the design objectives), we have considered mechanism with a remote center of motion (RCM) corresponding the center of mass of the air foil. A comparative study of several solutions showed that the parallelogram was probably the most suitable RCM mechanism. It consists in two main parts : an immersed block with a motor to generate the roll of the air foil, and an articulated parallelogram structure to transmit the pitch movement to the block and to the air foil. The structure is immersed when the robot is in its lowest position.

Regarding the block roll, we could not reconcile the objectives of accuracy and of easy disassembling. To obtain accuracy, clearances between the bearings, the housing and the shaft must be avoided, and interference is required. But tolerances to the hundredth of a millimetre (micron is excluded because of the cost) could generate interference between the parts that prevent them from being disassembled without damage.

The structure of the end-effector has been designed with SolidWorks. By increasing the cross section of the tubes up to the maximum dimensions allowed by the tank walls and by the robot, the deformations of the structure still cause a displacement of the air foil of 0.29 mm. And the manipulator weights 40 kg. An analyse of the deformations revealed that the drag force due to the water is responsible for about 90% of the displacement of the air foil.

Therefore, we think that the enquiry and the givens of the problem should be discussed. First of all, would it be possible to perform the test in a wind tunnel instead of in the towing tank ? A another solution would be to accept the deformations of the end-effector and to measure or estimate the actual position of the air foil. But to measure or estimate the actual position of the air foil will be difficult, respectively because of the proportions of the tank and because of the computational cost.

Introduction

Ce travail de fin d'étude est consacré à la conception d'un manipulateur immergé à deux degrés de liberté pour simuler des conditions de vol libre avec une maquette. Le chapitrage du manuscrit reproduit le plan des éudes de conception présenté dans un livre, avec quelques inserts propres à notre travail.

Dans le premier chapitre, nous expliquons en quoi consiste la démarche de conception et quel est l'intérêt d'adopter une méthode dite rationnelle.

Le second chapitre est consacré à l'analyse de la demande du client. Celle-ci est traduite en une description synthétique de l'objet à concevoir, en objectifs de conception, en un graphique fonctionnel et en un cahier des charges. C'est sur ces éléments que la suite du travail va s'appuyer.

Le troisième chapitre est une revue de littérature consacrée aux souffleries, aux manipulateurs et aux moyens de transmettre les mouvements des actionneurs aux articulations. Une brève section traite également de l'utilisation de SolidWorks pour simuler des écoulements.

Au quatrième chapitre, nous reprenons le fil du dossier de conception avec l'étude de faisabilité. Nous y présentons les solutions imaginées pour répondre à la demande du client avant de les comparer et de retenir la meilleure. Deux solutions ont émmergé : le *circular tracking arc* et le parallélogramme.

Dans les chapitre suivant, nous présentons la pré-étude de la solution que nous avons retenue au terme de l'étude de faisabilité. L'objectif de la pré-étude était de définir, à quelques dizaines de pourcent près, les caractéristiques et les performances de la solution retenue, principalement la masse et la précision.

La première solution retenue, le *circular tracking arc*, s'est révélée trop encombrante. Nous consacrons un court chapitre (le cinquième) pour l'expliquer. Les trois chapitre suivants sont consacrés à la seconde solution retenue, le parallélogramme. Ainsi, nous commençons par présenter les objectifs de conception, le plan de la pré-étude et les hypothèses utilisées (chapitre six). Nous poursuivons avec la conception du bloc moteur immergé du manipulateur (chapitre sept). Et nous terminons avec le dimensionnement, dans SolidWorks, de la structure du manipulateur (chapitre huit). Malheureusement, les études dans SolidWorks montrent que les déformations de la structure empêchent d'atteindre la précision demandée. En outre, le manipulateur est trop lourd.

Aussi, dans le neuvième et dernier chapitre, nous identifions les données qui provoquent les déformations du manipulateur et qui obligent à l'alourdir. Nous suggérons quelles contraintes relâcher pour atteindre les objectifs et proposons des solutions alternatives.

Les nombreuses annexes ne sont pas nécessaires à la compréhension du manuscrit. Elles ne contiennent que les détails des calculs. Malgré le fait qu'elles allongent le document, nous les avons incluses pour que la personne qui souhaiterait reprendre la conception du manipulateur trouve la plupart des détails dans un seul dossier. Les plans Autocad, les modèles SolidWorks, les codes et les notes manuscrites sont disponibles sur simple demande (thomas.pomponio@student.uclouvain.be ou pomponiothomas@yahoo.fr).

Chapitre 1

La démarche de conception

La conception a pour but de fournir une description d'un objet à la personne qui sera en charge de le produire. La description peut prendre différentes formes, comme par exemple des plans, une liste du matériel, une maquette 3D ou encore une notice de montage.

Dans le cas d'une démarche heuristique, le concepteur part d'une idée de solution, ou d'une solution déjà existante, et il l'adapte progressivement pour répondre à la demande du client. Si, au cours de ce processus, il découvre un défaut qui rend la solution inadéquate, il la rejette et recommence le cycle à partir d'une nouvelle solution. Une méthode de conception rationnelle pousse le concepteur à suivre une série d'étapes prédéfinies et à effectuer un travail analytique avant de penser à des solutions possibles au problème qui lui est posé. Elle offre de meilleures garanties que le concepteur a parfaitement compris le besoin du client et les objectifs à atteindre. En outre, les solutions sont évaluées de manière transparente, ce qui facilite les discussions entre les personnes impliquées dans le projet.

Etapes	Tâches à effectuer	Délivrables
10 Dossier de la demande client		
20 Analyse du besoin client	Clarifier les objectifs Déterminer les fonctions Etablir les spécifications	Arbre des objectifs Graphique fonctionnel Cahier des charges fonctionnel
30 Etude de faisabilité 31 Dossier de recherches des solutions 32 Dossier des solutions non retenues 33 Dossier des solutions retenues 34 Dossier de proposition d'avant-projet	Calculs préliminaires Générer les solutions Comparer les solutions	Croquis Tableaux et synthèse
40 Dossier d'avant-projet		Croquis d'intention de conception AMDEC de conception Notice de montage Plans 2D cotés fonctionnellement
50 Dossier de justification d'avant-projet		Note de calculs justificatives
60 Dossier de tests et d'essais		Rapports d'essais
70 Dossier de définition détaillées		Note de calculs détaillées Modèles 3D Plans de fabrication détaillés AMDEC Notice de montage détaillée Liste des composants

FIGURE 1.1 – *Plan des études de conception. Dans la colonne de gauche et celle de droite : les étapes, les dossiers et les délivrables (inspiré de Boisseau [14], Tableau 2.1, page 17). Dans la colonne du milieu : les tâches à effectuer suivant Cross [24].*

Pour notre travail, nous avons utilisé les livres de conception rationnelle de Boisseau et de Cross. Boisseau décrit les premières étapes de la conception (jusqu'à l'avant-projet), les dossiers à constituer et les documents à produire pour valider chaque étape [14]. Cross n'aborde pas explicitement la question des dossiers ni des documents, mais il propose une méthode pour définir les objectifs et pour comparer les solutions [24]. Par conséquent, nous avons décomposé notre projet en étapes et en dossiers tel que préconisé par Boisseau, et réalisé nos analyses avec les méthodes proposées par Cross. La structure générale du projet qui en résulte est présentée à la Figure 1.1. Dans notre travail, nous sommes arrivé à l'étape 40 d'avant projet (ou pré-étude).

Chapitre 2

La demande du client

2.1 Description de l'application

Ce travail de fin d'étude s'inscrit dans le cadre des recherches menées à l'Ecole Polytechnique de Louvain sur le vol en formation. Les chercheurs pensent que les oiseaux qui volent en formation exploitent les vortex générés par les oiseaux qui les précèdent pour dépenser moins d'énergie. S'inspirant des oiseaux, Airbus étudie la possibilité de faire voler des avions en formation [1].

L'Ecole Polytechnique de Louvain développe et assemble actuellement un robot pour réaliser des essais dans une cuve d'eau avec des robots nageurs ou des cylindres soumis à des vibrations. Ce robot possède quatre degrés de libertés (translation dans les trois directions et *yaw*). Pour réaliser des expériences sur le vol en formation, deux autres degrés de liberté sont nécessaires : le *pitch* et le *roll*. La demande de l'utilisateur, qui fait l'objet de ce travail, est de concevoir un outil avec ces deux degrés de liberté à accrocher à l'extrémité du robot cartésien.

L'installation complète est schématisée à la Figure (Figure 2.1, gauche). Le robot cartésien (en vert) a quatre degrés de liberté (position et *yaw*) et est équipé de l'outil (en rouge, représentation de principe) à deux degré de liberté (*pitch* et *roll*). La maquette est fixée à l'extrémité de l'outil, dans l'eau. Le robot est entrainé en translation le long de la cuve par un chariot (en jaune) afin de créer un mouvement relatif entre l'eau et la maquette. La maquette est placée dans le sillage d'une autre maquette, le *leader*, également entrainée en translation (Figure 2.1, droite). Le robot cartésien et le manipulateur sont contrôlé en force nulle (situation de vol libre) pour que les chercheurs puissent observer les mouvements de la maquette sous l'effet des vortex générés par le *leader*.

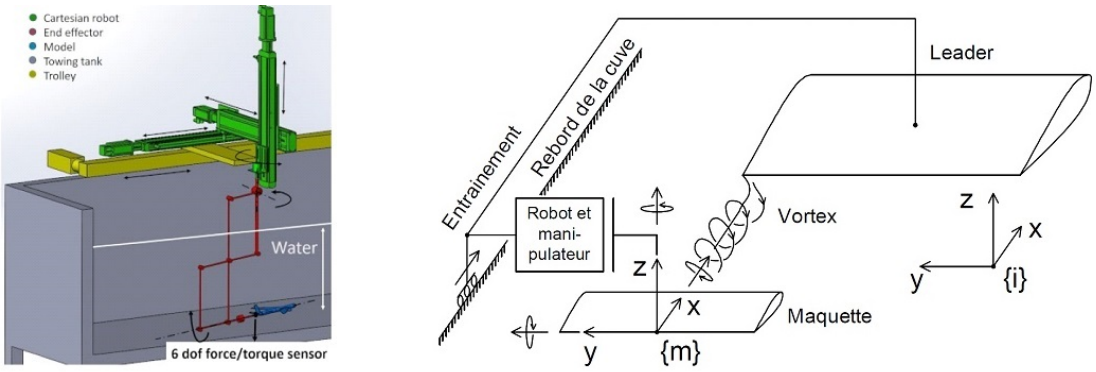


FIGURE 2.1 – *Représentation de principe de l'installation.*

Pour identifier plus facilement les objectifs de conception, nous avons cherché à décrire le manipulateur sous la forme d'une liste de fonctions et de caractéristiques souhaitées. Après concertation avec les enseignants, la

description suivante a été adoptée :

> Manipulateur à deux degrés de liberté en rotation (*pitch* et *roll*) :
>
> 1. à accrocher à un robot,
> 2. pour accrocher un capteur de force et une maquette,
> 3. qui permet le contrôle précis en force ou de la posture (position et orientation),
> 4. qui influence peu l'écoulement derrière la maquette et n'influence pas du tout l'écoulement devant la maquette,
> 5. dans une cuve d'eau,
> 6. qui est sûr,
> 7. d'entretien aisé,
> 8. qui est transportable.

2.2 Arbre des objectifs

L'arbre des objectifs est une manière de présenter, de manière claire et synthétique, les objectifs que doit remplir le manipulateur (Figure 2.2). A la base de l'arbre se trouvent les objectifs de rang 1. Ce sont les objectifs qui sont les plus proches des besoins listés dans la description de la machine. L'arbre se ramifie ensuite en sous-objectifs qui permettent de réaliser les objectifs de niveaux supérieurs. Par exemple, la première caractéristique souhaitée, *à accrocher à un robot*, suggère que le manipulateur soit facilement montable et démontable (objectif de rang 1). Cet objectif sera rencontré si le manipulateur est facilement manipulable et si son point d'attache est facilement accessible (objectifs de rang 2). Ensuite, pour que le manipulateur soit facilement manipulable, il faut qu'il soit léger et peu encombrant (objectifs de rang 3).

2.3 Graphique fonctionnel

Le graphique fonctionnel du manipulateur décrit un cycle de fonctionnement, avec les états par lesquels il passe (cases arrondies), les fonctions qu'il assure et les opérations effectuées par l'opérateur (cases rectangulaires) (Figure 2.3).

Initialement, le manipulateur, la maquette et le capteur de force sont séparés. L'opérateur commence par les assembler. A ce stade du cycle de fonctionnement, le manipulateur n'est pas actif mais on peut considérer qu'il assure déjà une série de fonctions comme se laisser bloquer pour que l'opérateur puisse le manipuler plus facilement, accueillir un capteur de force, permettre la connexion des câbles, etc. Après avoir monté le capteur et la maquette sur le manipulateur, l'opérateur suspend l'ensemble au robot cartésien. Le manipulateur doit se laisser manipuler, se laisser suspendre et se laisser fixer dans la bonne position. Enfin, il doit permettre le raccordement des câbles.

Ensuite, la position du robot et du manipulateur sont initialisées et les expériences ont lieu. Lors des expériences, le robot suit les mouvements de la maquette sans lui appliquer d'efforts (vol libre). Pour cela, le manipulateur doit générer des mouvements à partir d'une source d'énergie et les transmettre à ses organes. Il doit aussi mesurer l'orientation de ses degrés de liberté, ne pas perturber l'écoulement et supporter l'immersion. En ce qui concerne les mouvements nous avons séparé la cinématique (générer la trajectoire souhaitée), la transmission des mouvements et le guidage des pièces. Après les essais, l'opérateur décroche le robot, puis démonte la maquette et le manipulateur. Ces dernières fonctions sont semblables à celles décrites pour le montage.

2.4 Spécifications

Après avoir traduit la demande du client en termes objectifs et de fonctions à réaliser, nous avons rédigé les spécifications pour fixer les limites des performances souhaitées (Figure 2.4).

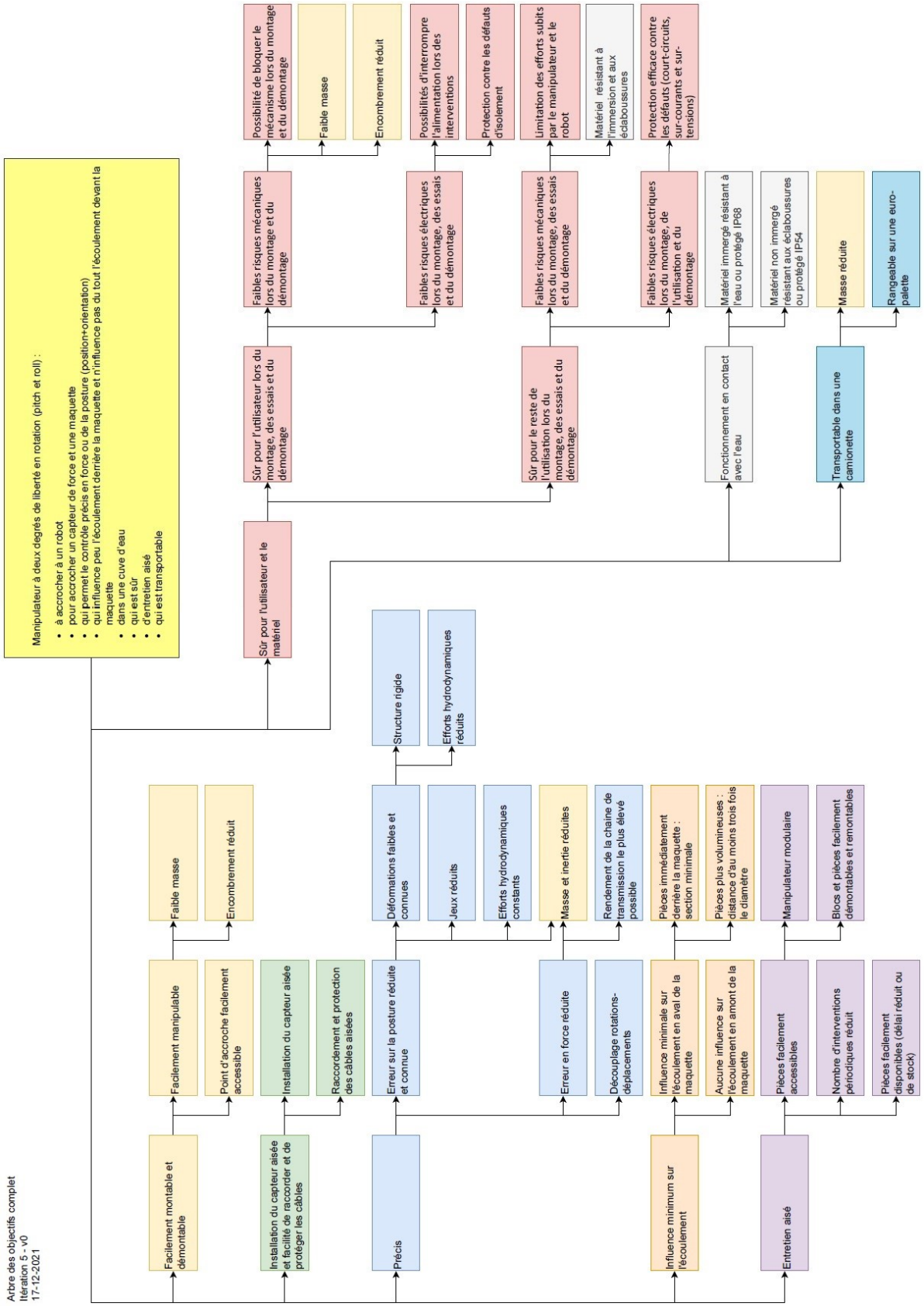


FIGURE 2.2 – *Arbre des objectifs construit à partir de la description du manipulateur. Diagramme réalisé avec https ://app.diagrams.net/.*

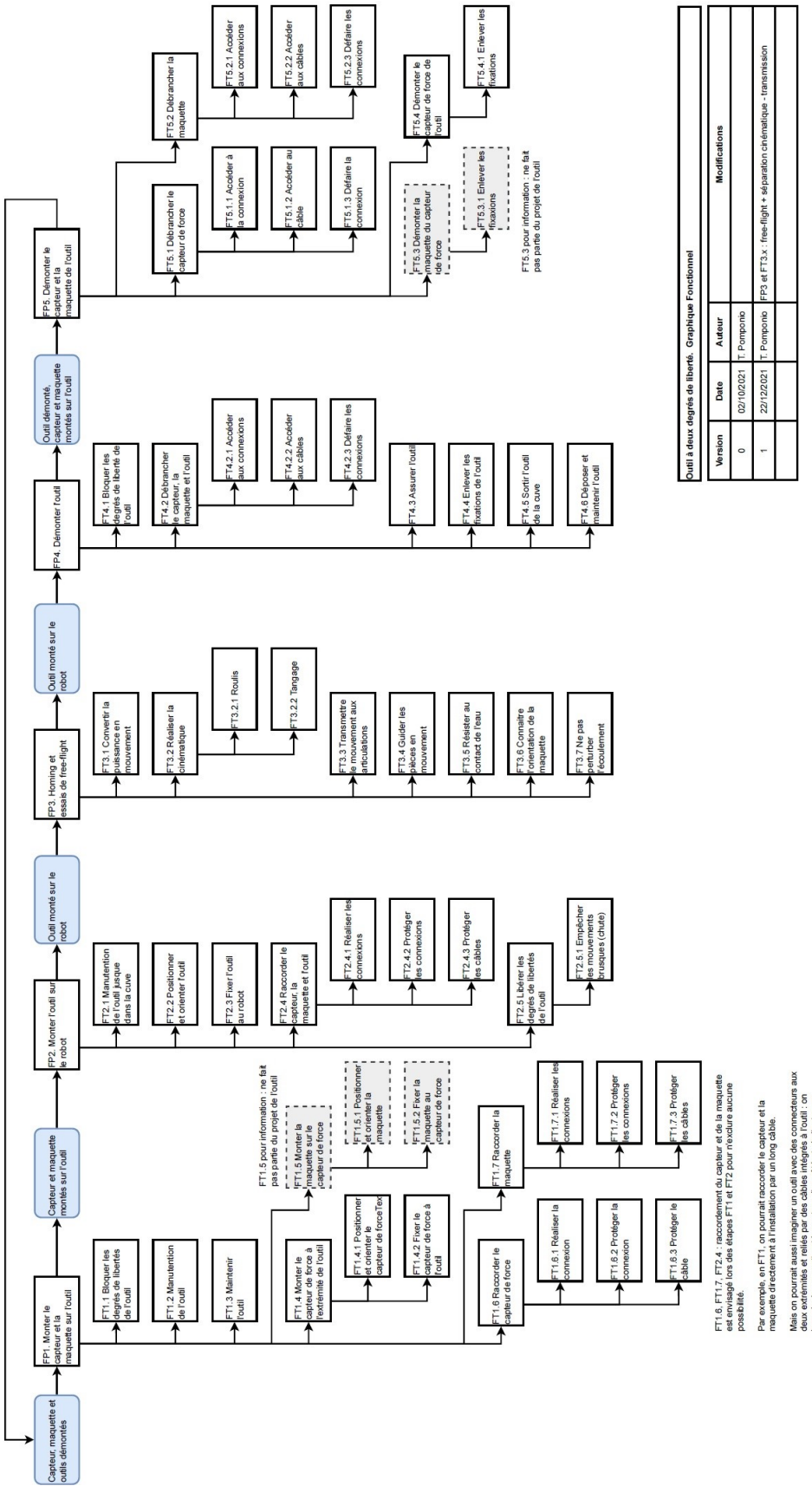


FIGURE 2.3 – *Graphique fonctionnel du manipulateur. Diagramme réalisé avec https ://app.diagrams.net/.*

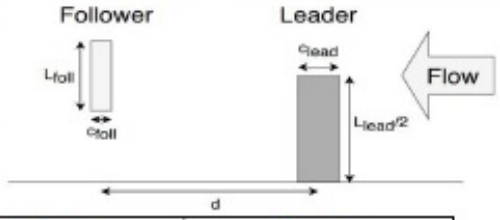
Date	Origin	Main Function (MF)
	Description	MF1. Pouvoir être accroché à l'extrémité du robot cartésien.
	Description	MF2. Accrocher un capteur de force.
	Description	MF3. Permettre de raccorder des câbles au capteur de force et à la maquette.
	Description	MF4. Permettre des essais de free-flight avec une maquette.
	Description	MF5. Fournir un degré de liberté de roulis (roll).
	Description	MF6. Fournir un degré de liberté de tangage (pitch).
	Description	MF7. Influencer le moins possible l'écoulement.

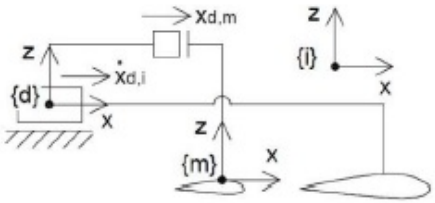
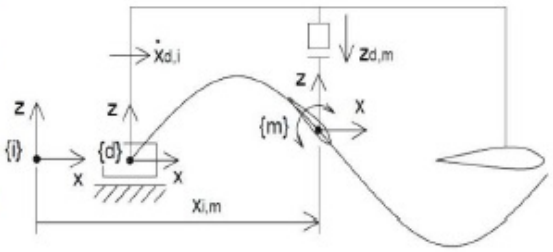
Date	Origin	Constraint Functions (CF)
	Description	CF1. Dimensions, workspace, limite d'encombrement
	Description	CF2. Montage et utilisation dans l'eau
	Description	CF3. Sûr pour l'utilisateur et le matériel
	Description	CF4. Free-flight, contrôle en force

Date	Origin	Functional Requirements (FR) related to MF1
23/09/2021	E. Moreau	FR1.1. Outil à accrocher à un module ELSD80HD de Bahr

Date	Origin	Functional Requirements (FR) related to MF2
23/09/2021	E. Moreau	FR2.1. Capteur Nano 25, à installer à l'extrémité de l'outil. Encore à confirmer

Date	Origin	Functional Requirements (FR) related to MF3
23/09/2021	TFE2019 T. Pomponio	FR3.1. L'outil doit faire passer les câbles suivants de l'installation vers la maquette : • Un câble 15 V, 12,5 A. Dim. estimées : 2x2,5 mm², $\emptyset_{ext}$ = 10 mm, $r_{courbure\ max}$ = 40 mm. • Deux serial link EIA-485. Pour une connexion : 2 fils + 1 terre. $\emptyset_{ext}$ = 1 mm. (Le TFE indique la tension et le courant, et la norme des serial link. Dimensions estimées par T. Pomponio sur base d'un catalogue de câbles.)
23/09/2021	TFE2019 T. Pomponio	FR3.2. L'outil doit faire passer un câble de l'installation vers le capteur. Caractéristique du câble du Nano 25 [Manuel ATI, capteur Nano25] : - Diamètre extérieur : 4,4 mm - Rayon de courbure maximum : 22 mm (statique) et 44 mm (dynamique)
23/09/2021	TFE	FR3.3. L'influence des câbles sur l'écoulement doit être minimum.
23/09/2021	T. Pomponio	FR3.4. Les connexions des câbles ne doivent pas être soumises à des efforts dus à l'écoulement ou aux mouvements de l'outil.

Date	Origin	Functional Requirements (FR) related to MF4-6
23/09/2021	TFE	FR4-6.1. La maquette (follower) est placée dans le sillage d'une autre maquette (leader) (c.f. Figure 2.3 TFE Page 19 ci-contre). Rq1 : estimation faite par T. Pomponio sur base de l'équation 2.4, dans le TFE page 24.  Follower / Leader Profil: NACA 2412 / ? Envergure [mm]: 300 / 600 Corde [mm]: 50 / 100 Masse [kg]: 0,1 (rq1) / s.o.
06/12/2021	CDC	FR4-6.2. Amplitudes des mouvements, vitesses et accélérations réalisées par le robot et l'outil. L'outil ne doit réaliser que les mouvements de roll et de pitch. Le robot réalise les autres mouvements (x, y, z et yaw). X: Amplitude 0,3 / Vitesse 1 / Acceleration 2 Y: Amplitude 0,3 / Vitesse 2 / Acceleration 7 Z: Amplitude 0,3 / Vitesse 1 / Acceleration 2 Phi: Amplitude 10 / Vitesse 40 / Acceleration 40 theta: Amplitude 10 / Vitesse 40 / Acceleration 40 Psi: Amplitude 10 / Vitesse 40 / Acceleration 40 En plus de cela, le robot et l'outil sont entrainés en translation suivant x : $\dot{x}_{d,i\ max} = \pm 1$ m/s $\quad\quad$ $\ddot{x}_{d,i\ max} = \pm 3$ m/s²

23/09/2021	TFE	FR1-4.6.3 Exemple de mouvement possible n°1 : mouvement longitudinal dans le sillage du leader. Mouvement du robot (d) par rapport au repère inertiel (i) et mouvement de la maquette (m) par rapport au robot :  $\dot{x}_{d,i\ max} = 1$ m/s $\qquad x_{d,m} = 0{,}3\sin(2\pi \cdot f_x \cdot t)$ avec $f_x = 2$ Hz
23/09/2021	TFE CDC	FR1-4.6.4 Exemple de mouvement possible n°2 : mouvement latéral dans le sillage du leader. Mouvement du robot (d) par rapport au repère inertiel (i) et mouvement de la maquette (m) par rapport au robot : $\dot{x}_{d,i\ max} = 1$ m/s $\qquad |\dot{y}_{d,m}| = 2$ m/s $|\ddot{y}_{d,m}| = 7$ m/s^2
23/09/2021	TFE	FR1-4.6.5 Exemple de mouvement possible n°3 : mouvement vertical dans le sillage du leader. Mouvement du robot (d) par rapport au repère inertiel (i) et mouvement de la maquette (m) par rapport au robot :  $\dot{x}_{d,i\ max} = 1$ m/s $z_{d,m} = 0{,}3\ \sin\left(\frac{2\pi}{T} \cdot x_{i,m}\right)$ avec $T = \frac{L_{cuve}}{2} = 6$ m θ tel que la maquette soit tangente à la trajectoire, mais avec une limite de $\pm 10°$.
23/09/2021	P. Chatelain	FR4-6.6. Ecart maximal entre la posture théorique (position + orientation du point d'accroche) et la posture réelle : 0,5 mm et 0,5°. Ces valeurs concernent les tolérances et les déformations. Elles ne concernent pas l'écart de réglage.

Date	Origin	Functional Requirements (FR) related to MF7
23/09/2021	TFE P. Chatelain	FR5.1. L'outil ne doit pas influence l'écoulement en amont de la maquette. L'outil doit influencer le moins possible l'écoulement derrière la maquette. Pour fixer les idées : • Si on place un cylindre dans un écoulement, son influence sur l'écoulement en amont devient négligeable à une distance égale à trois fois son diamètre. • Le volume des pièces situées au-dessus de la maquette doit être réduit au maximum. Bras, éléments de transmission : acceptable. Bloc avec des moteurs : non acceptable.

Date	Origin	Constraint Requirements (CR) related to CF1
23/09/2021	TFE E. Moreau	CR1.1. Dimensions du workspace et position des pièces du robot cartésien suivant le schéma « CR1.1 » ci-joint.
23/09/2021	TFE E. Moreau	CR1.2. Le point d'attache de la maquette doit pouvoir être sur la frontière du workspace sans que l'outil ne heurte le fond ou les parois de la cuve. Conserver une distance minimale de sécurité pour permettre au robot de décélérer en urgence. Valeur ?

Date	Origin	Constraint Requirements (CR) related to CF2
24/10/2021	T. Pomponio	CR2.1. Les opérateurs manipulent l'outil dans la cuve remplie lors de l'installation et du démontage.
23/09/2021	TFE	CR2.2. L'outil est utilisé dans l'eau. Il doit présenter les indices de protections suivants : • Parties immergées : IP68 • Parties hors de l'eau : IP54

Date	Origin	Constraint Requirements (CR) related to CF3
22/10/2021	B. Herman	CR3.1. Le/les concepteurs respectent les procédures de sécurité édictée par le Service de sécurité et de radioprotection, Service Interne pour la Prévention et la Protection au Travail. L'outil répond aux exigences de sécurité. • Procédure d'implantation d'un prototype dans un bâtiment UCL à destination des responsables de projets. Version 13/03/2017. • Canevas de sécurisation (Analyse de risques) pour le développement d'un prototype ou d'une installation expérimentale, ou pour le contrôle d'un équipement de travail non « CE » à l'UCL. Documents disponibles sur l'intranet : https://intranet.uclouvain.be/fr/myucl/serp/les-prototypes-et-autres-installations-experimentales.html

Date	Origin	Constraint Requirements (CR) related to CF4
23/09/2021	T. Pomponio	CR4.1. Le système de contrôle doit pouvoir commander les actionneurs de l'outil en courant.
23/09/2021	T. Pomponio	CR4.2. Le système doit connaître la position ou le déplacement des joints. Ordre de grandeur de la résolution : "For the typical resolution required for joint control, absolute encoders with a minimum number of 12 tracks (bits) are employed (resolution of 1/4096 per circle)." [Siciliano_2010]

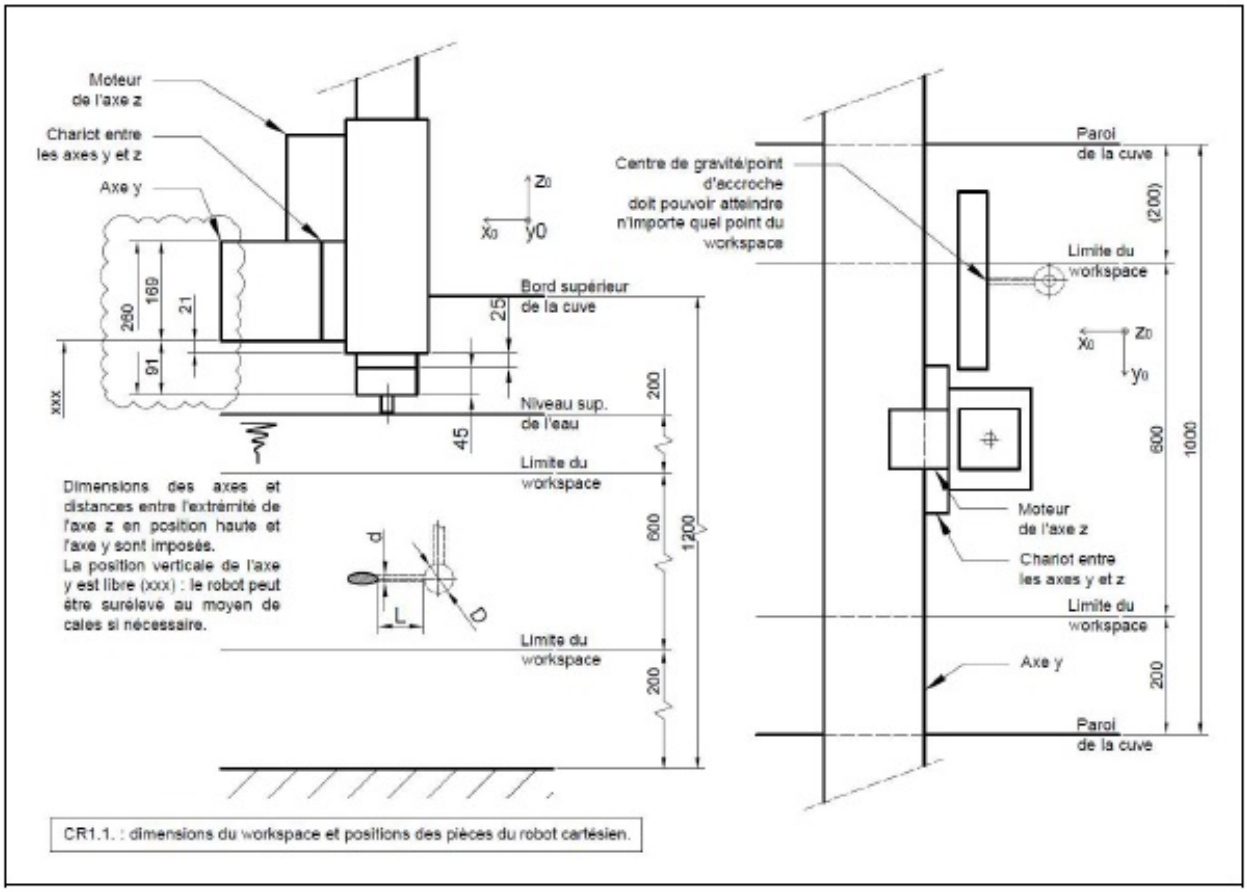


FIGURE 2.4 – *Spécifications du manipulateur. Dans la colonne Origine, TFE désigne le travail de fin d'étude réalisé par Ceysens et Thomas [19], et CDC le cahier des charges de l'installation complète établi par Emile Moreau.*

Chapitre 3

Revue de littérature

3.1 Introduction

Les articles que nous avons trouvés sur les manipulateurs immmergés portaient sur la conception de *soft robotic arms* et sur la modélisation des forces hydrodynamiques agissant sur les manipulateurs de robots sous-marin. Pour trouver des exemples de manipulateurs rigides (car notre application demande de la précision), nous avons élargi le champ des recherches aux souffleries et à la robotique en général. Dans un second temps, nous nous sommes documentés sur les moyens de transmettre le mouvement des actionneurs vers le manipulateur. Enfin, nous avons recherché des informations sur le module Flow Simulation de SolidWorks pour savoir s'il conviendrait pour déterminer les forces hydrodynamiques qui s'appliquent sur le manipulateur.

3.2 Les souffleries

La littérature consacrée au souffleries couvre différents sujets : les calculs de mécanique des fluides (ex. [20]), l'instrumentation et l'acquisition des données (ex. [4] [51]) ou encore les simulations et le calcul des trajectoires dans les *Captive Trajectory Systems* (ex. [52] [83]). Nous nous sommes concentrés sur les manipulateurs et sur la manière d'attacher les maquettes.

3.2.1 Les *stings*

Traditionnellement, les maquettes sont fixées au moyen de *stings*. L'Office National d'Etudes et de Recherches Aérospatiales (ONERA) en montre plusieurs types sur son site internet (Figure 3.1). Citons ici le support droit fixé à l'arrière de la maquette, le support en Z qui laisse l'arrière de la maquette dégagé et le support en forme de dérive, qui vient se fixer sur le dessus, à la place de la dérive de la maquette.

FIGURE 3.1 – *Exemples de stings © ONERA [Centre de Modane-Avrieux]. Retrieved from https ://www.onera.fr/en/windtunnel/model-support*

L'utilisation d'un *sting* présente des inconvénients. Premièrement, celui-ci influence l'écoulement derrière la

maquette. Ensuite, le *sting* forme avec la maquette un système masse ressort qui vibre. Les vibrations de la maquette induisent des mouvements forcés du fluide autour de son fuselage, perturbant ainsi l'essai. Dans des conditions de décrochage, les vibrations peuvent être très importantes, limitant ainsi les essais qu'il est possible de réaliser [31] [91].

3.2.2 *Cable Driven Parallel Robots*

Pour ne pas avoir recours à un *sting*, des chercheurs proposent de maintenir la maquette dans l'écoulement par des câbles tendus. Dans la référence la plus ancienne que nous ayons trouvée - un brevet de 1977-, la maquette est fixe [3]. Mais pour réaliser des essais dynamiques, il faut pouvoir contrôler les six degrés de liberté de la maquette en position et/ou force. Une solution a émergé dans les années 2000 avec des recherches menées sur des *Cable Driven Parallel Robots* (CDPR). Dans ces robots, une plateforme est maintenue par des câbles tendus et sa posture est contrôlée en tirant sur les câbles. Des chercheurs se sont emparés de ce concept pour manipuler des maquettes dans des souffleries.

Dans le projet SACSO (Suspension Active pour Essais en Soufflerie), la maquette est suspendue par des câbles dans une soufflerie verticale (Figure 3.2, gauche). Les premières publications remontent au début des années 2000 [45] et des recherches sont toujours en cours [65]. D'autres chercheurs ont développé des robots de taille plus réduite où la maquette est suspendue au centre d'un cadre qui peut être installé dans des souffleries existantes (Figure 3.2, droite) [90] [56] [46] [17]. Dans tous ces cas, la vitesse de l'écoulement est faible (0-35 m/s pour SASCO).

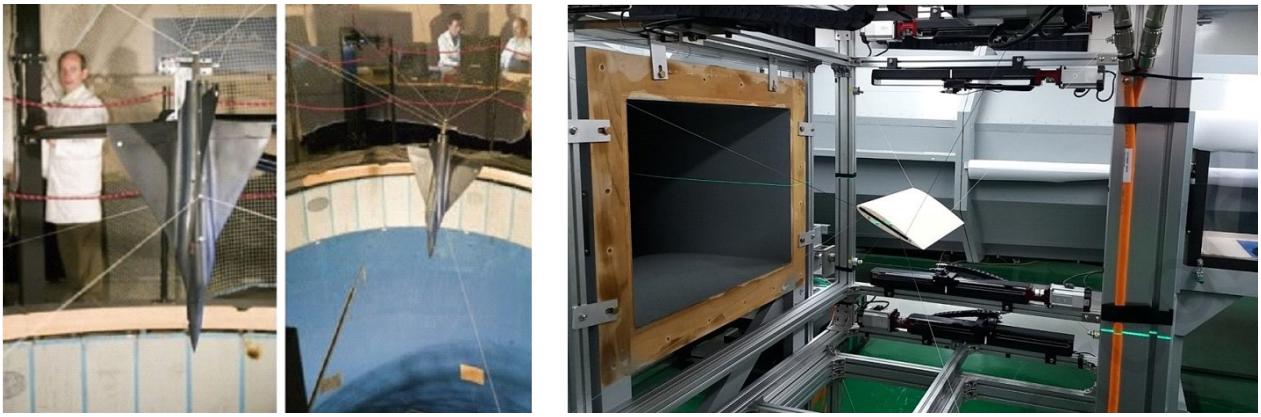


FIGURE 3.2 – *A gauche : projet SACSO. Photo Patrick Galabert - © ONERA 2006 [photograph]. Retrieved from https ://www.onera.fr/en/news/free-flight-under-tension. A droite : essai dans une soufflerie basse vitesse de l'Agency for Defense Development [56].*

Deux modes d'actionnements des câbles existent (Figure 3.3). Dans le premier, des actionneurs tirent sur des câbles de longueurs constantes [17] [56]. La seconde solution consiste à enrouler/dérouler les câbles sur des tambours entrainés par des servo-moteurs [65].

Les forces et moments hydrodynamiques agissant sur la maquette peuvent être mesurés avec une *force balance* installée sur la maquette (voir Figure 3.2, robot SACSO) ou déduite de la force de traction dans les câbles [65] [56]. Cette tension est mesurée au moyen de capteurs de forces (Figure 3.4).

La posture de la maquette est estimée sur base de la longueur des câbles, qui est elle-même mesurée grâce à des *encoders* montés sur les actionneurs. L'estimation de la posture est entachée d'erreurs dues au mauvais alignement des câbles, aux tolérances de fabrication, etc. Une solution alternative est de mesurer la posture de la maquette à l'aide de caméras. Enfin, les deux solutions peuvent être combinées pour améliorer la précision [46].

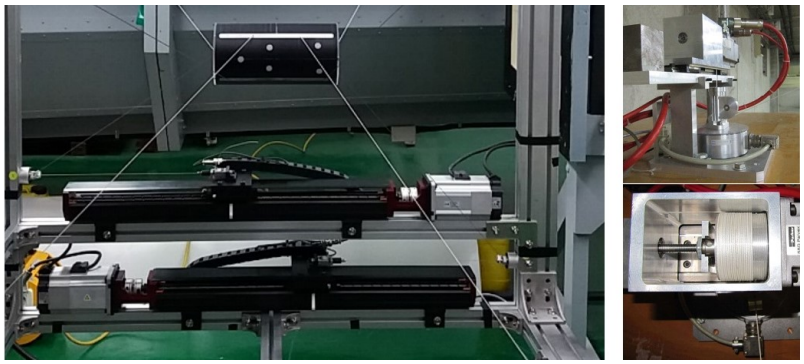


FIGURE 3.3 – *Systèmes d'actionnement des câbles. A gauche : les câbles sont attachés à des actionneurs linéaires [56]. A droite : le câble s'enroule autour d'un tambour entrainé par un moteur DC [65].*

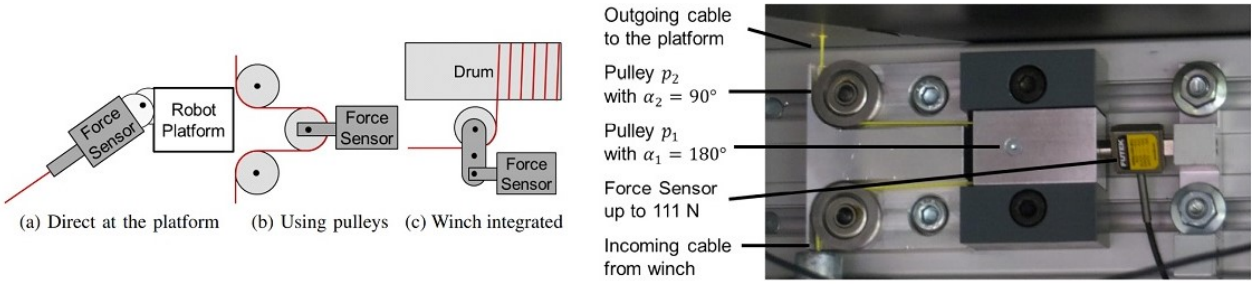


FIGURE 3.4 – *Positions des capteurs de force pour mesurer la tension dans les câbles. A gauche : principes de montage possibles. A droite : implémentation au moyen de poulies. [43]*

Un CDPR perturbe moins l'écoulement et est plus rigide qu'un *sting* [31]. Il est également moins encombrant qu'un robot série et il peut plus facilement être installé dans des souffleries existantes [56]. Un CDPR a aussi un *workspace* plus important qu'un robot parallèle avec bras rigides car les câbles peuvent être enroulés et déroulés sur de grandes longueurs. C'est un avantage important car il n'est pas toujours possible de définir à l'avance le *workspace* nécessaire pour des essais menés dans le cadre de recherches [17].

Un inconvient des CDPR est le coût en calculs [28]. Les mouvements de la maquette sont définis par la résultante des forces et la résultante des moments des forces qui s'appliquent sur elle. Mais il existe une infinité de combinaisons de forces de traction dans les câbles qui produisent la force et le moment résultants souhaités. Pour identifier une solution, on a recours à une optimisation (ex. minimiser l'écart entre la tension dans le câble et la moyenne entre les tensions minimale et maximale admissibles par le câble). Une difficulté du problème d'optimisation est d'assurer la continuité de la solution.

Un autre inconvénient est le frottement dans les poulies. Si les forces et les moments hydrodynamiques sont estimés à partir de la mesure de la tension dans les câbles, l'estimation est entachée d'erreurs dues aux frottements dans les poulies. Il est nécessaire de les modéliser de les compenser dans le régulateur pour obtenir des résultats corrects [43].

3.2.3 Autres type de robots et de manipulateur

Nous présenterons ici quelques robots et manipulateurs autres que les CDPR. *Hexafloat* est un robot parallèle à six degrés de liberté destiné à reproduire, dans une soufflerie, les mouvements auxquels sont soumises les éoliennes en mer (Figure 3.5, gauche) [12]. La plateforme sur laquelle la maquette est montée est entrainée par des actionneurs linéaires. Les auteurs ont choisi un robot parallèle car la structure est plus rigide que celle d'un robot série. Un robot parallèle est également plus précis car les sources d'erreurs (tolérances de fabrication et de montage, *backlash*) se combinent sans s'additionner tandis que, dans un robot série, elles se cumulent.

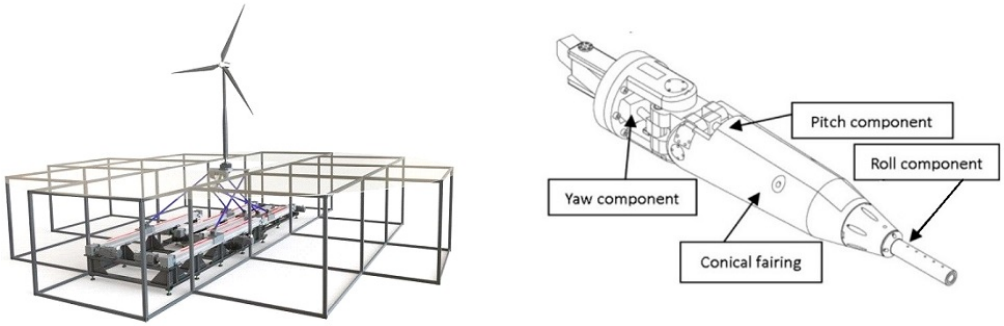


FIGURE 3.5 – *A gauche : le robot parallèle à six degré de libertés HexaFloat conçu pour tester une maquette d'éolienne dans une soufflerie [12]. A droite : Bras robotique à trois degrés de libertés pour réaliser des essais de séparation [85].*

Wei et ses collègues ont conçu un bras à trois degrés de liberté pour réaliser des essais de séparation dans une soufflerie (Figure 3.5, droite) [85]. Les concepteurs ont minimisé le *blockage ratio* (rapport entre la section du bras et la section du tunnel). Ils se sont également imposés de faire passer les câbles dans l'outil afin qu'ils ne perturbent pas l'écoulement, qu'ils ne flottent pas et que les connecteurs ne soient pas arrachés. Le bras est réalisé dans un alliage d'aluminium à haute résistance 7075-T6 (Zicral), il est profilé et son état de surface est soigné.

3.3 Les manipulateurs robotiques

Notre manipulateur devant apporter deux degrés de libertés en rotation, nous avons orienté nos recherches vers les *wrists* parallèles sphériques et vers les *Remote Center of Motion Mechanisms*.

3.3.1 *Wrists* parallèles sphériques

Un *wrist* est un mécanisme qui est installé à l'extrémité d'un bras robotique. Il est dit parallèle lorsqu'il est composé de plusieurs chaines cinématiques parallèles attachées à une base commune et à l'extrémité du manipulateur. L'extrémité du manipulateur peut par exemple être une plateforme à laquelle est fixé l'outil. Les actionneur sont montés sur la base et les chaines parallèles transmettent les mouvements à la plateforme. Les manipulateurs parallèles sphériques constituent un cas particulier dans lequel les pièces du mécanismes sont en rotation autour d'un point fixe commun.

Le *Bendix Wrist* est un exemple de *wrist* à trois degrés de libertés en rotation réalisé avec des trains d'engrenages coniques (Figure 3.6) [27]. Les entrées du système sont les rotations coaxiales des arbres 1, 2 et 3 par rapport à l'arbre fixe 4. Ces rotations sont transmises, par les trains d'engrenages, à l'*end-effector* (non représenté) attaché à la roue dentée 7. L'*end-effector* tourne autour de l'origine du repère ijk (fixe), situé à l'intersection de l'axe des roues dentées. Les effets des rotations 1, 2 et 3 sont couplés, c'est-à-dire que l'effet d'une rotation sur la vitesse de l'*end-effector* dépend des deux autres rotations.

Les trains d'engrenages souffrent de *backlash* et génèrent du bruit et des vibrations. Des cames permettent de remédier à ces inconvéients. Bai et ses collègues proposent un mécanisme à deux degrés de liberté (*roll* et *pitch* de l'outil) réalisé avec des cames (Figure 3.7) [11]. L'outil est fixé sur une paire de cames à lobes (7). Les cames sont supportées par le porte-cames (4) et sont entrainées par deux disques équipés de galets (5). L'entrée du système est la rotation des disques, imposées par les arbres (1) et (2). La sortie du système est la rotation (*roll* et *pitch*) de l'outil. Ici, le transfert du mouvement se fait des *followers* (disques porteurs des galets) aux cames.

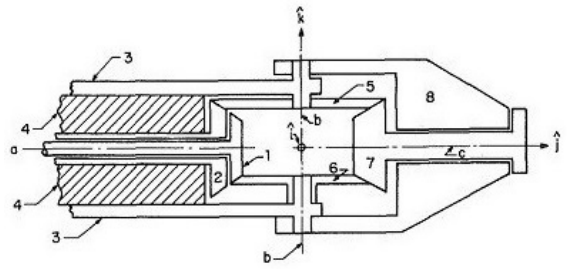


FIGURE 3.6 – *Bendix Wrist [27].*

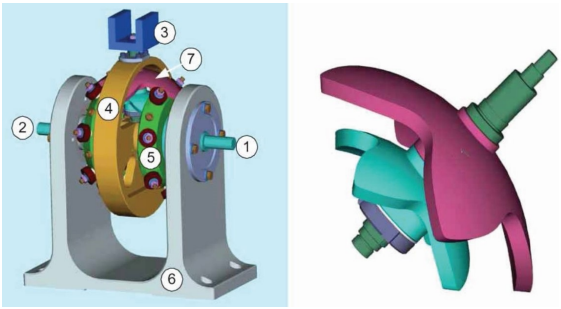


FIGURE 3.7 – *Wrist à deux degrés de liberté. Vue d'ensemble et détail de la paire de cames [11].*

Un célèbre exemple de manipulateur parallèle sphérique est l'*Agile Eye* (Figure 3.8) [29]. Il est composé de trois chaines cinématiques parallèles, chacune avec trois articulations de révolution. La plateforme peut être orientée dans un cone de 140° (*pitch* et *yaw*) et réaliser un mouvement de torsion de 40° (*roll*). Les concepteurs de l'*Agile Eye* ont introduit des symétries afin d'obtenir des équations cinématiques simples et traitables par un contrôleur en temps réel. L'*Agile Wrist* est un dérivé optimisé de l'*Agile Eye* : la forme des bras a été retravaillée pour réduire les risques d'interférences et minimiser la masse tout en ne dépassant pas les contraintes admissibles [13].

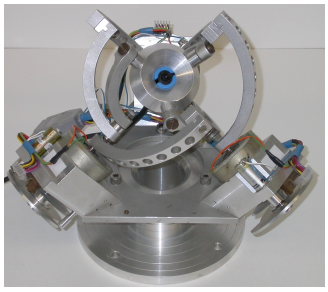


FIGURE 3.8 – *Agile Eye*[1].

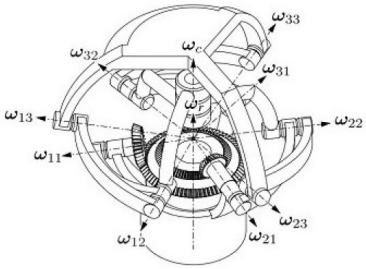


FIGURE 3.9 – *Wrist série-parallèle avec actionnement dans l'axe du manipulateur [87].*

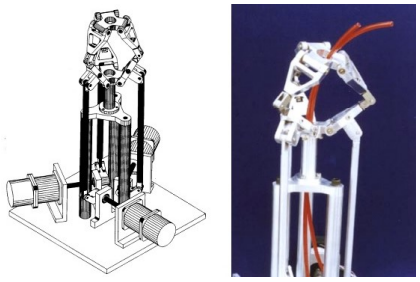


FIGURE 3.10 – *Carpal Wrist, avec un canal central et des perçages pour faire passer des câbles [18].*

1 : Photo - © Laboratoire de Robotique de l'Université Laval. Retrieved from https ://robot.gmc.ulaval.ca/en/research/research-thrusts/parallel-mechanisms/the-agile-eye/

Plusieurs auteurs ont proposé des alternatives à l'*Agile Eye* et à l'*Agile Wrist*. Wu et Carricato proposent un manipulateur sphérique série-parallèle (Figure 3.9) [87]. Celui-ci possède trois chaines parallèles, mais deux seulement sont actionnées pour générer le mouvement de *pitch* et de *yaw* de la plateforme. Le mouvement de *roll* est réalisé par un actionneur monté sur la plateforme. Pour réduire l'encombrement de la base, les auteurs proposent un actionnement dans l'axe du manipulateur avec des engrenages coniques et des arbres concentriques. Canfield et Reinholtz proposent un manipulateur à trois degrés de liberté appelé le *Carpal Wrist* (Figure 3.10) [18]. Le manipulateur doit son nom à sa structure proche du poignet humain, car ses concepteurs ont prévu un canal central (canal carpien) et des perçages dans les plateformes pour faire passer des câbles.

A côté des articles dans lesquels les auteurs présentent leurs manipulateurs, il existe une littérature plus théorique consacrée à la conception des mécanismes parallèles. La conception consiste à résoudre deux problèmes étroitement couplés : la synthèse du mécanisme et son optimisation [50]. La synthèse est le problème le plus compliqué, surtout pour les mécanismes avec moins de six degrés de liberté. Des auteurs ont développé des approches systématiques basées sur la *screw theory* et la théorie des groupes. Ces approches consistent à identifier les mouvements souhaités et les sous-groupes (au sens de l'algèbre de Lie) auxquels ils appartiennent pour déduire les types d'articulations (sphérique, pivot, prismatique, universel) qui permettent de réaliser le mouvement. Le second volet, l'optimisation, à fait l'objet depuis les années 1990 de nombreuses

publications traitant de l'analyse cinématique, des singularités, des propriétés (*workspace* et raideur), de la définition d'indices de performances et de l'optimisation.

D'une manière générale, pour les manipulateurs parallèles sphériques, le problème de la cinématique directe est plus compliqué que celui de la cinématique inverse. Il conduit à des équations polynomiales qui sont difficilement traitables en temps réels, mais l'introduction de symétries permet de les simplifier [30].

Deux types de singularités peuvent survenir dans un manipulateur parallèle [29]. Le premier survient lorsque le manipulateur a atteint la limite de son *workspace*. Certains sets de vitesses ne sont alors plus réalisables par le robot. Ces singularités peuvent être éliminées ou rejetées à la limite du *workspace* en adaptant la géométrie du manipulateur [7]. Le second type de singularité se manifeste lorsque des vitesses non nulles de la plateforme correspondent à une vitesse nulle des actionneurs. La plateforme peut donc bouger sans que les actionneurs ne bougent. Cela correspond à l'apparition de degrés de liberté supplémentaires, non contrôlés. Même si la singularité est locale, elle n'est absolument pas souhaitable pour garder le contrôle de la plateforme. Pour rendre l'effet que cela produit, Wohlart emploie le terme de *shakiness* [86].

3.3.2 *Remote Center of Motion Mechanisms*

Les exemples de *Remote Center of Motion Mechanisms* que nous avons trouvés dans la littérature proviennent tous de la chirurgie mini-invasive. La chirurgie mini-invasive (Minimally Invasive Surgery, MIS) consiste à opérer le patient en introduisant les instruments par de petites incisions. Pratiquer ainsi, plutôt qu'en ouvrant le patient, permet de réduire la taille des cicatrices, le temps de cicatrisation, les douleurs post-opératoires, les risques de complications et la durée d'hospitalisation [33].

Pour la plupart des interventions, quatre degrés de libertés sont suffisants : translation (entrer ou sortir l'instrument), *roll* et *tilt* (incliner l'instrument), *yaw* (faire tourner l'instrument autour de son axe) (Figure 3.11). Pour ne pas blesser le patient, les rotations doivent se faire autour du point d'incision (*Fulcrum*, sur l'illustration) et le robot ne peut jamais heurter le patient. Cette exigence a donné naissance au concept de *Remote Center of Motion* (RCM). Un RCM est un point (1) fixe autour duquel un ou des mécanismes tournent et (2) qui se situe à l'extérieur de l'enveloppe du mécanisme [44].

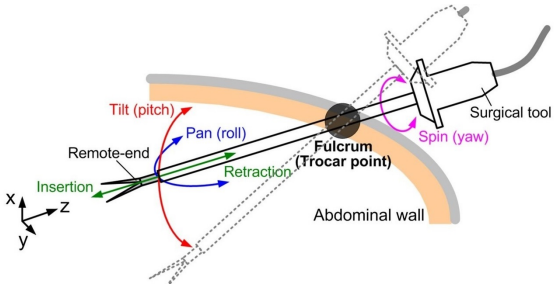


FIGURE 3.11 – *Les quatre degrés de liberté d'un instrument de chirurgie mini-invasive [44].*

Les RCM se répartissent en trois familles : *non-mechanical*, *mechanical* et passifs. Les premiers sont réalisés en programmant le *controller* du robot de telle sorte que le point de rotation de l'instrument coïncide avec l'incision. Un *mechanical* RCM est obtenu en contraignant physiquement l'instrument à toujours passer par le point d'incision. Cette solution est préférée au *non-mechanical* RCM car elle est jugée plus sûre. Enfin, dans les RCM passifs, le robot utilise l'incision elle-même pour contraindre les mouvements de l'instrument et garde certains degrés de liberté passifs.

Kuo et ses collègues ont recensé les mécanismes utilisés pour réaliser les *mechanical* RCM et ils ont identifié huit types de structures cinématiques : *isocenters*, *circular tracking arcs*, *parallelograms*, *synchronous belt transmission*, *spherical linkages*, *gimbals*, *parallel wrist mechanisms*, and *gear trains* (Figure 3.12) [44].

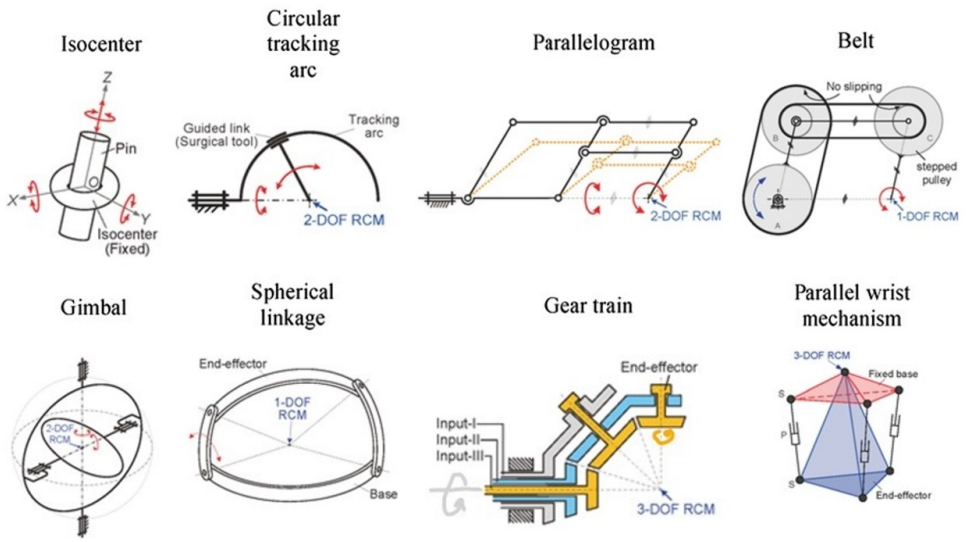


FIGURE 3.12 – *Structures cinématiques des mechanical RCM [44].*

Certaines de ces structures n'ont au mieux que deux degrés de libertés. Les deux derniers degrés de libertés (translation de l'instrument et rotation autour de son axe) peuvent être ajoutés à l'extrémité du mécanisme ou bien être réalisés par l'instrument lui-même (Figure 3.13).

Tous les mécanismes RCM que nous avons pu voir dans les articles sont équipés d'actionneurs rotatifs, à une seule exception : Li et ses collègues proposent un robot parallèle avec trois chaines cinématiques actionnées à leur base par des actionneurs linéaires (Figure 3.14) [48]. Les auteurs expliquent qu'il y a en effet peu d'architecture qui utilisent des actionneurs linéaires. Ces structures sont plus rigides, mais leur synthèse est plus compliquée.

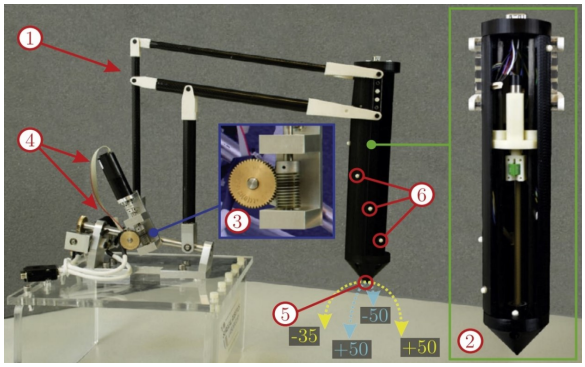


FIGURE 3.13 – *Prototype de robot pour pour des traitements contre le cancer. (1) Parallélogrammes du mécanisme RCM. (2) Outil qui enfonce l'aiguille. Un moteur réalise la translation, un autre fait tourner l'aiguille autour de son axe. [70]*

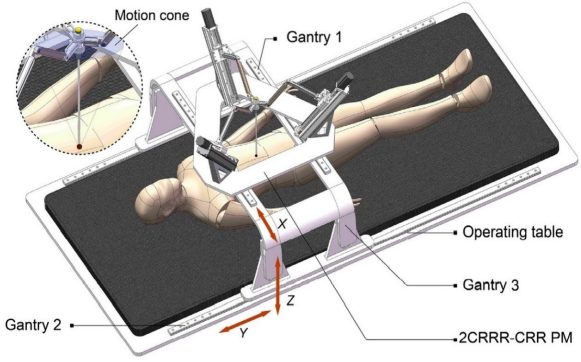


FIGURE 3.14 – *Robot parallèle avec actionneurs linéaires [88].*

3.4 Transmissions

Le manipulateur étant immergé, nous avons envisagé la possibilité de placer les actionneurs hors de l'eau. Nous avons fait des recherches sur les moyens de transmettre des mouvements autres que ceux que nous connaissions déjà avant de commencer ce mémoire (arbre, courroie-poulie, etc.). Nous avons ainsi trouvé des article sur les arbres flexibles, les *Bowden cables*, les *push-pull cables* et sur les réducteurs câble-poulie.

3.4.1 Les arbres flexibles

Si le moteur et la charge à entrainer ne sont pas alignés, voire que cette orientation varie, une solution est de les relier au moyen d'un arbre flexible. Un arbre flexible (Figure 3.15) est constitué de plusieurs couches de fils métalliques enroulés autour d'une âme flexible. Le câble ainsi obtenu est placé dans une gaine avec du lubrifiant. La gaine protège l'arbre de l'environnement et empêche le câble de se tordre ou de se mettre en hélice. A ses extrémités, le câble est équipé de connecteurs qui permettent de le raccorder. Le fabricant SS White mentionne sur son site internet plusieurs domaines d'application : l'aéronautique, le médical, l'automobile, l'outillage, etc.

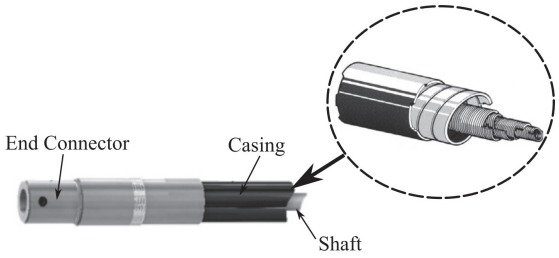


FIGURE 3.15 – Représentation d'un flexible shaft. [64].

Rodriguez et ses collègues ont étudié le comportement d'un arbre flexible en vue d'une utilisation possible dans une prothèse de cheville [64]. Ils ont observé que la caractéristiques couple-déflexion angulaire dépend du rayon de courbure de l'arbre et qu'elle présente une bande morte (Figure 3.16). Sur les caractéristiques, on peut également observer une légère assymétrie. Les auteurs ne la relève pas mais on peut faire un lien avec les explications que le fabricant *SS White* donne sur son site : lorsque l'on tord l'arbre dans un sens, les brins métalliques se ressèrent sur l'âme métallique. Lorsqu'on tord l'arbre dans l'autre sens, les brins tendent à s'écarter. Le caractéristique de l'arbre changent suivant le sens de rotation.

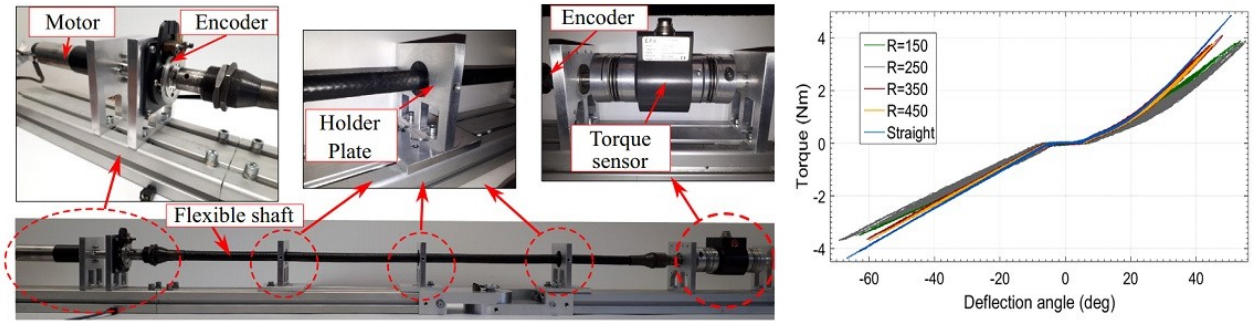


FIGURE 3.16 – *A gauche : dispositif de test. Un moteur et un capteur de couple sont reliés par un arbre flexible. Des encoders mesurent la déflexion angulaire entre les extrémités de l'arbre. Une articulation entre la deuxième et la troisième plaque permet d'imposer un rayon de courbure variable à l'arbre. A droite : caractéristique couple-déflexion angulaire de l'arbre pour différents rayons de courbure. [64]*

3.4.2 Les *Câbles Bowden*

Les *Bowden cables* sont des câbles souples qui permettent de transmettre un effort de traction. Une gaine protectrice assure le guidage et la protection du câble. Cette gaine permet de se passer d'un chemin de câble avec des poulies, comme c'est nécessaire pour les câbles nus ou les tendons. Néanmoins, la gaine de guidage introduit du frottement qu'il est difficile de modéliser et qui dégrade les performances des *controllers* [67].

Veneman et ses colègues utilisent des *Bowden cables* dans un exosquelette de réhabilitation [80]. Ils jugent que le frottement est trop difficile à modéliser pour pouvoir être compensé par une *Feed Forward Action*. Les auteurs ont implémentés une rétroaction basée sur la mesure de la force à l'extrémité du câble, côté articulation. La mesure de la force est basée sur la mesure de la déformation de ressorts. Le système s'apparente ainsi à un *Serial Elastic Actuator* (Figure 3.17).

Zhang et ses collègues ont également utilisé des *Bowden Cables* dans un robot de réhabilitation [89]. Les auteurs ont implémenté un *controller* pour compenser les frottements mais l'erreur en poursuite était de l'ordre de 10%. Les auteurs supposent que le *controller* est sensible aux erreurs dans le modèle du frottement. Ils suggèrent d'utiliser des *controllers* plus avancés présentés dans la littérature. Wang et. al proposent un *controller* en cascade et avec un observateur de la perturbation induite par le frottement dans le câble [84]. Il semble donner de bons résultats, sauf pour les faibles forces où des effets secondaires apparaissent (effet de la connexion entre le câble et le ressort, etc.).

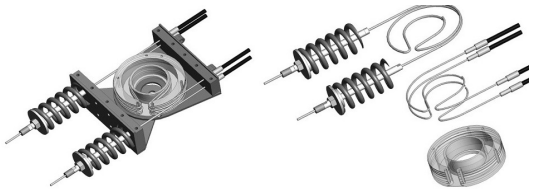


FIGURE 3.17 – *Articulation d'exosquelette. Chaque paire de câbles Bowden est responsables de la rotation dans un sens. Les câbles ont été dédoublés pour maintenir la tension à un niveau acceptable [80].*

3.4.3 Les *push-pull cables*

Les *push-pull cables* transmettent un mouvement de translation dans les deux sens. Ils sont composés d'une âme métallique qui se déplace dans une envoppe protectrice faite de plastique et de métal. Pour réduire les frottements, l'âme métallique est entourée d'un serpentin en matière plastique et l'enveloppe est remplie de lubrifiant.

Slavnic et al. utilisent un *push-pull cable* dans leur robot de réhabilitation *CORBYS* [74]. Ils expliquent que les frottements, le *backlash* et l'hystéresis sont moins marqués que dans un câble *Bowden*, et ils ont réalisé des essais pour les caractériser (Figure 3.18, à gauche). A une extrémité, le câble est actionné par un moteur rotatif et un système bielle-manivelle. A l'autre extrémité, le câble est relié, via un système bielle manivelle, à une articulation équipée d'un *encoder*. Un *encoder* est également monté du côté de l'entrainement pour mesurer le *backlash* dans le câble. Des capteurs mesurent les efforts. Le câble présente un hystérésis de $2 \dots 3$ degrés (Figure 3.18, au centre). Le frottement dépend de l'effort dans le câble et du rayon de courbure (Figure 3.18, à droite). Les auteurs ont ensuite testé un contrôleur de position : l'erreur en poursuite était de seulement 3 degrés malgré les non-idéalités du câble. Néanmoins, ils recommandent d'utiliser un algorithme adapté pour les système avec *backlash*.

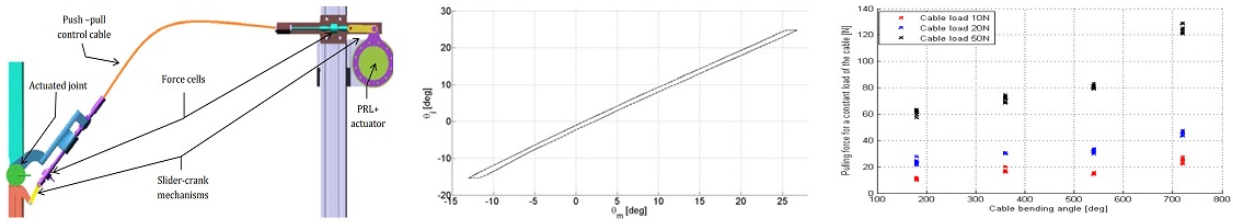


FIGURE 3.18 – *A gauche : dispositif utilisé pour mesurer le backlash et le frottement dans le câble. Au centre : position angulaire θ_j de l'articulation en fonction de la position angulaire θ_m du moteur. La caractéristique présente un hysteresis de $2 \dots 3$ degrés. A droite : mesure du frottement dans le câble en fonction de son rayon de courbure et de la tension. [74].*

3.4.4 Les *wire reduction mechanisms*

Les *wire reduction mechanisms* sont une alternative aux réducteurs à engrenages pour les applications où le *backlash* dû aux engrenages n'est pas acceptable. Arata et al. utilisent un tel mécanisme dans leur robot haptique *Delta-R* (Figure 3.19) [6]. Il est composé d'un arbre entrainé par un moteur et d'une poulie attachée au mécanisme à entrainer. Un câble en acier est enroulé autour de l'arbre et maintenu tendu contre la poulie. Une gorge en spirale a été réalisé dans l'arbre pour guider le câble lorsqu'il s'enroule et se déroule.

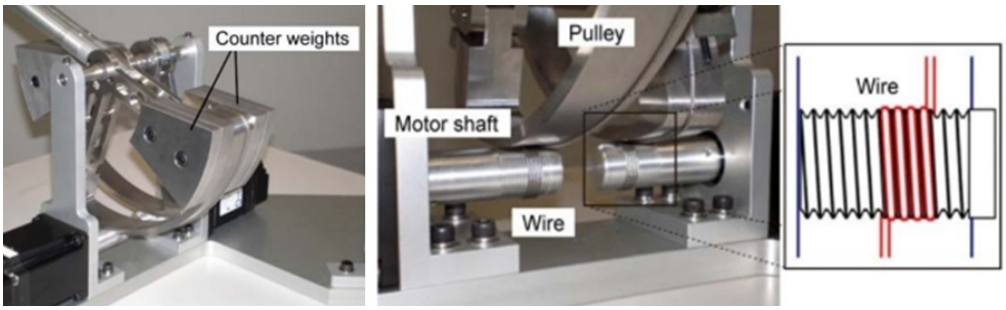


FIGURE 3.19 – *Wire reduction mechanism utilisé dans le robot haptique Delta-R [6].*

Kitano et ses collègues utilisent également ce type de réducteur sur leur robot quadrupède *TITAN-XIII*, où il sert à entrainer les jambes [42]. Mais l'axe de l'arbre sur lequel s'enroule le câble et l'axe de la poulie ne sont pas parallèles comme sur le robot haptique *Delta-R*, mais perpendiculaires (Figure 3.20). Lorsque le câble s'enroule et se déroule, le point où il quitte l'arbre se déplace le long de l'arbre. Si l'arbre et l'axe de la poulie sont parallèles, il faut augmenter la largeur de la poulie pour permettre au câble de se déplacer. Cela n'est pas nécessaire si les arbres sont perpendiculaires. Néanmoins, si les arbres sont perpendiculaires, la longueur du câble varie lorsqu'il s'enroule / se déroule. Il faut alors prévoir un degré de liberté en translation dans la poulie et/ou l'arbre. Les concepteurs n'ont pas jugé celà nécessaire car ils ont calculé que, dans le cas de leur robot *TITAN-XIII*, l'allongement n'était que n'était que de 0,06 mm. L'arbre étant de faible diamètre, les auteurs n'ont pas utilisé de câble en acier, qui aurait été difficile à enrouler, mais un câble en polyéthylène de masse molaire très élevée (UHMPE).

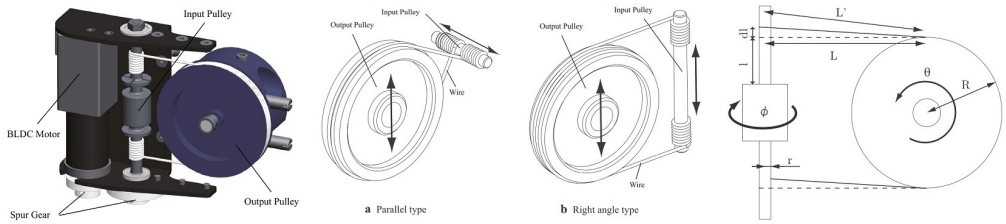


FIGURE 3.20 – *Wire reduction mechanism [42].*

3.5 SolidWorks Flow Simulation

Lors d'une réunion d'avancement du projet, il a été discuté de la possibilité d'utiliser SolidWorks Flow Simulation (SWFS) pour calculer les efforts hydrodynamiques qui s'appliquent sur le manipulateur. Personne dans l'équipe n'ayant d'expérience avec SWFS, nous avons recherché des articles scientifiques dans lesquels SWFS serait comparé avec des logiciels fluides reconnus. Nous avons ensuite essayé de simuler l'écoulement autour d'un tube carré à l'aide de SWFS pour comparer les résultats avec ceux trouvés dans la littérature. Nous avons surtout observé des comportements étranges du *solver*. Cependant, nous devons ici remettre en cause notre manque de connaissance et le peu de temps (quelques jours) que nous avons pu consacrer au logiciel. Par conséquent, nous n'avons tenu compte que des informations trouvées dans la littérature. Nos simulations sont décrites en annexe pour mémoire (Annexe A).

Wallace a réalisé un mémoire dont l'objectif était de déterminer si SWFS était un outil valable pour analyser les profils d'ailes à bas nombre de Reynolds [82]. Il a simulé trois profils d'aile NACA dans un écoulement et il a comparé les valeurs des efforts et des coefficients (trainées et portances) avec des valeurs expérimentales publiées pour $R_e = 60.000 \ldots 200.000$. L'auteur a étudié l'influence des paramètres de simulation (taille du domaine, résolution du maillage, paramètres de turbulence, etc.) sur les résultats. Il a également identifié les phénomènes (séparation de la couche limite, frottement à la paroi, etc.) qui sont bien ou moins bien modélisés par le logiciel. Finalement, l'auteur conclu que SWFS est un bon outil pour comparer les performances de

deux profils et identifier le meilleur. Quant à son utilisation pour calculer des valeurs précises pour un profil donné, l'auteur semble plus réservé puisqu'il qualifie les résultats de ses recherches de "prometteurs".

Hawkrige Systems (société de consultance en ingéniérie) a publié une note technique consacrée à la théorie et à la modélisation des écoulements turbulents dans SWFS [32]. Les auteurs simulent différents cas (écoulement entre plaques, écoulement autour d'une voiture, etc.) et comparent les résultats avec des valeurs de référence (courbes théoriques, résultats expérimentaux, etc.). Ils concluent que le logiciel fournit de bonnes prédictions pour les écoulements laminaires, turbulents et transitoires.

Les autres articles que nous avons trouvés sont des articles d'application. Ainsi, Anam et ses collègues utilisent le logiciel pour comparer différents types de propulseur de jet-ski et choisir le meilleur [5]. Mohd et ses collègues ont comparé plusieurs profils d'ailette de registre d'aspiration [54]. C'est dans l'esprit de la conclusion de Wallace : utiliser SFWS pour comparer des solutions et choisir la meilleure.

Finalement, Ramlan et ses collègues proposent des tableaux de comparaison entre SWFS et Ansys [61]. Après recherche, les arguments proviennent de forums internet de discussion et nous ne savons quel crédit y apporter. Aussi, nous rapportons seulement un fait qui va dans le sens des articles évoqués plus haut : des participants trouvent qu'Ansys est moins convivial que Solidworks pour la modélisation des pièces, tandis qu'Ansys serait plus adapté pour les simulations fluides. Aussi, ils conseillent de modéliser les pièces dans Solidworks, puis de les exporter dans Ansys pour faire la simulation.

Sur base des articles décrits ci-dessus, nous pensons que SWFS pourrait servir pour comparer différentes versions du manipulateur (ex. influence sur l'écoulement du nombre de bras du manipulateur), mais pas pour calculer les efforts qui s'appliquent dessus.

Chapitre 4

Etude de faisabilité

4.1 Introduction

L'étude de faisabilité a pour but de trouver la solution qui répondra le mieux à la demande du client. Elle se fait en plusieurs étapes. Dans un premier temps, le concepteur recherche des solutions pour réaliser les différentes fonctions de l'objet à concevoir. Ensuite, il combine les fonctions pour former quelques solutions globales susceptibles de répondre au besoin du client. Des calculs et des analyses préliminaires permettent généralement d'éliminer des combinaisons inadéquates. Enfin, les solutions globales restantes sont évaluées et comparées sur base des objectifs définis lors de l'analyse de la demande du client.

La première étape, la recherche de solutions pour réaliser les fonctions du manipulateur (voir Figure 2.3) est concrétisée par une liste "bas niveau" reprenant différentes possibilités comme l'utisation de moteurs, de roulements, etc. Nous présentons cette liste à l'annexe B et nous présentons directement les solutions globales, qui sont plus parlantes.

4.2 Solutions globales

Les solutions globales sont représentées à la Figure 4.1. Les illustrations ne font apparaitre que les fonctions centrales du graphique fonctionnel de la Figure 2.3, celles qui conditionnent la forme du manipulateur : l'actionnement (FT3.1), la réalisation de la cinématique (FT3.2), la transmission du mouvement des actionneurs vers les articulations (FT3.3) et le guidage des pièces (FT3.4). Les autres fonctions sont trop nombreuses pour être représentées en détail et, après réflexion, nous avons jugé que leur implémentation pourra être adaptée à la solution globale choisie.

Les solutions présentent des points communs car, au fil des discussions avec les enseignants, nous avons identifié quelques caractéristiques souhaitables et nous les avons implémentées dans toutes les solutions : un centre de rotation coïncidant ou proche du point d'accroche de la maquette, l'arrière de la maquette dégagé et une structure rigide.

4.2.1 Parallélogramme

Le capteur de force et la maquette (non représentés) sont accrochés à une tige qui est entrainée en rotation (*roll*) par un bloc moteur immergé. Ce bloc contient un moteur à courant continu avec un *encoder*. L'étanchéité est assurée par un joint. Nous avons choisi un moteur à courant continu car, pour une régulation en force, il faut pouvoir agir directement sur le courant du moteur [71].

Des parallélogrammes dédoublés (pour augmenter la rigidité) relient le bloc *roll* à une base en U accrochée au robot cartésien. Les ailes remontent le long de l'axe z du robot cartésien afin que la base et les montants horizontaux ne plongent pas dans l'eau, ce qui causerait des remous. Les parallélogrammes sont fixés aux ailes du U par des articulations. L'une d'elles est entrainée par un moteur à courant continu avec *encoder*, ce

qui génère un mouvement de *pitch* du bloc *roll*, de la tige et de la maquette. Les trois axes de rotation (*pitch* et *roll* du manipulateur, et *yaw* du robot carésien) sont concourants. L'intersection correspond à un RCM. Les dimensions des pièces sont adaptées de telle sorte que le centre de gravité de la maquette coïncide avec le RCM.

4.2.2 *Circular tracking arc*

Le capteur de force et la maquette (non représentés) sont accrochés à une tige qui est entrainée en rotation (*roll*) par un bloc moteur immergé, le même que pour le parallélogramme. Ce bloc est fixé par des montants à des chariots qui se déplacent sur deux rails courbes. Lorsque les chariots se déplacent, le bloc moteur, la tige et la maquette s'inclinent dans un mouvement de *pitch*.

Les deux rails sont fixés sur un berceau qui sert aussi à accrocher le manipulateur au robot cartésien. La position du point d'accroche du manipulateur, le rayon de courbure des rails et la longueur du *sting* sont ajustés de manière à ce que les trois axes de rotations passent par le centre de gravité de la maquette (RCM). Le berceau reste toujours au-dessus du niveau de l'eau afin de ne pas créer de remous.

L'entrainement est réalisé par un moteur à courant continu équipé d'un *encoder* et d'un cabestan où le rôle de la poulie est tenu par l'un des chariots. En raison du rayon de courbure, le cabestan se comportera comme un réducteur et il devrait être possible de se passer d'un réducteur à engrenage en sortie du moteur, évitant ainsi du *backlash*.

4.2.3 Manipulateur à câbles

Les robots à câbles décrits dans la littérature sont constitués d'un cadre au centre duquel est suspendue la maquette. Ce montage n'est pas possible pour notre application car il ne peut rien y avoir devant la maquette. Nous avons adapté le principe en plaçant une suspension de Cardan au centre de la face avant d'un cadre. La suspension de Cardan est fixe et maintenue en position par des câbles tendus ou par des barres profilées. La suspension de Cardan supporte une tige à l'extrémité de laquelle sont fixés le capteur de force et la maquette. La maquette tourne autour de la suspension.

Les mouvements de *pitch* et de *roll* sont générés en tirant, au moyen de câbles, sur l'extrémité de la tige située à l'intérieur du cadre. Pour éviter d'imprimer un mouvement de *yaw* à toute la structure avec le robot cartésien, il a été décidé, en concertation avec les enseignants, que le mouvement de *yaw* serait imprimé directement à la maquette avec les câbles. Cela demande un câble et un groupe moteur-treuil supplémentaire, mais les efforts sur la structure et les remous seront réduits. Les câbles sont mis en tension par des treuils entrainés par des moteurs. Les treuils et les moteurs sont hors de l'eau et fixés à la plaque d'accroche du manipulateur. Chaque bloc moteur-treuil est équipé d'un capteur de force pour mesurer la tension dans son câble. Les câbles sont guidés le longs des montants et du cadre par des poulies.

4.2.4 *Isocenter*

Ce manipulateur est un croisement entre les solutions précédentes. Le capteur et la maquette sont fixés à une tige qui est soutenue par une supension de Cardan et entrainé en rotation (*roll*) par un bloc moteur immergé. Pour réaliser le mouvement de *pitch*, l'extrémité du moteur de *roll* est relié à l'écrou d'une vis à billes par des glissières (une de chaque côté). La vis à billes est entrainée par un moteur, lui aussi immergé.

Le cadre est suspendu au robot cartésien de telle sorte que les trois axes de rotations se croisent au niveau de la suspension de Cardan. La maquette tourne ainsi autour d'un point fixe unique qui est la suspension de Cardan.

L'idée derrière la solution *isocenter* était de combiner ce qui nous a semblé être, à cette étape du projet, les avantages des différentes solutions : une tige soutenue à ses deux extrémités, comme dans le cas du robot avec câbles, et un entrainement plus simple avec seulement deux moteurs, comme dans le cas du parallélogramme et du *circular tracking arc*.

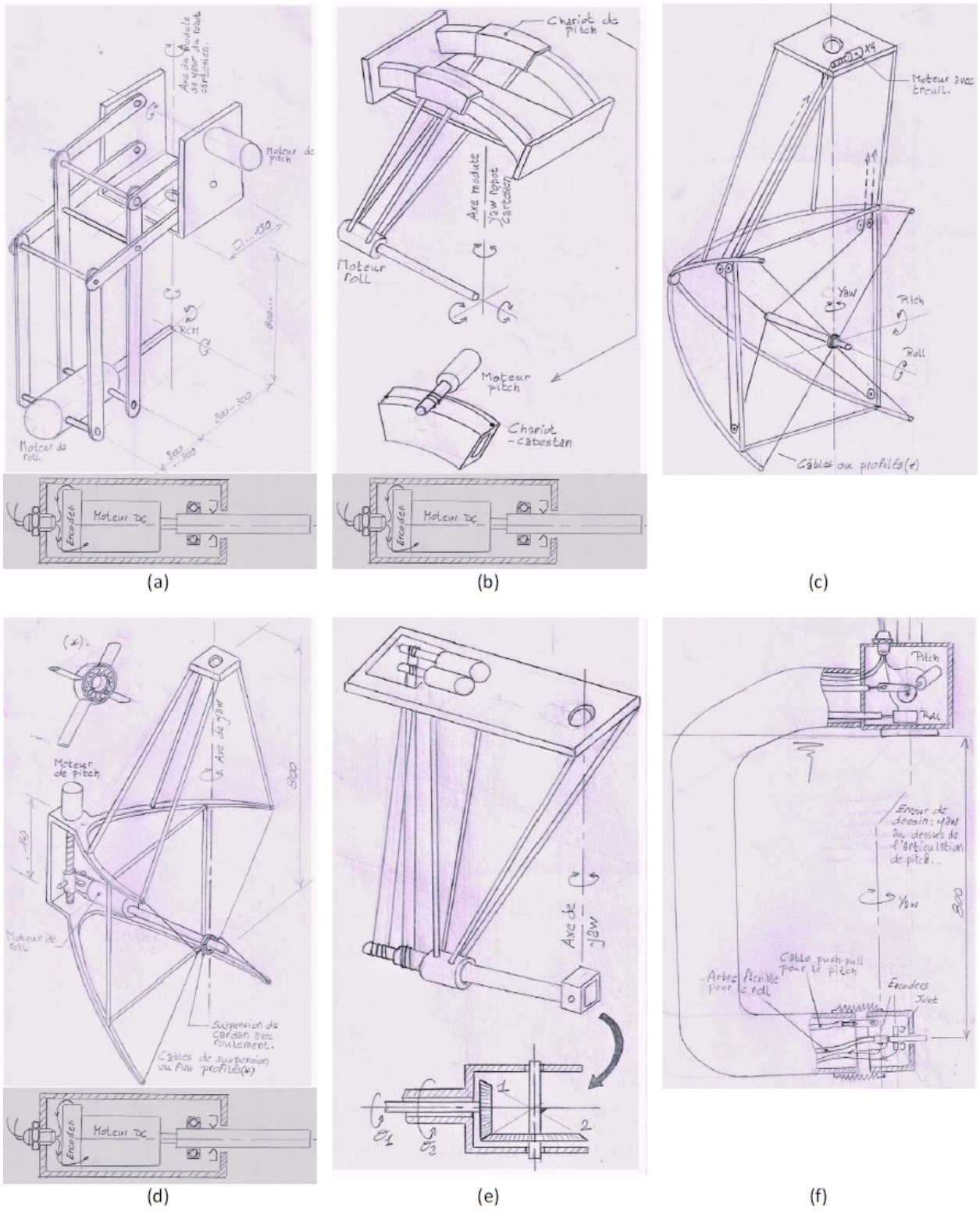


FIGURE 4.1 – *Solutions globales. (a) Parallélogramme avec son bloc moteur de roll immergé. (b) circular tracking arcavec son bloc immergé. (c) Manipulateur à câbles. (d) Isocenter. (e) Poignet à engrenages. (f) Poignet avec arbre flexible et câble push-pull.*

4.2.5 Poignet à engrenage

Les mouvements de *pitch* et *roll* sont générés par un engrenage. Le pignon est directement entrainé par l'arbre 1. La roue est montée sur un arbre monté sur roulements dans une boite qui est entrainée en rotation par l'arbre 2. Les deux arbres sont concentriques. La face avant de la boite est ouverte pour pouvoir fixer le capteur et la maquette (non représentés) à la roue ou à son arbre.

Lorsque l'arbre 1 tourne, le pignon entraine la roue en rotation et la maquette effectue un mouvement de *pitch*. Lorsque l'arbre 2 tourne, il entraine la boite et l'arbre de la roue, ce qui génère un mouvement de *roll*. Mais cela force aussi la roue à rouler sur le pignon, ce qui provoque un mouvement de *pitch*. Pour prévenir ce mouvement, il faut faire tourner l'arbre 1. Les mouvements de *roll* et de *pitch* ne sont donc plus indépendants.

Le mécanisme est attaché au robot cartésien par une plaque d'accroche et quatre bras qui plongent dans l'eau. Les arbres sont entrainés par des moteurs situés hors de l'eau via une transmission par câbles de type cabestan pour ne pas avoir de *backlash*. Les câbles sont protégés de l'écoulement par un capotage ou en les faisant passer dans des profilés creux (non représenté).

L'axe de *yaw* et les axes des roues dentées sont concourants afin que la maquette tourne autour d'un point fixe. Malheureusement, à cause de la boite, le point fixe ne correspond pas au centre de masse de la maquette.

4.2.6 Poignet avec arbre flexible et câble *push-pull*

Le capteur et la maquette sont accrochés à un arbre logé dans un nez articulé. Le mouvement de *roll* est obtenu en faisant tourner l'arbre, et le mouvement de *pitch* en inclinant le nez vers le haut ou le bas. Les actionneurs sont situés hors de l'eau. L'arbre du nez est relié à son moteur par un arbre flexible. Le nez est actionné au moyen d'un câble *push-pull* excentré par rapport à l'axe de rotation du nez. Au niveau du moteur, le câble est actionné via un système bielle-manivelle.

En raison de l'hystéresis et des déformations des arbres flexibles et des câbles *push-pull*, les capteurs de position sont montés au plus près de la charge : sur l'axe du nez et sur l'arbre. L'étanchéité est assurée par un joint d'arbre et par un soufflet qui recouvre le jeu entre le nez et le bras.

4.3 Premier tri des solutions

Le poignet à engrenage a immédiatement soulevé des questions : la boite située derrière la maquette ne risque-t-elle pas de perturber l'écoulement, et le *backlash* angulaire est-il acceptable ? Pour répondre à ces questions, nous avons dimensionné les engrenages, estimé les dimensions de la boite et calculé le *backlash* angulaire. Les calculs sont détaillés dans l'annexe D. Nous ne donnons ici que les résultats :

- Les dimensions de l'engrenage dépendent en partie de la taille de leurs dents. Celles-ci doivent être suffisamment larges à leur base et suivant l'axe de la roue pour résister aux contraintes. La taille de l'engrenage et de la boite qui en résultent nous semblent trop importantes pour ne pas perturber l'écoulement (Figure 4.2).
- Le fabricant des engrenages recommande de laisser un jeu normal entre les dents. Le *backlash* angulaire qui en résulte est de $0,22\,^\circ \ldots 0,66\,^\circ$, alors que la précision souhaitée pour l'orientation est de 0,5°pour le robot complet.
- Il n'est pas possible de simultanément réduire la taille de la boîte et le *backlash* angulaire : si on réduit la taille de l'engrenage, à jeu normal entre les dents constant, le *backlash* angulaire augmente. Si on réduit le jeu normal, on court le risque que la rotation ne soit plus régulière, voire que les engrenages se bloquent.

Pour ces trois raisons-là, nous avons rejeté la solution du poignet à engrenage.

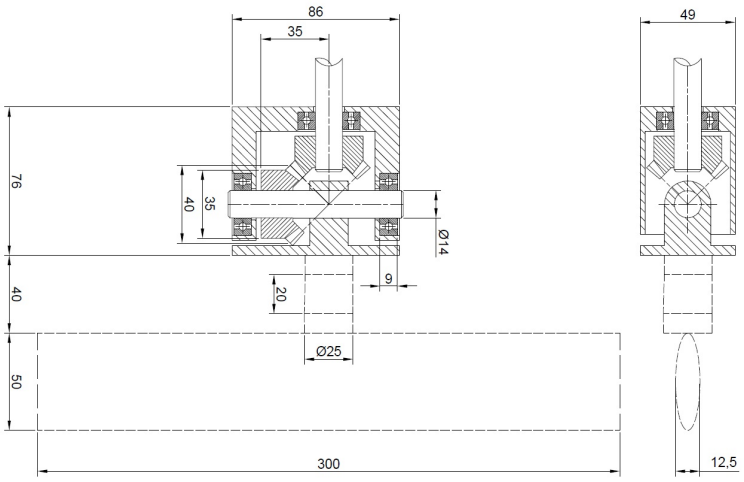


FIGURE 4.2 – *Dimensions estimées de la boite du poignet à engrenage. La maquette est attachée à la roue dentée de sortie via le capteur de force et une entretoise. Dessin réalisé avec la version étudiante d'Autocad.*

Pour le poignet avec l'arbre flexible et le câble *push-pull*, nous avons souhaité estimer l'influence des non-idéalités de l'arbre et du câble. La grandeur la plus facile à calculer est la déviation angulaire entre les deux extrémités de l'arbre flexible lorsqu'il doit imprimer à la maquette un mouvement de *roll*. Sur le site internet du fabricant*SS White*, nous avons sélectionné l'arbre 187H de 4 mm qui peut transmettre un couple de 0,38 Nm avec un rayon de courbure de 100 mm [75]. Ses raideurs et les déviations qui en résultent sont les suivantes :

$$\begin{array}{l} \text{Raideur TOL} = 56,34°/\text{m/Nm} \\ \text{Raideur LOL} = 144,51°/\text{m/Nm} \end{array} \quad \Longrightarrow \quad \begin{array}{l} \Delta\alpha_{TOL} = 17° \\ \Delta\alpha_{LOL} = 43° \end{array}$$

TOL corrspond au sens de rotation qui provoque un resserrement des brins et LOL au relâchement. Les déviations angulaires ont été calculées sur base d'un couple de $0,1 \cdot 2,5$ (S.F.) $= 0,25$ Nm et une longueur de l'arbre estimée à 1.200 mm (0,1 Nm est le moment dû aux *wing tip vortex*, voir annexe G).

Les déviations sont clairement trop importantes. Interpelé par les ordres de grandeurs, nous avons contacté la société SS White mais nous n'avons pas reçu de réponse. Les autres fournisseurs que nous avons trouvé sur internet semblent être des revendeurs de SS White (même documentation). Même s'il est théoriquement possible de caractériser le comportement de l'arbre et compenser les déviations avec une régulation, il nous a semblé qu'introduire dans la chaine de transmission un composant aussi élastique et qui se comporte différement suivant le sens de rotation allait compliquer la tâche de la régulation. Par conséquent, nous avons abandonné la solution.

4.4 Evaluation des solutions

Pour évaluer les solutions, Cross recommande de définir des critères sur base des objectifs de conception et de leur attribuer des poids. Les solutions reçoivent ensuite une note pour chaque critère, puis une note globale qui est la somme pondérée des notes relatives aux différents critères.

4.4.1 Arbre des objectifs restreint

Au fil des itérations, des solutions ont fini par présenter des caractéristiques communes de sorte que certains objectifs de l'arbre construit durant l'analyse de la demande du client (Figure 2.2) ne sont plus discriminants. Nous avons donc construit un arbre des objectifs restreint en ne conservant que les objectifs qui nous semblaient encore pertinents (Figure 4.3). La construction est expliquée après la figure (les parties en gras sont les caractéristiques souhaitées du robot (section 2.1).

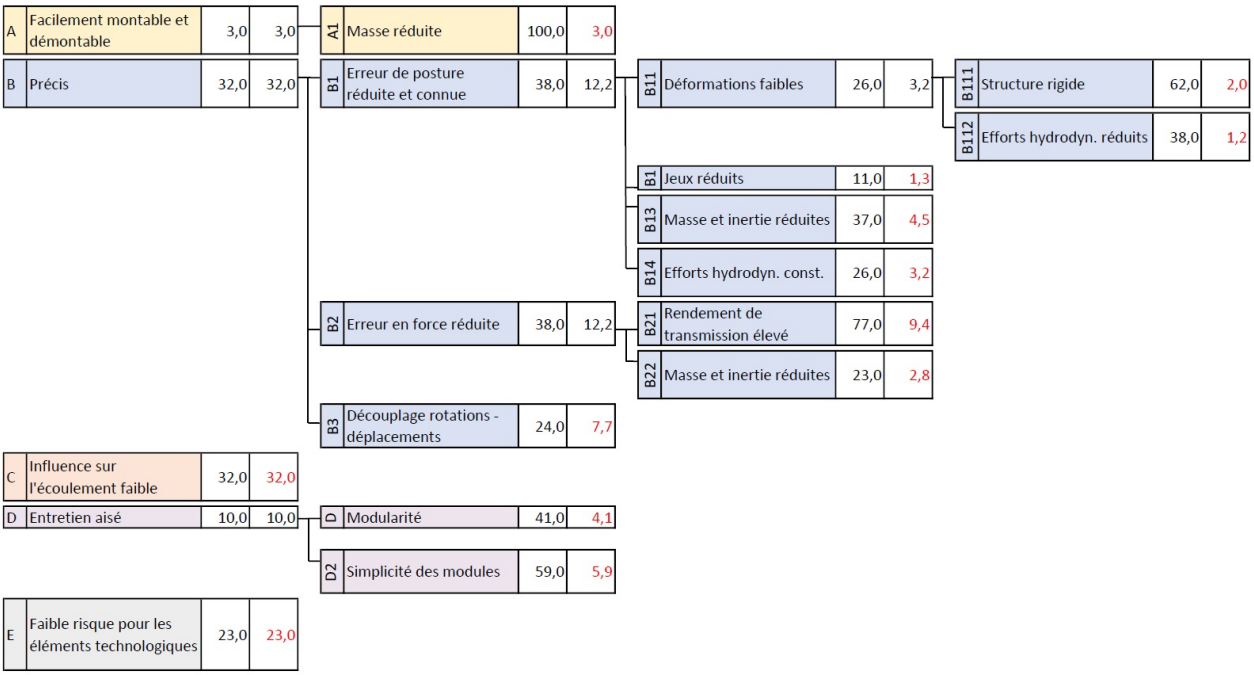


FIGURE 4.3 – *Arbre des objectifs restreint. Les chiffres dans les cases représentent les poids attribués aux critères liés aux objectifs (voir section suivante 4.4.2 Poids des critères.*

A accrocher à un robot : la facilité de montage et de démontage dépend de l'encombrement et de la masse du manipulateur. A cause de la limite d'encombrement (paroi de la cuve, présence du robot au-dessus du anipulateur), les manipulateurs devront avoir plus ou moins le même encombrement. Par conséquent, nous ne retenons qu'un objectif : la masse doit être réduite.

Pour accrocher un capteur de force et une maquette : ce besoin n'a pas été traduit en objectif. Comme toutes les solutions retenues ont une tige, la manière d'accrocher le capteur et la maquette sera la même. En outre, nous avions déjà plus ou moins décidé d'attacher les câbles à l'extérieur de la tige car nous avons estimé qu'il serait difficile de faire passer des câbles et leur connecteur dans la tige et dans le bloc moteur.

Qui permet le contrôle précis en force ou en position : cette caractéristique suggère que l'objectif principal soit la précision. Cet objectif peut-être atteint au travers de trois sous-objectifs de rang 2 : (1) erreur de posture réduite, (2) erreur en force réduite et (3) mouvements de rotation et de translation découplés. (Le découplage vise à ce que les rotations ne provoquent pas de déplacement du centre de masse de la maquette, car cela obligerait le robot à se déplacer pour les compenser.) Ces trois sous-objectifs peuvent à leur tour être décomposés en sous-objectifs de rang 3.

Ansi, pour que l'**erreur de posture soit faible et connue**, il faut (1) que les déformations de la structure soient faibles, (2) qu'il y ait peu de jeux dans les articulations, (3) que la masse et l'inertie du manipulateur soient faibles et (4) que les efforts hydrodynamiques soient les plus constants possibles. Ce dernier sous-sous-objectif a été choisi pour les raisons suivantes : on voudrait pouvoir calculer les déformations de la structure pour corriger les mesures de position et obtenir ainsi les positions réelles occupées par la maquette. Ces calculs seront facilités et moins lourds si les efforts dépendent peu des mouvements du manipulateur.

L'objectif que les **erreurs en force soient réduites** pourra être rencontré si (1) le rendement des chaines de transmission est le plus élevé possible et (2) si la masse et l'inertie du manipulateur sont les plus faibles possibles.

Pour terminer, le sous-objectif de rang 3, **déformations de la structure faibles**, peut être décomposé en deux sous-objectifs : (1) la structure du manipulateur doit être rigide et (2) les efforts hydrodynamiques

doivent être faibles.

Qui influence peu l'écoulement derrière la maquette et n'influence pas du tout l'écoulement devant : aucune des solutions élaborées n'a de pièce qui passe devant la maquette, et les solutions ne se distinguent que par les pièces qui se trouvent à l'arrière. Nous retenons donc un seul objectif : l'influence sur l'écoulement à l'arrière doit être faible.

Dans une cuve d'eau : les croquis des solutions globales font apparaitre des composants technologiques immergés (moteurs, roulements, guidage, etc.). Nous fixons comme objectif de réduire les risques pour ces composants (ex. destruction du moteur de *roll* si un joint est mal monté, ou réduction de la durée de vie des roulements - en céramique - immergés).

Qui est sûr : nous n'avons pas traduit ce besoin en objectif. Du point de vue électrique, les solutions sont semblables, avec des moteurs de faible tension (de l'ordre de $12 \dots 24$ V). Les moyens de les protéger et de protéger l'utilisateur seront les mêmes. Pour protéger l'utilisateur des risques mécaniques, il faut bloquer les pièces lors des manipulations. Nous avons jugé que cela ne poserait pas de difficultés de nature à discriminer les solutions.

D'entretien aisé : l'entretien du manipulateur sera facilité s'il est modulaire et si les modules sont simples. Nous n'avons pas choisi d'objectifs relatifs à l'accessibilité des pièces et à leur disponibilité, à la fréquence des entretiens, etc. : évaluer les solutions sur ces points-là aurait demandé des AMDEC et des croquis détaillés, ce que nous ne pouvions produire pour chacune des solutions.

Qui est transportable : nous n'avons pas traduit ce besoin en objectifs. A cause des contraintes d'encombrement, les manipulateurs devront avoir sensiblement la même empreinte, qui leur permettra de tenir debout sur une palette et d'être mis dans une camionette.

4.4.2 Poids des critères

Pour attribuer les poids aux critères, Cross suggère de les répartir selon leur importance sur une échelle de 1 à 10, puis de calculer les poids en fonction de leur position relative sur l'échelle (Figure 4.4) [24]. Les poids sont indiqués dans l'arbre des objectifs restreint (Figure 4.3).

Niveau 1 : nous avons considéré que la précision (B) et l'influence sur l'écoulement (C) étaient les critères les plus importants, à égalité, car ils conditionnent la qualité des résultats des expériences. Nous avons placé la facilité de montage et de démontage du manipulateur (A) en bas de l'échelle car le manipulateur ne doit être installé et démonté qu'une fois pour une campagne d'essai qui durera plusieurs jours. Nous avons ensuite placé les deux objectifs restants entre ces deux extrêmes.

Niveau Bx : limiter l'erreur de posture (B1) et l'erreur en force (B2) nous ont semblés être les plus importants, à égalité, car derrière se cachent des objectifs de réduction de non-idéalités qui sont des sources d'erreurs difficilement compensables (ex. frottements, jeux, oscillations). Le couplage entre les rotations et les déplacements du centre de masse (B3) nous ont semblé moins importants car, si les vitesses et les accélérations demandées au robot cartésien sont admissibles par le robot, les erreurs devraient être plus maitrisables.

Niveau B1x : minimiser les jeux (B12) est le plus important. Les jeux sont en effet difficiles à compenser et ils se traduisent directement par des erreurs de posture. Minimiser la masse et l'inertie du manipulateur est l'objectif le moins critique car il est possible d'en tenir compte dans la structure de contrôle du robot. Minimiser les déformations et obtenir des efforts hydrodynamiques constants nous semblent être entre les deux extrêmes : il serait plus facile de tenir compte de ces effets que des jeux dans la régulation, mais ils nous semblent plus compliqués à estimer correctement que les effets de la masse et de l'inertie.

	Niveau 1	Niveau Bx	Niveau B1x	Niveau B2x	Niveau B11x	Niveau Dx
10	B. Précis C. Influence sur l'ecoulement faible	B1. Erreur de posuture réduite et connue B2. Erreur en force réduite	B12. Jeux réduits	B21. Rendement de transmission le plus élevé possible	B111. Structure rigide	D2. Simplicité des blocs moteurs
9						
8						
7			B11. Déformations faibles B14. Efforts hydrodynamiques constants			D1. Modularité
6	E. Faible risque pour les éléments technologique	B3. Découplage rotations-déplacements			B112. Efforts hydrodynamiques réduits	
5						
4						
3	D. Entretien aisé		B13. Masse et inertie réduites	B22. Masse et inertie réduites		
2						
1	A. Facilement montable et démontable					

FIGURE 4.4 – *Classement des critères d'évaluation.*

Niveau B2x : minimiser le rendement de la chaine de transmission (B21) nous a semblé être le plus important car il est difficile de compenser les frottements au niveau de la régulation. Nous avons ensuite estimé que minimiser la masse et l'inertie (B22) était trois fois moins important.

Niveau B11x : la rigidité de la structure (B111) nous a semblé être environ deux fois plus importante que l'amplitude des efforts hydrodynamiques (B112) car la rigidité permet de limiter les déformations dues aux efforts, mais aussi de réduire l'amplitude des oscillations de la structure lorsque le robot lui impose une accélération.

Niveau Dx : la simplicité des blocs moteurs nous semble légèrement plus importante que leur modularité car, si ces blocs sont simples, ils nécessiteront moins d'entretien. Il faudra donc les démonter moins souvent, ce qui réduit quelque peu l'importance de la modularité.

4.4.3 Résultats

Tableau de synthèse

MF	Critères	Poids	Paralléogramme	Circular Tracking Arc	Isocenter	Cable Driven Parallel Robot
A1	Masse réduite	3,0%	4,0	1,0	3,0	2,0
C111	Structure rigide	2,0%	2,0	4,0	1,0	1,0
C112	Efforts hydrodyn. réduits	1,2%	4,0	3,0	1,0	1,0
C12	Jeux réduits	1,3%	2,0	3,0	3,5	4,0
C13	Masse et inertie réduites	4,5%	3,3	2,3	2,8	2,8
C14	Efforts hydrodynamiques constants	3,2%	3,0	3,0	2,0	4,0
C21	Rendement transmission élevé	9,4%	3,0	3,0	1,0	2,0
C22	Masse et inertie réduites	2,8%	3,3	2,3	2,8	2,8
C3	Découplage rotations - déplacements	7,7%	4,0	4,0	1,0	1,0
D	Influence sur l'écoulement faible	32,0%	4,0	4,0	3,0	3,0
D1	Mécanisme modulaire	4,1%	2,0	4,0	3,0	3,0
D2	Simplicité des blocs moteur	5,9%	4,0	4,0	4,0	2,0
E	Risques pour les éléments technologiques	23,0%	3,0	4,0	1,2	2,5
Total	Score (avec pondération), sur 4	100,1%	3,45	3,64	2,20	2,52
	Score avec pondération, en pourcents		86,2%	91,0%	55,0%	62,9%
	Ecart type (sans pondération)		0,80	0,93	1,09	1,02

FIGURE 4.5 – *Tableau de synthèse de l'évaluation des solutions.*

Pour chacun des objectifs, nous avons défini un critère d'évaluation et nous avons noté les solutions sur une échelle allant de zéro à quatre :

0 - Inadéquat 1 - Faible 2 - Satisfaisant 3 - Bon 4 - Excellent.

Ensuite, nous avons calculé le score de chaque solutions en effectuant une somme pondérée des notes (Figure 4.5). Nous ne donnerons ici qu'une brève justification des notes (les détails sont dans l'annexe C) et nous ferons ensuite un commentaire sur les résultats de l'évaluation.

Justification des notes

Critère A1 - Masse réduite : les manipulateurs sont constitués de trois parties : des mécanismes immergés, une partie accrochée au robot et les montants qui les relient. Nous n'avons considéré que les parties accrochées au robot et les parties immergées car les montants sont semblables d'une solution à l'autre. Le parallélogramme et l'*isocenter* ont reçu une bonne note car la plaque d'accroche et/ou la partie immergé sont légères. Le *circular tracking arc* a été pénalisé pour le poids du berceau et des rails. Le manipulateur à câbles a été pénalisé car, pour assurer la tension dans les câbles, il faut des moteurs surdimensionnés et un cadre très rigide, donc avec des profilés de section importante.

Critère B111 - Structure rigide : le *circular tracking arc* a obtenu une note de 4 car les montants, qui sont fixes les uns par rapport aux autres, pourront facilement être rigidifiés par des entretoises. Le parallélogramme nous a semblé plus difficile à rigidifier par des entretoises sans risquer de bloquer le mécanisme. Enfin, nous avons attribué une note de 1 au *circular tracking arc* et au manipulateur à câble car les câbles n'assurent pas une bonne rigidité dans l'axe de la tige. De plus, si on veut limiter la section des profilés des cadres pour réduire les forces de trainée, les cadres pourraient ne pas être suffisament rigides pour ne pas se déformer sous l'effet de la tension dans les câbles (discussion avec Benoit Herman).

Critère B112 - Efforts hydrodynamiques réduits : les mouvements du bloc *roll* et/ou de la tige sont les mêmes pour les quatres solutions. Nous n'avons donc considéré que les mouvements des montants et des cages. Le parallélogramme a reçu une note de 4 car les montants n'effectuent qu'une translation lors des mouvements de *pitch*, et que ces mouvements sont limités. Le *circular tracking arc* nous a semblé faire moins bien car les montants effectuent en plus une rotation lors des mouvements de *pitch*. L'*isocenter* et le manipulateur ont reçu une note de 1 en raison des mouvements de leurs montants et de leur cage.

Critère B12 - Jeux réduits : nous avons attribué une note de 4 au manipulateur à câble car la tension dans les câbles annulera les jeux en plaquant les pièces (poulies, arbres, roulements, etc.) les uns contre les autres et toujours dans la même direction. A l'opposé, le parallélogramme nous a semblé mériter une note de 2 à cause de toutes les articulations dans les montants. Le *circular tracking arc* et l'*isocenter* ont reçu une note de 3 et de 3,5 respectivement : s'il y a des jeux à certains endroits (chariot pour le premier, vis à billes pour le second), au moins il n'y a pas de cumul du fait d'articulations dans les montants, comme avec le parallélogramme.

Critères B13 et B22 - Masse et inertie réduites : nous avons attribué les notes sur bases des masses mises en mouvement lors des translations et des rotations, en pénalisant d'avantage les parties immergées en raison des effets de masse et d'inertie ajoutées. Nous avons considéré chaque mouvement séparément, puis effectué une moyenne des notes. Le parallégramme a obtenu une meilleure note globale que les autres car les masses mises en mouvement sont moindres. L'*isocenter* et le manipulateur à câbles sont pénalisés par la leur cage immergée. Le *circular tracking arc* a perdu des points à cause de la masse et de l'inertie du berceau et des rails accrochés au robot.

Critère B14 - Efforts hydrodynamiques constants : nous avons évalué les solutions sur base des changements de la surface du manipulateur vue par l'écoulement lors des rotations. Nous avons traité les trois mouvements de rotations séparément, puis fait une moyenne. Le manipulateur à câble a obtenu la meilleure note car seul le *sting* subit une rotation. Les notes moyennes des trois autres solutions sont plus faibles car c'est l'orientation de toutes les parties immergées qui change lors des rotations.

Critère B21 - Rendement de transmission élevé : les notes ont été attribuées sur base d'une estimation du nombre de points de rendement perdus dans les chaînes de transmission. Le parallélogramme et le *circular tracking arc* ont le moins de pertes car le moteur de *roll* n'a pas besoin d'un réducteur et car le moteur de *pitch* pourra être équipé d'un cabestan au lieu d'un réducteur à engrenage si nécessaire. Le manipulateur à câbles fait moins bien en raison du nombre de roulements, de poulies et d'enrouleurs nécessaires pour les quatres câbles. L'*isocenter* a le moins bon rendement à cause de la vis à billes et du réducteur à engrenages du moteur de *pitch* (le moteur étant immergé, nous avons supposé qu'il sera difficile de remplacer le réducteur à engrenage par un cabestan).

Critère C - Influence du manipulateur sur l'écoulement : nous avons donné une note de 4 au parallélogramme et au *circular tracking arc* car il n'y a qu'une tige derrière la maquette. L'*isocenter* et le manipulateur ont reçu une note de 3 en raison de la suspension de Cardan située juste derrière la maquette.

Critère D1 - Modularité : nous avons attribué une note de 4 au *circular tracking arc* car les différentes parties peuvent être démontées comme des blocs. Dans le cas de l'*isocenter*, on ne saurait démonter la vis à bille sans toucher au bloc *roll*, et inversément. Les treuils du manipulateur à câbles sont séparés mais, si on en démonte un, les autres câbles risquent de bouger et il sera nécessaire de les replacer correctement. Nous avons donc attribué une note de 3 à ces deux solutions. Le paralléogramme a reçu une note de 2 : comme le bloc *roll* est pris entre les doubles parallélogrammes, il nous semble plus difficile de le monter et de le démonter sans toucher au reste du manipulateur.

Critère D2 - Simplicité des blocs moteurs : le parallélogramme, le *circular tracking arc* et l'*isocenter* ont reçu une note de 4 car, à priori, les blocs moteurs sont simples (moteurs, roulements, joints). Les blocs moteur-treuil du manipulateur à câble seront plus complexes (tambour, poulies de renvoi, capteur de force). Nous lui avons donc attributé une note de 2.

Critère E - Faible risque pour les éléments technologiques : nous avons attribué les notes sur base d'une estimation du coût des éléments technologiques immergés. Le *circular tracking arc* doit sa note de 4 au fait que seul un moteur et deux roulements sont immergés. Le parallélogramme et le manipulateur à câbles font moins bien à cause du nombre plus élevé de roulements immergés. Enfin, l'*isocenter* a obtenu une note de 1 seulement en raison de la vis à billes et des deux moteurs immergés.

Analyse des résultats

Le classement fait apparaitre deux "pelotons" de solutions. En tête, le *circular tracking arc* et le parallélogramme. Derrière, se trouvent le manipulateur à câbles et l'*isocenter*. Cette répartition nous a semblé cohérente car les solutions au sein d'un même peloton ont des caractéristiques communes.

Le fait que ce soit le *circular tracking arc* et le parallélogramme qui arrivent en tête ne nous a pas semblé anormal : ces solutions ont en effet plusieurs caractéristiques recherchées absentes chez les deux autres (arrière de la maquette dégagé, la maquette tourne autour de son centre de masse, mécanismes globalement moins complexes). De plus, elles n'ont pas d'inconvénients majeurs et disqualifiants.

Le manipulateur avec câbles se classe moins bien qu'attendu. Nous avions essayé de lui donner des avantages qui nous semblaient intéressants : une meilleure rigidité (finalement non vérifié après discussion avec les enseignants), pas de jeux, un degré de liberté supplémentaire (*yaw*). Mais, à cause de points faibles (mécanisme plus complexe, efforts hydrodynamiques, maquette qui ne tourne pas autour de son centre de masse), nous ne parvenions pas à juger si ce manipulateur était globalement meilleur ou moins bon que le *circular tacking arc* et le parallélogramme.

La solution avec *isocenter* se classe bon dernier. Nous l'avions dessinée pour combiner des avantages des autres solutions : un entrainement simple, comme pour le parallélogramme et le *circular tracking arc*, et une plus grande rigidité grâce à un *sting* soutenu aux deux extrémités. Finalement, les évaluations révèlent que les défauts des solutions dont elle est inspirée se font plus sentir que les avantages (ex. composants technologiques immergés, forces hydrodynamiques sur la structure et déplacement du centre de la masse de la maquette lors des rotations).

Ces réflexions illustrent la difficulté de comparer des solutions lorsque leurs avantages et leurs inconvénients sont de natures différentes. La méthode de Cross permet de rassembler et de faire la synthèse de données aussi différentes que, par exemple, le rendement de transmission et l'influence d'un mécanisme sur l'écoulement. Cependant, la valeurs poids nous a interpellé. Premièrement, des critères qui nous semblaient importants, comme la rigidité et l'absence de jeux, ont les poids les plus faibles (un ou deux pourcents) et influencent le score total de quelques dixièmes de pourcents seulement. Deuxièmement, leur poids est entre 16 et 32 fois plus petits que le poids les plus élevé.

Dans son livre, Cross donne un exemple d'application de la méthode où le rapport entre le poids le plus faible et celui le plus élevé est de 20, mais l'auteur ne fait aucun commentaire [24]. Nous proposons cette explication : dans notre arbre, la rigidité et la minimisation des jeux sont des sous-objectifs de dernier rang, et leurs poids est mécaniquement réduit lors de la construction de l'arbre. Si on analyse cela en considérant l'esprit de la méthode, la rigidité et la minimisation des jeux ne sont pas des buts en soi, mais des moyens parmi d'autres obtenir la précision. Aussi, il faut les réaliser conjointement pour qu'ils aient une influence positive significative.

En conclusion, les résultats de la comparaison nous ont semblé cohérents et nous avons commencé les pré-études avec la solution arrivée en tête, c'et à dire le *circular tracking arc*.

Chapitre 5

Pré-étude du *circular tracking arc*

Au terme de l'évaluation des solutions, nous avons choisi d'étudier le *circular tracking arc*. Mais après avoir réalisé la pré-étude de la partie rails-chariots, nous avons décidé d'abandonner la solution pour deux raisons. La première est que les fournisseurs ne peuvent fournir des rails courbes en acier inoxydable. La seconde est que, quand bien même les fournisseurs le feraient, une étude graphique montre que le dispositif est trop encombrant et qu'il entre en conflit avec les parois de la cuve et/ou avec le robot. Nous présentons ici brièvement nos démarches auprès des fournisseurs et l'étude graphique. Les calculs de dimensionnement et les plans se trouvent à l'annexe E.

En consultant les catalogues de plusieurs fournisseurs, nous avons identifié trois types de systèmes de rails de guidage et de chariots (Figure 5.1) : les chariots à galets (Schaeffler, Rollon, Timken), les chariots avec recirculation de billes (Schaeffler, THK, SKF-Wellix) et les chariots avec paliers lisses (Igus).

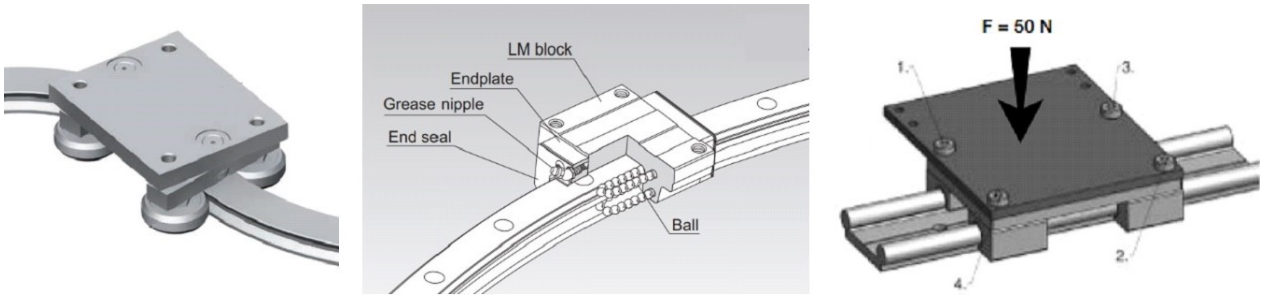


FIGURE 5.1 – *Systèmes de rails et de chariots. A gauche : chariot à galets [39]. Au centre : chariot avec recirculation de billes [78]. A droite : chariot avec palliers lisses [34] (ce n'est pas représenté sur l'illustration, mais des rails courbes sont disponibles).*

Nous avons d'emblée écarté les chariots avec paliers lisses en raison de l'effet de coin causé par l'excentrement de la charge et qui provoque un blocage des chariots. Nous avons contacté THK, SKF et Schaeffler au sujet des deux autres types de chariots. La société Schaeffler nous a déconseillé les chariots à galets [39] pour une application robotique car ils ne sont pas assez rigides. Leur système de chariot avec recirculation de billes [38] est plus adapté, car plus rigide. Malheureuseument, ils n'ont que des rails droits. Wellix (groupe SKF), propose également des rails et des chariots avec recirculation de billes [25], mais des rails courbes en acier inoxydable ne sont disponibles que sur demande et pour de grandes quantités. Enfin, la société THK propose, dans son catalogue, des rails courbes avec chariots à recirculation de billes, mais ils ne sont ni en acier inoxydable ni traités [78]. Nous avons consulté la société au sujet de la disponibilité de pièces en acier inoxydables ou traitée, mais nous n'avons pas reçu de réponse.

THK étant la seule société susceptible de fournir des rails courbes (la protection étant encore à confirmer), nous avons effectué un dimensionnent sur base de leur catalogue. Dans la première solution imaginée, le manipulateur possède un rail courbe à gauche et à droite de l'axe z (Figure 5.2). Les rails sont déportés vers

l'arrière pour qu'ils n'entrent pas en conflit avec le robot cartésien lorsque le manipulateur est en position haute. Le rayon de courbure des rails est de 1.000 mm afin qu'ils ne plongent pas dans l'eau lorsque le robot est en position basse. Chaque rail est équipé d'un seul chariot HCR45 afin de limiter leur longueur. Pour que les chariots puissent effectuer une course de $[-10°, +10°]$, les rails doivent avoir une longueur minimum de 490 mm, ce qui amène les rails à cognent contre la paroi lorsque le manipulateur est à la limite latérale du *workspace*. Il faut souligner que l'étude graphique est trop favorable : sur le croquis, l'écartement des rails a été choisi de manière à ce qu'ils ne heurtent pas coins de l'axe z lors des mouvements de *yaw*, mais sans tenir compte de l'épaisseur qu'auront les supports et les pièces de fixation.

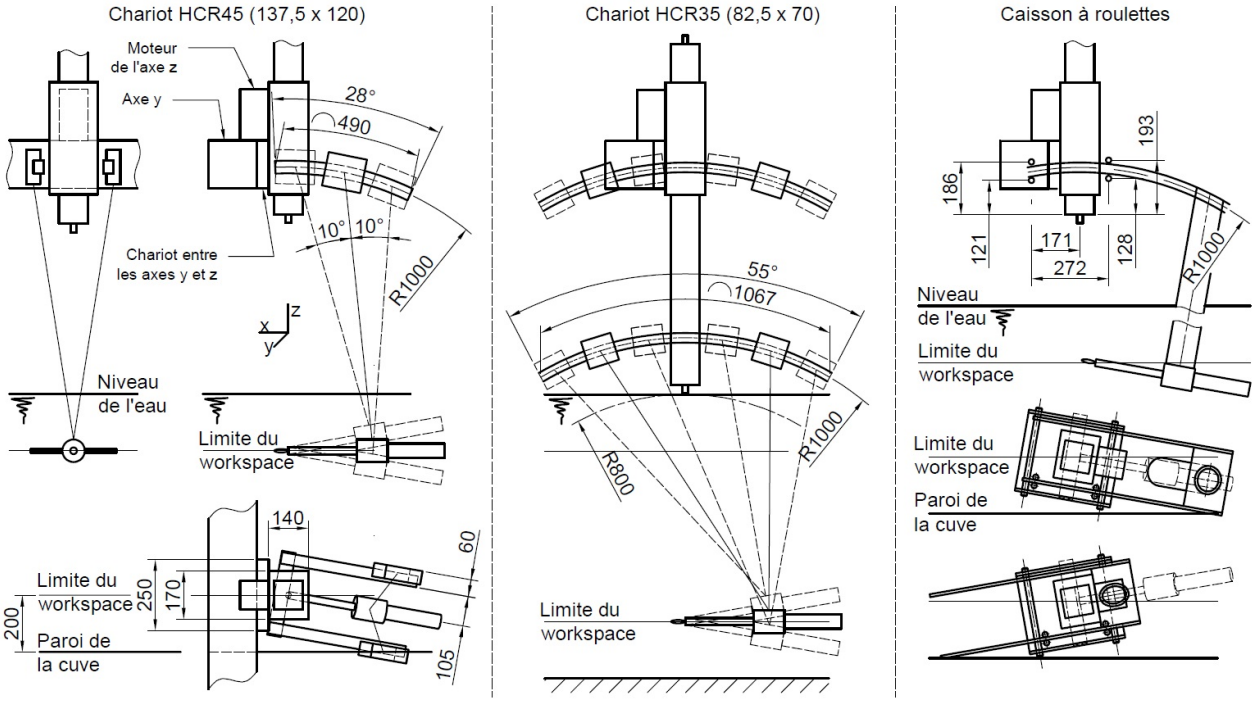


FIGURE 5.2 – *Etude de l'encombrement de trois versions du circular tracking arc.*

THK ne fournit pas d'indication dans son catalogue pour calculer les déplacements et les rotations du chariot. Sur base d'ordres de grandeur trouvés pour les roulements, nous avons estimé que les billes aux extrémités des chariots pourraient s'écraser d'une dizaine de microns. Cela provoquerait une rotation de 0,008°du chariot autour de l'axe y_0, et à des déplacements $\Delta x = 0,13$ mm et $\Delta z = 0,05$ mm de l'extrémité de la tige. Placer deux chariots par rail, un devant et un derrière, permettrait de réduire ce mouvement. Mais les rails, une fois en position haute, heurteraient le robot (Figure 5.2).

En alternative au système rail-chariot de THK, nous avons imaginé une solution que l'on pourrait fabriquer et assembler à l'UCL (Figure 5.2). Deux rails, un de chaque côté de l'axe z, se déplacent entre des rouleaux fixes par rapport à l'axe z. Au repos, les rails sont centrés par rapport à l'axe z afin de limiter leur dépassant vers l'avant ou l'arrière lorsque l'amplitude du *pitch* est maximale. Les rails étant susceptibles de se déplacer vers l'avant, ils doivent passer sous l'axe y, ce qui limite le rayon de courbure. La longueur des rails est imposée par le fait qu'ils doivent toujours être en appui sur les rouleaux lorsque l'amplitude du *pitch* est maximale. Pour minimiser la longueur des rails, les rouleaux sont placés au plus près de l'axe z. Malgré cette précaution (qui nuit à la rigidité), le plan montre que les rails peuvent heurter les parois de la cuve lorsque l'amplitude du *yaw* est de 10°.

Pour résumer, que ce soit avec les rails d'un fabricant ou avec notre solution maison, la longueur des rails nécessaire pour réaliser les mouvements de *pitch* ($\pm 10°$) provoque des conflits entre les rails et la paroi de la cuve lorsque la maquette est à la limite du *workspace* et que l'amplitude du *yaw* est maximale ($\pm 10°$). Nous avons donc abandonné la solution.

Chapitre 6

Objectifs et plan de la pré-étude du parallélogramme, données et hypothèses

6.1 Objectifs

L'objectif de la pré-étude est de définir, avec une erreur de quelques dizaines de pourcents seulement, les performances du manipulateur : masse, dimensions, matériaux et l'erreur sur la position et sur l'orientation de l'extrémité de la tige.

Au terme d'une pré-étude, un concepteur est censé fournir des croquis détaillés de la solution et des plans cotés fonctionnellement. Pour s'assurer que la solution soit réalisable, il doit également effectuer une première analyse des Modes de Défaillance, de leur Effets et de leur Criticité (AMDEC) et un projet de notice de montage. Malheureusement, nous n'avons pas trouvé de solution capable d'atteindre la précision requise : les déformations seules des pièces conduisent à des déplacements de l'extrémité de la tige qui sont de l'ordre du demi-millimètres, et cela au prix d'une masse du manipulateur qui nous semble déraisonnable.

Malgré cet échec, il nous semble important de présenter nos démarches et nos résultats. Premièrement, cela donnera à la personne qui reprendra le dossier un aperçu de ce qui a été fait. Deuxièmement, nous espérons montrer que l'incapacité à atteindre les objectifs fixés n'est le fait d'avoir négligé des solutions possibles mais, nous le pensons, la conséquence d'objectifs et de contraintes sévères. Nous espérons ainsi justifier une demande de clarification et de négociation des objectifs, des données et des contraintes.

6.2 Plan de la pré-étude

Un des critère de dimensionnement est le déplacement de l'extrémité de la tige sous l'effet des efforts qui s'appliquent sur la maquette et le manipulateur. La structure du manipulateur étant complexe, nous avons réalisé des études par éléments finis avec le logiciel Solidworks. Les étapes ont servi à déterminer les données à introduire dans le logiciel : la forme et les dimensions des pièces et les efforts qui s'appliquent dessus (Figure 6.1).

Etape 1. Chaine cinématique. La chaine cinématique regroupe l'ensemble des organes qui permettent le mouvement du manipulateur.

Etape 2. Hypothèses sur les vitesses et les accélérations. Le cahier des charges indique les vitesses et les accélérations maximales dont le robot doit être capable, mais nous n'avons pas de trajectoire pour calculer des efforts représentatifs qui s'appliqueront sur la structure. Nous avons donc fait des hypothèses sur la manière dont les vitesses et les accélérations dans les différentes directions peuvent se combiner. Ces combinaisons ont ensuite été utilisées pour calculer les efforts qui s'appliquent sur la maquette et sur le manipulateur.

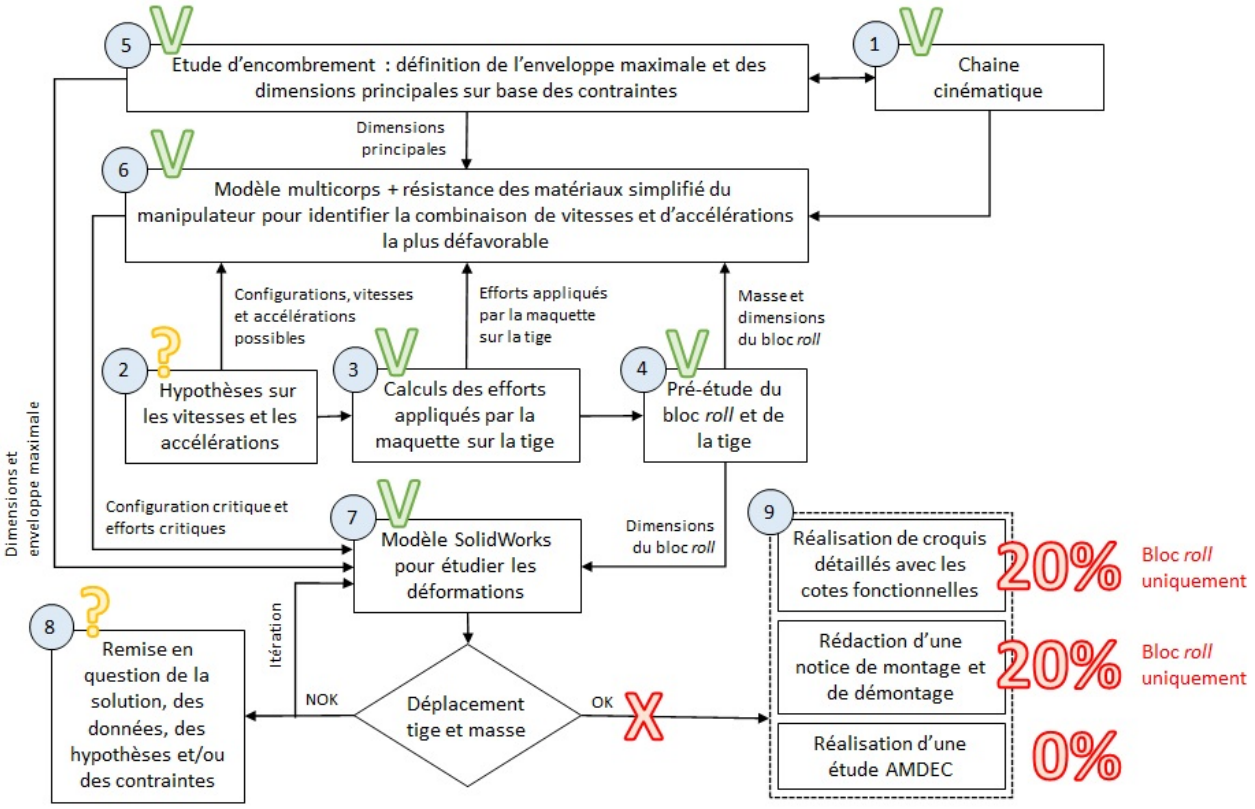


FIGURE 6.1 – *Plan de la pré-étude du parallélogramme. Le statut des étapes et des transitions est renseignés par des marques : V : réalisé, ? : à ré-examiner, X : non réalisé ou chemin bloqué.*

Etape 3. Calculs des efforts appliqués par la maquette sur la tige. Les efforts appliqués par la maquette sur la tige ont été calculés sur base des combinaisons de mouvements définies à l'étape précédente.

Etape 4. Pré-étude du bloc *roll* et de la tige. Sur base des efforts appliqués par la maquette sur la tige, nous avons réalisé une pré-étude du bloc *roll* et défini ses dimensions principales, sa masse et les matériaux. Nous avons également étudié le montage et le démontage des composants.

Etape 5. Etude d'encombrement. Nous avons rassemblé les contraintes d'ordre dimensionnel (*workspace*, parois de la cuve et robot cartésien) dans une étude graphique pour obtenir l'enveloppe maximale du parallélogramme et ses dimensions pincipales.

Etape 6. Modèle simplifié du manipulateur. Les combinaisons des mouvements définies à l'étape 2 sont trop nombreuses pour être toutes testées dans SolidWorks. Un modèle simplifié du manipulateur, qui comprend une partie multi-corps et une partie résistance des matériaux, identifie la combinaison des mouvements qui produit le plus grand déplacement de la tige. Il fournit également la valeur des efforts à introduire dans le modèle SolidWorks.

Etape 7. Modèle SolidWorks du manipulateur. A l'aide de SolidWorks et de son module Simulations, nous avons recherché quelle structure donner au manipulateur pour que le déplacement de l'extrémité de la tige ne dépasse pas la limite admise.

Etape 8. Remise en question. Les exigences n'ayant pas été rencontrées, nous avons ouvert une discussion sur la solution et sur les données du problème.

Etape 9. Croquis détaillés et côtés fonctionnellement, une notice de montage et de démontage et une analyse AMDEC. Il s'agit de la voie que nous aurions suivie si les exigences avaient été rencontrées. Les documents aurait servi lors d'une réunion de revue pour valider la solution retenue. Quelques documents

ont néanmoins été produits lors de la pré-étude du bloc roll : croquis détaillés et côtés fonctionnellement et plans de montage et de démontage.

6.3 Hypothèses sur les vitesses et les accélérations

L'installation est prévue pour simuler le vol libre de la maquette. Cela signifie que les mouvements de la maquette sont imposés par l'environnement et que le robot doit les accompagner sans appliquer d'effort sur la maquette. Malgré cela, lors des premières études réalisées par [19], il a été décidé de dimensionner le robot comme s'il devait faire se déplacer la maquette. Et en plus des forces dues à la maquette, il faut également tenir compte des forces qui s'appliquent sur le robot : forces hydrodynamiques, poids, poussées d'Archimède et effets des accélérations.

Les trajectoires de la maquette dépendront des expériences qui seront réalisées et celles-ci ne peuvent être prévues à l'avance. [19] ont proposé quelques mouvements possibles (spécifications FR4-6.3 à 6.5), mais ceux-ci ne se font que dans deux directions seulement et ne génèrent pas d'efforts dans toutes les directions.

N'étant pas certains que seuls ces trois mouvements seront effectés, nous avons décidé de calculer les efforts qui agissent sur la maquette et le manipulateur pour différentes combinaisons de translations et de rotations élémentaires (Figure 6.2). Les mouvements a sont les translations suivant x_0, les mouvements b sont les translations suivant y_0, etc. Pour chaque mouvement, nous avons envisagé plusieurs sens de déplacement et plusieurs orientations de la maquette. Nous avons calculés les efforts sur la maquette et sur le manipulateur pour toutes les combinaisons a, b, c, d, e, f. Les valeurs des vitesses et les accélérations prises en compte sont les valeurs maximales données dans le cahier des charges (FR4-6.2), sauf pour la direction y_0.

Pour la direction y_0, nous avons adopté des valeurs inférieures à celle du cahier des charges car elles conduisaient à des déformations trop importantes. Le cahier des charges indique une vitesse suivant y_0 de ± 2 m/s et une accélération de ± 7 m/s^2. La donnée d'entrée, fournie par le Professeur Chatelain, était la vitesse. L'accélération a été calculée en conséquence : c'est l'accélération qui permet à la maquette de passer à ± 2 m/s, de rester à cette vitesse, puis de s'arrêter sur la largeur du *workspace* (600 mm).

Les premières simulations SolidWorks du manipulateur réalisées fin mars 2022 révèlent que les efforts associés à cette vitesse et à cette accélération provoquent des déplacements de l'extrémité de la tige de l'ordre du millimètre. Informé de ces premiers résultats (01/04/2022), le Professeur Chatelain a expliqué que les déplacements lors des essais seront essentiellement longitudinaux et que les mouvements dans les autres directions seront "smooth", et que les ± 7 m/s^2 ne pourraient servir que pour les mouvements de parking ou de repositionnement.

Faute de valeurs plus précises, nous avons interprété la première partie de la manière suivante : la vitesse et l'accélération d'entrainement de la maquette y_0 seront inférieures ou égales à la vitesse et l'accélération relatives suivant x_0 de la maquette par rapport au *leader*, c'est à dire ± 1 m/s et ± 2 m/s^2. Quant aux mouvements de parking, nous n'en avons pas tenu compte : si le robot parcourt la largeur du *workspace* (600 mm) avec un profil de vitesse en plateau ($v_{max} = 1\ m/s$), une accélération de ± 7 m/s^2 au lieu ± 2 m/s^2 ne permet que de gagner 0,58 s. A comparer au $2 \times 12\ s$ du trajet aller et retour, sans compter le temps d'attente entre les essais pour que l'eau dans le bassin s'apaise.

6.4 Efforts appliqués par la tige sur la maquette

Nous avons calculé les efforts que la tige applique sur la maquette pour chacune des composantes du mouvement pris séparément, dans l'intention de les additionner ensuite pour obtenir l'effort total lorque la maquette effectue un mouvement suivant les six axes (Figure 6.2). Nos calculs tiennent compte de la portance et de la trainée, de la force et du moment dû au *wing tip vortex* généré par le *leader* ainsi que des effets de masse et de moment d'inertie ajoutés. Les détails des calculs avec les rappels théoriques se trouvent à l'annexe G.

Ignace Ransquin (doctorant au sein du département TFL) a regardé nos calculs et nous a expliqué que, pour déterminer les efforts sur une aile dans le cas d'un mouvement suivant plusieurs axes, on ne travaille pas par

supperposition, mais que l'on utilise les dérivées aérodynamiques. Nous nous sommes renseignés sur le sujet et il ne nous a pas semblé pouvoir comprendre la théorie et l'appliquer en un temps raisonnable. En outre, le calcul des efforts de manière "propre" avec les vitesses communiquées peut conduire à des incohérences. Par exemple, si la maquette se déplace avec des vitesses $v_{x0} = 2$ m/s et $v_{z0} = -2$ m/s, on devrait calculer la force de portance et de trainée pour une vitesse de 2,8 m/s et un angle d'attaque de 45°, alors que la limite de décrochage du profil utilisé est de 13°.

Par conséquent, nous avons conservé les valeurs obtenues avec notre méthode de supperposition. Et finalement, l'étude des déplacements de l'extrémité de la tige réalisée avec SolidWorks a montré que la contribution des efforts appliqués par la maquette est négligeable par rapport à la contribution des efforts de trainées qui s'appliquent sur les montants. Nous pensons donc que, pour le pré-dimensionnement, notre approximation des efforts appliqués sur la maquette est suffisante. Une autre approximation que nous avons fait est que la maquette est attachée à la tige par le milieu du bord de fuite, et qu'elle tourne autour de ce point.

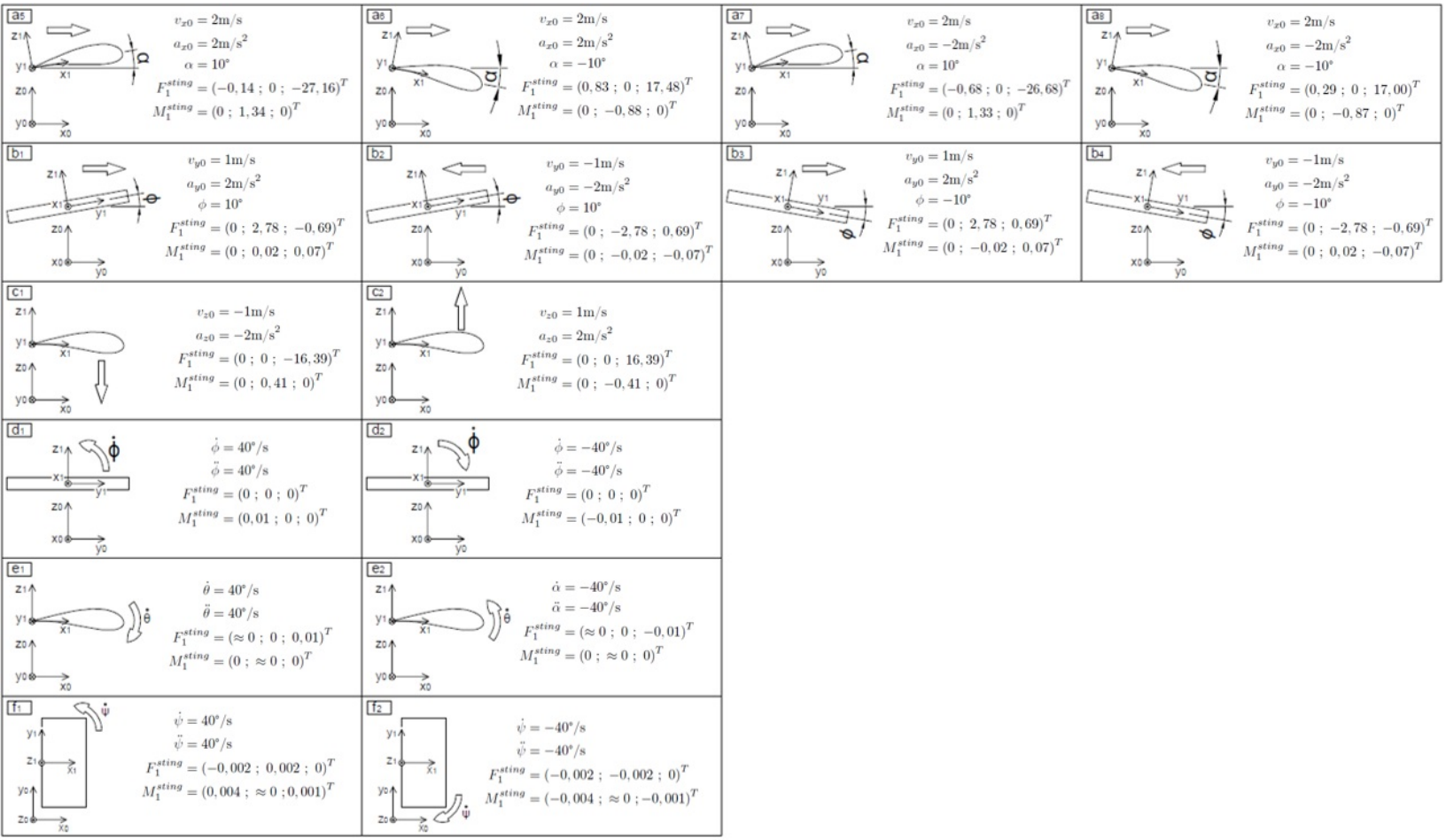


FIGURE 6.2 – *Efforts appliqués par la tige sur la maquette pour les différentes composantes du mouvement. Les efforts sont exprimés dans le repère attaché à la maquette.*

Chapitre 7

Pré-étude du bloc *roll* et de la tige

7.1 Objectifs

La pré-étude du bloc *roll* et de la tige a pour but de déterminer les dimensions principales et la masse des pièces ainsi que les déplacements de l'extrémité de la tige sous l'effet des charges et des tolérances. Nous n'avons pas tolérancé complètement le bloc (cela se fait lors des études de détails), mais nous avons déjà pu estimer les contributions des jeux dans les roulements. Un autre objectif était de fournir des plans de montage et de démontage pour s'assurer que la solution proposée était réalisable.

7.2 Allure générale du bloc *roll* et de la tige

Le bloc moteur est représenté à la Figure 7.1. Le capteur est fixé à l'extrémité d'une tige au moyen de vis glissées dans des encoches. Sa position et son orientation par rapport à la tige sont garanties par un nez de centrage et une goupille de précision.

La tige a le même diamètre que le capteur pour qu'elle n'influence pas l'écoulement plus que le capteur. Dans le bloc, l'arbre est soutenu par deux roulements. Les roulements sont espacés afin que le montage soit rigide et que la tige soit comme encastrée dans le bloc moteur. (La tige et l'arbre ne forment qu'une pièce. Nous avons appelé la partie externe "tige" en nous inspirant du mot anglais "sting". Pour la partie interne, nous utilisons le terme "arbre" car elle est maintenue par des roulements.)

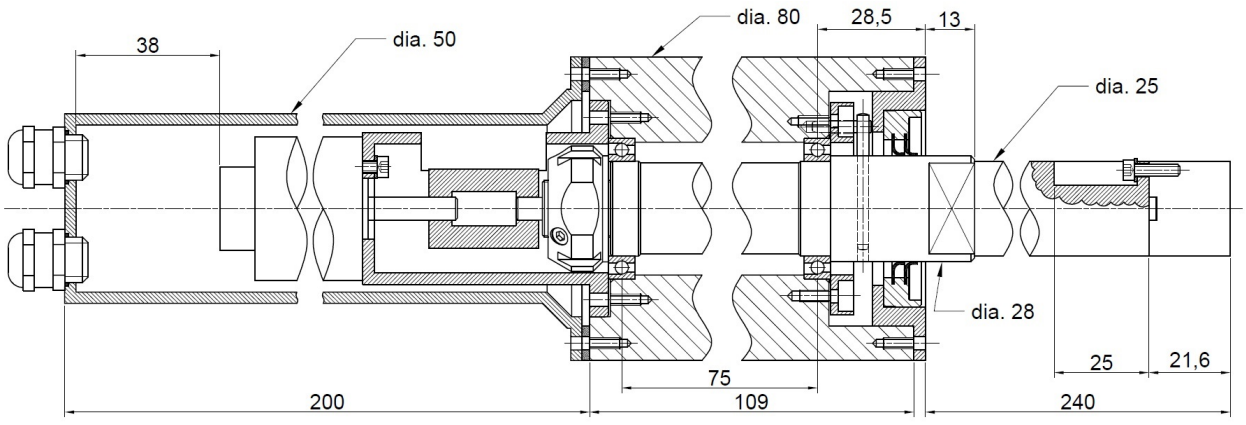


FIGURE 7.1 – *Vue d'ensemble du bloc moteur et de la tige.*

L'arbre est entrainé par un moteur à courant continu via un accouplement souple à mâchoires. Le moteur est positionné et fixé au bloc grâce à une lanterne. Une ouverture dans la lanterne donne accès à l'accouplement pour ajuster sa position et serrer les mâchoires. Le moteur est coiffé par un couvercle. Dans le fond du

couvercle, deux presses étoupes étanches permettent de faire sortir le câble du moteur et celui de l'encoder. Un joint plat en Klingerit® placé entre la bride du couvercle et le bloc assure l'étanchéité à l'arrière. A l'avant, au niveau de l'arbre, l'étanchéité est assuré par un joint à lèvres.

Les câbles du capteur et de la maquette sont fixés le long de la tige. Pour empêcher la tige de tourner sur elle-même et d'entortiller les câbles, sa rotation est limitée à 12° dans les deux sens de rotation au moyen de goupilles de précision : une goupille est montée radialement dans l'arbre, les deux autres sont montées dans le bâti du bloc, de part et d'autre de la verticale, de manière à former des butées mécaniques pour la goupille de l'arbre. L'orientation de la tige par rapport au bloc moteur est connue grâce aux goupilles, en amenant, lors de la prise du zéro, la goupille de l'arbre en butée contre l'une des deux goupilles du bloc moteur.

7.3 Données et hypothèses

Nous n'avons considéré que les efforts appliqués par la tige sur la maquette.

Au moment de l'étude du bloc (février 2022), le capteur envisagé était le Nano 25 mais ce choix n'avait pas encore été validé. Nous nous sommes néanmoins basés sur le schéma de ce capateur trouvé dans le catalogue pour pouvoir proposer une première solution globale et déjà réfléchir à la question du positionnement et de l'orientation du capteur.

7.4 Choix des composants

7.4.1 Arbre, tige et nez

Pour que la tige ne perturbe pas plus l'écoulement que le capteur, nous avons limité son diamètre à 25 mm (le diamètre du capteur). La longueur de la tige doit être telle que la maquette se trouve à au moins trois fois le diamètre du bloc moteur qui se trouve derrière, soit 240 mm. Les seules variables sont donc la matière et si la tige est creuse ou pleine. Pour limiter les déplacements au maximum, nous choisissons une tige pleine en acier (Figure 7.2). Pour des questions de fabrication, l'ensemble arbre, tige et nez est en une seule pièce.

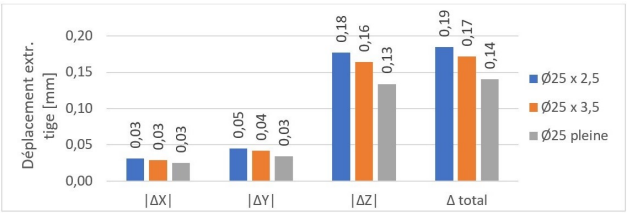


FIGURE 7.2 – *Déplacement de l'extrémité de tiges creuses et pleines sous l'effet des efforts appliqués par la maquette (S.F. = 1). Epaisseur suivant NF A 49-643.*

Les dimensions et la forme de l'arbre sont définies par l'accouplement flexible, les roulements, l'écrou de blocage et le joint d'arbre. Dans la partie qui dépasse du bloc, un méplat pour une clef M24 permet de maintenir l'arbre lorsque l'on serre l'écrou de blocage. Pour que l'arbre ne soit pas endommagé par le frottement du joint, Trelleborg, le fournisseur du joint sélectionné, recommande un acier 440C (acier inoxydable, dureté 44 Rockwell C) [79]. S'il n'est pas possible d'utiliser cet acier, Trelleborg propose des douilles à sertir sur les arbres. Nous n'avons pas tranché ce point.

L'extrémité de la tige est pourvue d'un nez de centrage et d'une goupille pour positionner et orienter le capteur. Comme la tige a le même diamètre que le capteur et qu'elle est trop longue pour utiliser des vis traversantes, les vis de fixations sont logées dans des encoches (Figure 7.1). La longueur des encoches permet de déposer la vis puis de la visser à l'aide d'un outil incliné à 30°. Avec une clef dynamoémtrique, le couple mesuré serait différent de celui appliqué à la vis. Mais le catalogue et le manuel ATI ne font pas référence à un couple de serrage à respecter : lors du montage, il faut connecter le capteur à l'application et serrer jusqu'à observer que le capteur renvoie certaines valeurs [9] [8]. Par conséquent, une clef hexagonale à bout rond conviendrait.

7.4.2 Les roulements

Justification de l'utilisation de roulements

Des roulements permettent de réaliser des montages sans jeu. L'inconvénient, c'est que les conditions d'utilisation ne sont pas favorables. En effet, les roulements n'effectueront que des brèves rotations alternées et à faible vitesse (7 tours/min maximum), ce qui ne permet pas la formation d'un film de lubrifiant entre les billes et les bagues.

Des paliers lisses qui ne nécessitent pas de lubrifcation pourraient être une alternative. Mais Schaeffler annonce une tolérance sur l'alésage de ses paliers de $25^{+0,005}_{-0,025}$ et recommande, pour l'arbre, une tolérance d'usinage f7 [66]. Cela laisse un jeu entre les pièces de -5/20/46 (valeur minimale/moyenne/maximale). Avec ce jeu, le déplacement de l'extrémité de la tige peut atteint 0,38 mm, soit 76% de la précision totale souhaitée pour tout le robot ! Puisque la précision est importante, nous avons choisi les roulements.

Nous avons utilisé le catalogue [73]. Les valeurs données dans la suite ont été lues ou calculées à partir des formules données dans le catalogue.

Montage

Nous avons choisi un montage en O pour la rigidité. Les roulements sont espacés de 75 mm car SKF indique que la rigidité du montage est maximum lorsqu'ils sont espacés de $3 \dots 3,5$ fois le diamètre de l'arbre.

Charges

La charge radiale sur les roulements est comprise entre 0 et 350 N (avec $S.F. = 2,5$) et sa direction varie par rapport à l'arbre et au bâti. La charge axiale est inférieure à 1 N. Vitesse de rotation maximale : 7 tours/min.

Taille des roulements

Nous avons choisi des *single row deep groove ball bearings* de 25 mm avec le plus petit diamètre extérieur possible : 61805 (pages 274-275 de [73], Table 7.1). Le diamètre de 25 mm permet de caler le roulement contre l'épaulement formé par la portée de 28 mm de diamètre du joint, et le diamètre extérieur minimum permet de limiter le diamètre extérieur du bloc moteur.

Diameter intérieur	d	[mm]	25	Charge maximale	C	[kN]	4,36
Diameter extérieur	D	[mm]	37	Charge maximale (statique)	$C0$	[kN]	2,6
Largeur	B	[mm]	7	Masse	m	[kN]	0,022
				Facteur de charge	Kr		0,015

TABLE 7.1 – Dimensions et capacités du roulement 61805 de SKF.

En raison des faibles vitesses, il n'y aura pas de film d'huile entre les billes et les bagues. La charge sera portée par les aspérités des surfaces en contact. Dans ce cas-là, les roulements doivent être dimensionnés sur base de leur capacité statique $C0$. Pour le 61805, $C0 = 2.600 > 350$ N.

Les roulements doivent être soumis à une charge radiale minimale. La charge appliquée sur les roulements sera en réalité souvent proche de zéro (essais en vol libre). Par conséquent, une précharge est nécessaire. Pour le roulement 61805 et compte tenu des conditions d'utilisation, la charge minimale est de 7 N. Pour assurer cette précharge, nous choisissons des roulements avec une précharge de 66 N (code GB) et un écrou de serrage KMT2 (filet M15x2). Le couple de serrage à appliquer est de 3,6 Nm.

Lubrification

Le roulement est disponible ouvert et sans graisse ou bien graissé et scellé. Dans un roulement scellé, la graisse n'est pas répartie de manière uniforme, ce qui entraine des frottements supplémentaires. Pour répartir la graisse correctement, il faut faire tourner l'arbre plusieurs heures. Nous pensons que le frottement dû à la

graisse, même si elle est bien répartie, sera non négligeable par rapport au couple à transmettre (théoriquement zéro en situation de vol libre). Comme la charge radiale sur les roulements est faible, et que ceux-ci fonctionneront sans film d'huile, nous nous demandons même si des roulements sans graisse ne seraient pas préférables à des roulements scellés. Nous avons contacté SKF à ce sujet, mais nous n'avons pas obtenu de réponse.

Ajustements

Comme la direction de la charge varie par rapport à l'arbre et par rapport au bâti, il faut du serrage entre la bague intérieure et l'arbre, et entre la bague extérieure et le bâti :

$$\Delta = 2,5\sqrt{F_r \cdot d/B} = 2,5\sqrt{0,340 \cdot 25/7} = 2,8 \ \mu\text{m},$$

avec Δ en μm et F_r la charge radiale en kN. Pour le serrage entre la bague extérieure et l'alésage, il n'y avait pas de formule. Nous avons utilisé la même valeur que pour l'arbre.

Les tolérances d'usinage de l'arbre et du bâti doivent être choisie de manière à garantir le serrage tout en autorisant le montage et le démontage des pièces. Chevalier fournit un tableau avec les principaux ajustements suivant NF R 91-011 et les conséquences pour le montage et le démontage [21]. Un montage et un démontage à la main est possibles pour un serrage allant jusque $-6,5$ μm. De $-6,$ μm. à -21 μm, il faut utiliser un maillet, mais les pièces peuvent encore être démontées sans dégâts. Au-delà, l'assemblage nécessite une presse et il y a un risque d'endommager les pièces au démontage.

Garantir l'absence de jeu et le serrage minimum ($-2,8$ μm) sans toutefois dépasser les valeurs au-delà desquelles les pièces ne peuvent plus être assemblées et démontées et sans dommage nécessite des tolérances d'usinage de l'arbre et du bâti de l'ordre du micron. Pour des questions de faisabilité et de coût, nous avons choisi des roulements standards de classe $P5^{+0}_{-6}$ et, pour l'arbre et le bâti, des tolérances de l'ordre du centième (Table 7.2).

Arbre	$k5^{+11}_{+2}$	Jeu externe arbre-bague	-17/-10 /-2	
Bâti	$M7^{+0}_{-25}$	Jeu externe bâti-bague	-25/-9 /7	
		Jeu interne bagues-billes	-8/25/51	annulé par précontrainte
		Jeu total	-42/-19/5	
		Déplacement extr. tige	0/0/57	
		Rotation extr. tige	0/0/0,01°	

TABLE 7.2 – Jeux externes et interne, et déplacement de l'extrémité de la tige qui en résulte.

La possibilité d'un jeu entre le bâti et les roulements existe, et cela entrainera des déplacements de l'extrémité de la tige. Le jeu interne (billes – bagues) dépend de la classe du roulement et du serrage lors du montage. Il peut être annulé en appliquant une précharge sur le roulement, ce que nous conseillons ici pour réduire les déplacements de la tige. Le jeu total provoque un déplacement de l'extrémité de la tige de 0,06 mm (Figure 7.3).

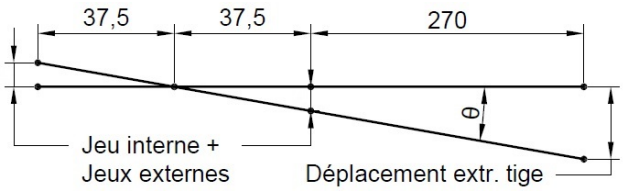


FIGURE 7.3 – *Estimation du déplacement de l'extrémité de la tige.*

Si le serrage est maximum (-17 μm et -25 μm), il faudra utiliser un maillet ou une presse. La force nécessaire pour monter le roulement dans le bâti est de l'ordre de 3.500 N et la contrainte équivalente à l'interface des pièces est de l'ordre de 35 N/mm^2 (calculs suivant [10]).

Rigidité du roulement

La rigidité du roulement dépend des matériaux et du facteur de vitesse. Pour une vitesse de 7 tr/min, la raideur radiale des billes en acier et celle des billes en céramique sont sensiblement les mêmes : 200 N/μm. Avec une charge de 400 N, les billes s'écrasent de 2 μm, ce qui provoque un déplacement supplémentaire de l'extrémité de la tige de 0,02 mm. L'angle est négligeable (de l'ordre du millième de degré).

7.4.3 Le bloc

La longueur du bloc est imposée par l'écartement des roulements (75 mm), par l'épaisseur de la plaque de serrage des roulements et par celle du joint d'arbre. Le diamètre du bloc, lui, varie entre 80 et 92 mm suivant la manière dont les composants sont assemblés et suivant l'ordre de montage/démontage. Nous avons retenu la solution qui demande le plus petit diamètre 80 mm afin de limiter la masse du bloc et la longueur de la tige. Comme les roulements doivent être montés avec serrage au maillet ou à la presse, nous choisissons un bloc en acier. Avec de l'aluminium, les alésages seraient endommagés, ce qui provoquerait un déplacement supplémentaire de l'extrémité de la tige.

7.4.4 Les joints

Pour l'arbre, nous avons choisi un joint avec deux lèvres Varilip® TJB30280_T402 de la société Trelleborg [79] (Figure 7.4, gauche). Le joint a deux lèvres, pour plus de sécurité. Celle en contact avec l'eau est en Turcon® T40, matériau prévu pour des fluides non lubrifiants, en particulier l'eau. Celle à l'intérieur du bloc est en Turcon® M83 (exécution standard), pour ses meilleures capacités en l'absence de lubrification. Le joint est prévu pour un diamètre de 28 mm. C'est un peu plus que le diamètre de la tige afin de pouvoir enfiler le joint le long de la tige sans le faire frotter inutilement. Le joint est monté dans un couvercle pour faciliter le démontage et le remplacement. L'étanchéité est assurée par le montage avec interférence du joint dans le couvercle.

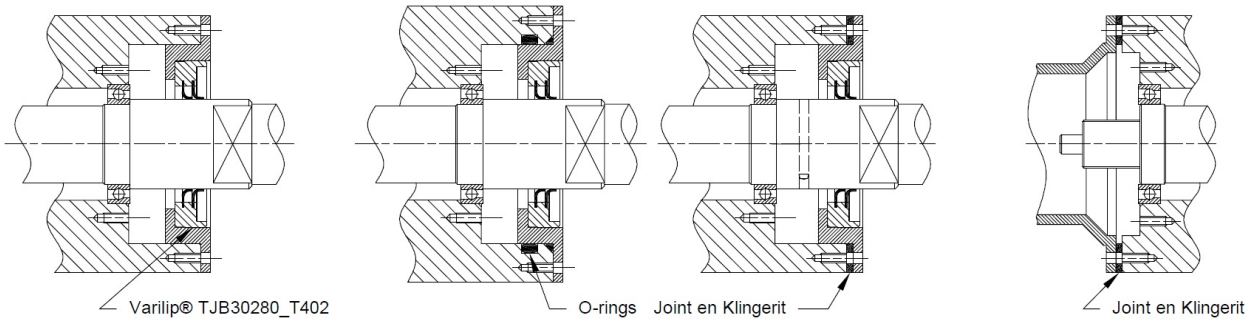


FIGURE 7.4 – *Joints d'étanchéité. A gauche : joints à lèvres pour assurer l'étanchéité de l'arbre. Au centre : solutions possibles pour assurer l'étanchéité entre le couvercle du joint et le bloc : O-ring dans une gorge* ***ou*** *dans l'angle. A droite : joint en Klingerit® entre le couvercle du moteur et le bloc.*

Pour assurer l'étanchéité entre le couvercle et le bloc, plusieurs solutions sont possibles, mais nous n'avons pas encore tranché (Figure 7.4, centre). Un joint en Klingerit® comme pour le couvercle arrière ne nécessite pas d'usiner de gorge. De plus, les vis peuvent être traversantes, ce qui permet de réduire le diamètre extérieur des pièces. L'inconvénient, c'est que si le couvercle et le bloc sont mal ajusté et que le joint ne s'écrase pas de manière uniforme, l'axe du couvercle et du joint ne seront pas alignés avec celui de l'arbre, ce qui peut provoquer une perte d'étanchéité au niveau du joint d'arbre. Pour savoir si ce risque existe réellement, il faut connaitre les tolérances de montage du bloc et du couvercle ainsi que les propriétés du joint. Des O-rings permettent de s'affranchir de ce risque, mais il faut réaliser des gorges et augmenter le diamètre du bloc.

Pour le couvercle du moteur, nous avons choisi un joint en Klingerit®, avec les vis passant par des perçages réalisés dans le joint (Figure 7.4, droite). Joint à couper sur mesure dans un feuille. Matériau : C-4400, compatible avec de l'eau à 25°C.

7.4.5 Le moteur et l'encoder

Couple à transmettre

Le couple maximal à transmettre est de 250 mNm (facteur de sécurité de 2,5 compris). Lors d'un essai, le robot se déplace d'un bout à l'autre de la cuve en 12 s. Une fois arrivé au bout, l'opérateur le ramène au point de départ (12 s), puis attend que l'eau du bassin se calme avant d'effectuer un nouvel essai. Le temps d'attente n'est pas connu. Nous l'avons estimé à 12 s.

Nous avons supposé que que le moteur fournira le couple maximal à vitesse nulle durant le trajet aller et que, lors du retour et du temps d'attente, il ne sera plus alimenté. En conséquence, le couple RMS à comparer au couple nominal du moteur vaut :

$$M_RMS = \sqrt{12 \cdot 250^2/36} = 144 \text{ mNm}$$

Un moteur est sélectionné de telle sorte que son couple nominal soit supérieur au couple RMS à fournir, et que son couple maximal admissible soit supérieur au couple maximal de l'application. Le moteur Faulhaber 3890 024 CR est le plus petit moteur à balais répondant à ce critère :

$$\text{Couple maximal : } M_H = 1.461 \gg 250 \text{ mNm} \qquad \text{et} \qquad \text{Couple nominal : } M_N = 131 \leq 144\text{mNm}$$

Le moteur étant placé dans une enceinte, ces critères peuvent ne pas suffire pour valider le choix du moteur et nous avons réalisé une simulation thermique à l'aide d'un modèle simplifié.

Modélisation du problème

Nous n'avons considéré que le volume situé entre le fond du couvercle et la face avant de la bride de fixation du moteur (Figure 7.5). Nous avons supposé que le couvercle est à la même température que l'eau, soit 20 °C constants, et que la chaleur dégagée par le moteur s'écoule dans deux directions. Autour du moteur, le flux est supposé être purement radial et la résistance $R_{th,r}$ de l'air est celle d'une paroi cylindrique constituée d'air. A l'arrière, le flux est supposé être purement axial et la résistance de l'air $R_{th,l}$ est celle d'une plaque plane de surface égale à celle de l'arrière du moteur. Sur base des dimensions des pièces et des propriétés de l'air (Table 7.3), on a :

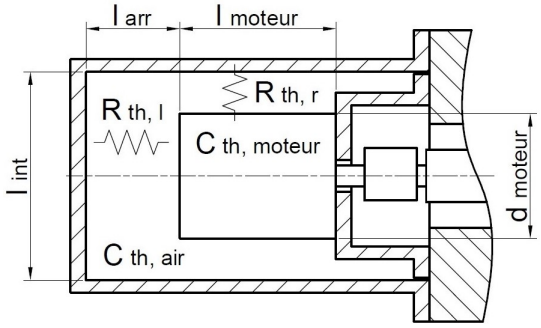


FIGURE 7.5 – *Modélisation du problème thermique.*

$$R_{th,r} = \frac{\ln\left(\frac{d_{int,paroi}}{d_{moteur}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{air} \cdot l_{moteur}} = 9,9 \text{ K/W} \qquad \text{et} \qquad R_{th,l} = \frac{4 \cdot l_{arr}}{k_{air} \cdot \pi \cdot d_{moteur}^2} = 1.178 \text{ K/W}.$$

Dans le cas où le moteur est équipé d'un encoder à l'arrière (ce n'est par exemple pas le cas des moteurs plats), nous négligeons l'échange thermique à cause de la couche que constitue le boitier. Cela revient à considérer la résistance $R_{th,l}$ comme étant infinie. La capacité thermique de l'air dans le volume considéré est donnée par :

$$C_{th,air} = \rho_{air} \cdot c_{air} \cdot V_{air} = 66\text{E}^{-6} \text{ J/K} \text{ avec } V_{air} = \frac{\pi \cdot d_{int,paroi}^2}{4} \ (l_{arr} + l_{moteur}) - \frac{\pi \cdot d_{moteur}^2}{4} \ l_{moteur}.$$

Le problème décrit à la Figure 7.5 a été simulé dans LT spice au moyen d'un circuit électrique équivalent (Figure 7.6). La source de courant (P_J) figure la source de chaleur (effet Joule). Une partie de la chaleur émise échauffe le bobinage (C_{th1}) et le reste est transmis au stator via la résistance thermique bobinage-stator (R_{th1}). Une partie de la chaleur transmise échauffe le stator (C_{th2}) et le reste est transmis à la couche d'air qui entoure le moteur via la résistance thermique stator-ambiance. La chaleur transmise à l'air sert pour une

partie à l'échauffer ($C_{th,air}$), et le reste est transmis à la paroi via les résistance thermique de l'air ($R_{th,r}$ et, éventuellement, $R_{th,l}$). Une source de tension simule la paroi à 20°C.

Chaleur massique de l'air	c_{air}	1,007	[J/(kg.K)]
Capacité thermique du bobinage	C_{th1}	τ_1 / R_{th1}	[J/K]
Capacité thermique du stator	C_{th2}	τ_2/R_{th2}	[J/K]
Diamètre interne de l'enveloppe	$d_{int,paroi}$	$d_{moteur} + 6$	[mm]
Diamètre du moteur	d_{moteur}	38	[mm]
Conductivité thermique de l'air	k_{air}	0,0262	[W/(K.m)]
Constante de couple du moteur	k_M	42,43	[mNm/A]
Longueur libre à l'arrière du moteur (hors encoder)	l_{arr}	35	[mm]
Résistance électrique du bobinage	R	0,36	[Ohm]
Résistance thermique bobinage-stator	R_{th1}	1,9	[K/W]
Résistance thermique stator-ambiance	R_{th2}	4,2	[K/W]
Longueur du moteur (hors encoder)	l_{moteur}	90	[mm]
Masse volumique de l'air	ρ_{air}	1,2	[kg/m^3]
Constante de temps thermique du bobinage	τ_1	58	[s]
Constante de temps thermique du stator	τ_2	910	[s]

TABLE 7.3 – Paramètres du moteur Faulhaber 3890 024 CR, caractéristiques de l'air et dimensions du problème utilisés pour la modélisation thermique.

La puissance dissipée dans le moteur lorsqu'il fournit le couple de 250 mNm sans tourner se calcule de la manière suivante :

$$I = M/k_M = 250/42,43 = 5,9 \text{ A} \qquad P_J = R \cdot I^2 = 0,36 \cdot 5,9^2 = 12,5 \text{ W}$$

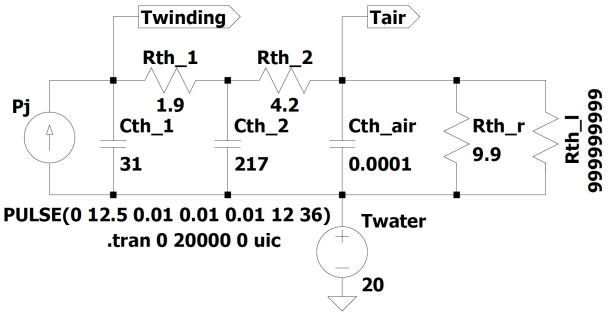


FIGURE 7.6 – *Modèle électrique équivalent réalisé dans LT spice. En raison de l'encoder à l'arrière du moteur, nous avons supposé que* $R_{th,l} = \infty$.

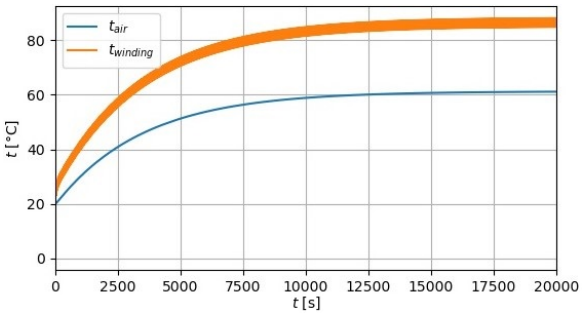


FIGURE 7.7 – *Montée en température du bobinage et de l'air dans le couvercle.*

La source de puissance n'est active que durant 12 s, puis ne délivre plus de puissance durant 24 s. Les paramètres thermiques du moteur sont donnés dans la Table 7.3. Les paramètres thermiques de l'air ont été calculés au point précédent. Comme le moteur est équipé d'un encoder à l'arrière, la résistance $R_{th,l}$ a été prise égale à l'infini. La simulation LT spice montre que le bobinage atteint la température de régime après environ 4h30 et qu'elle oscille alors entre 85°C et 88°C (Figure 7.7). C'est inférieur à la température maximale admissible du moteur, qui est de 125°C.

Encoder

Nous avons choisi un encoder IE3-1024 L. Il possède trois canaux. Les sorties A et B émettent chacune 1024 impulsions par tour, ce qui assure une résolution de 1/4096. C'est la résolution minimale conseillée dans [72].

7.4.6 Accouplement souple à machoire

A cause de l'écrasement des billes des roulements (2 μm) et du jeu externe (2 μm), l'extrémité de l'arbre est susceptible de se déplacer de 14 μm, ce qui est moins que le jeu radial des roulements du moteur Faulhaber 3890 024 CR (20 μm). Mais l'arbre du moteur étant lisse, un accouplement avec machoire est nécessaire. Nous avons choisi un accouplement à soufflet RBKXK-2129-06-06 de Reliance. Dans le catalogue [63], c'est l'accouplement compatible avec le couple à transmettre et le désalignement possible qui présente la rigidité la plus élevée : rigidité $= 133$ Nm/rad $\Rightarrow$ déviation angulaire $= 0,250/133 = 0,002$ rad ou $0,11°$.

7.5 Montage et démontage

Pour vérifier si la solution proposée était réalisable, nous avons réalisé des plans de montage et de démontage de bloc et de la tige. Tous les plans se trouvent en annexe F. Ici, nous ne présenterons que les étapes les plus difficiles.

La première étape est le montage des roulements dans le bloc. La plage d'interférence-jeu est de $-25/-9/7$ μm (section 7.4.2). Si le montage est impossible à la main, nous conseillons de monter les roulements avec un presse et non au maillet afin d'obtenir une bonne coaxialité (Figure 7.8). Avec l'interférence maximale, la force nécessaire est de 3.500 N.

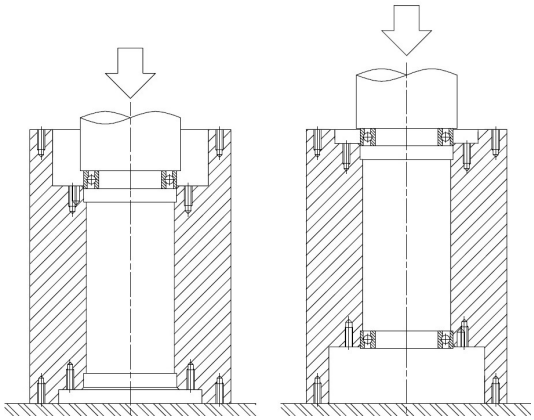


FIGURE 7.8 – *Montage des roulements dans le bloc au moyen d'une presse.*

Ensuite, il faut monter l'arbre (Figure 7.9). Le serrage possible ($-17/-10/-2$ μm) pourrait rendre le montage à la main impossible. La longueur cumulée de la tige et de l'arbre demande une presse avec un course de 370 mm.

Si l'atelier ne dispose pas d'une presse, nous proposons de tirer l'arbre dans le bloc (Figure 7.9). En supposant que la force nécessaire pour tirer l'arbre est de 7.000 N (car l'arbre doit être monté dans deux roulements en même temps), et avec un filet M16 pour la tige filetée, il faut appliquer un couple de serrage de l'ordre de $10 \cdots 15$ Nm [10], tableau effort dans la vis - couple de serrage suivant NF E 25-030). Avec une clef longueur de 300 mm, cela correspond à une force de $33 \ldots 50$ Nm, ce qui nous semble raisonnable. Il faudrait réaliser des méplats sur la face latérale du bloc afin de pouvoir le maintenir dans un étau.

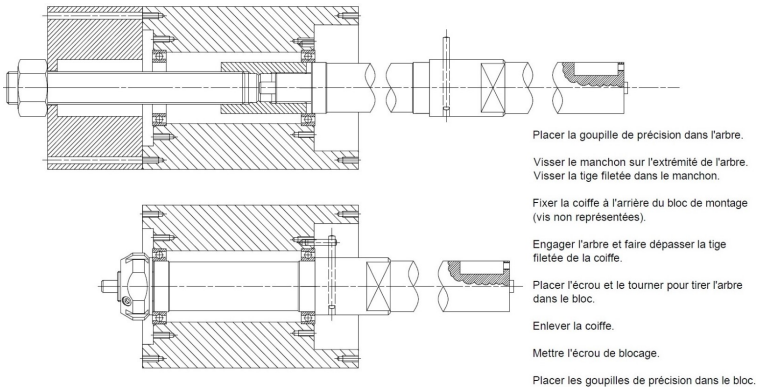


FIGURE 7.9 – *Montage de l'arbre sans l'aide d'une presse. L'arbre est raccordé à une tige filetée qui prend appui sur une coiffe. En serrant l'écrou, on tire l'arbre dans le bloc.*

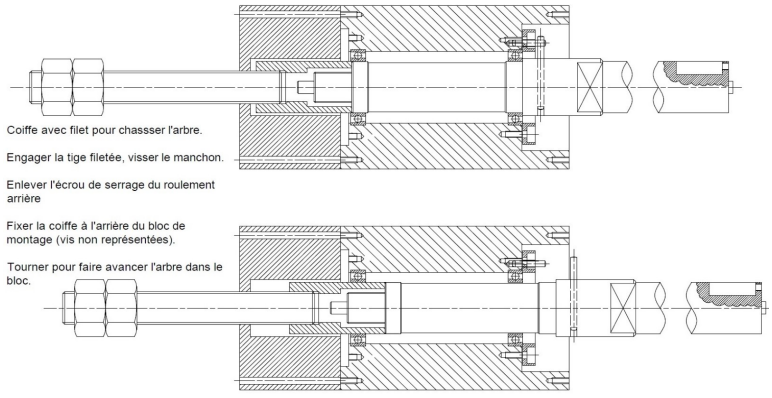


FIGURE 7.10 – *Démontage de l'arbre sans l'aide d'une presse. Une coiffe avec un trou fileté est monté sur l'arrière du bloc. Une tige filetée est visée dans le trou pour pousser sur l'arbre et le chasser hors de l'arbre.*

Pour enlever l'arbre, il faut une presse avec, dans le plan de pose, un perçage pour laisser passer la tige. Si une telle presse n'est pas disponible, nous proposons de pousser l'arbre hors du bloc au moyen d'une vis (Figure 7.10). Pour enlever les roulements du bloc, nous n'avons pas trouvé de solution satisfaisante. Il faudrait utiliser un outil du type arrache poulie, dont les griffes viendraient se loger derrière la bague extérieure. Malheureusement, nous n'avons pas trouvé sur quoi appuyer l'outil lors de l'opération. Cependant, s'il est impossible de démonter les pièces sans les abîmer, on pourrait convenir qu'il est inutile de les démonter, puisque les réutiliser ensuite nuirait à la précision du montage.

7.6 Bilan des performances et pistes d'amélioration

7.6.1 Masse

Les composants et leurs masses sont listés dans le tableau de la Figure 7.11. Ce sont le bloc et l'ensemble arbre-tige-nez qui représentent la plus grosse part de la masse totale. Ensuite vient le moteur, suivi du couvercle arrière, principalement à cause de l'effet de masse ajoutée.

Les pistes pour réduire les masses sont reprises dans le tableau de la Figure 7.12. Réduire le diamètre du bloc (piste 3) nous semble difficile : nous avons déjà envisagé différentes dispositions et différents ordres de montage des composants, et nous avons déjà retenu la solution qui donne le diamètre le plus faible. Réduire la taille du moteur et du couvercle (piste 2) devrait être la piste la plus facilement réalisable car nous pensons avoir été très sévères en considérant un délai d'attente entre les expériences de 12 s seulement. Des moteurs plats sans balais, longs d'une dizaine de millimètres, pourraient peut-être même convenir. Enfin, utiliser un bloc en aluminium (piste 1) serait le plus porteur, mais cela soulève la question de la rigidité de l'assemblage. Intuitivement, mais cela devrait être vérifié, nous pensons que la rigidité sera suffisante car les efforts sont faibles.

7.6.2 Erreurs de position et d'orientation de l'extrémité de la tige

Les causes des déplacements et des rotations de l'extrémité de la tige sont listées dans le tableau de la Figure 7.13. Pour calculer les composantes des déplacements dues au jeu entre le roulement et le bloc et à l'écrasement des billes, nous avons considéré que les déplacements se font dans la direction de la résultante des forces appliquées par la maquette sur la tige (force critique déterminée en 8.3.5). Les contributions des tolérances de fabrication et d'assemblage ne sont pas chiffrées, car nous ne sommes pas arrivés jusqu'à cette étape.

Les pistes pour réduire l'erreur de position et d'orientation de l'extrémité de la tige sont présentées dans le tableau de la Figure 7.14. Pour réduire les déformations de la tige (piste 1), le plus simple serait de considérer que les efforts appliqués par la maquette sur la tige seront nuls. Cela rejoint la piste 4 suggérée pour réduire la masse de la tige (Figure 7.12). Par précaution, on pourrait tout de même effectuer un dimensionnement sur base des contraintes uniquement en considérant des efforts non nuls, dans le cas où le robot serait utilisé sans le module de contrôle de force nul.

Composants	Matériaux	Masse		Masse ajoutée	Masse totale	
		[g]	[%]	[g]	[g]	[%]
Arbre, tige et nez	Acier inox.	1.433	24,6	117	1.550	22,5
Joint à lèvre	Acier inox.	59	1,0	s.o.	59	0,9
Couvercle du joint	Acier inox.	176	3,0	s.o.	176	2,6
Bloc	Acier inox.	3.095	53,2	548	3.643	53,0
Roulements		40	0,7	s.o.	40	0,6
Plaque de serrage avant		67	1,2	s.o.	67	1,0
Ecrou de bloquage		75	1,3	s.o.	75	1,1
Lanterne	Aluminium	71	1,2	s.o.	71	1,0
Accouplement		15	0,3	s.o.	15	0,2
Moteur		550	9,5	s.o.	550	8,0
Couvercle arrière	Aluminium	239	4,1	392	631	9,2
Totaux		5.820	100,0	1.057	6.877	100,0

FIGURE 7.11 – *Bilan de masse du bloc roll. Dans le tableau, "bloc" désigne le cylindre qui contient les roulements. Les composants internes ne contribuent pas à la masse ajoutée (s.o. : sans objet).*

Pistes	Actions		
	Rang 1	Rang 2	Rang 3
1	Réaliser le bloc en aluminium.	Etudier la possibilité de monter les roulements en chauffant le bloc, pour ne pas devoir les forcer à la presse.	
2	Réduire la longueur du bloc.	Rapprocher les roulements	
		Modifier l'avant : plaque de calage des roulements, goupilles de localisation, couvercle du joint.	
3	Réduire le diamètre du bloc.	A l'avant, monter le joint directement dans le bloc.	Revoir la disposition des composants pour pouvoir chasser le joint depuis l'arrière.
		A l'arrière, faire se chevaucher la bride du couvercle et la bride de la lanterne.	
4	Réaliser une tige creuse ou en aluminium.	Revenir sur la décision de dimensionner le robot comme s'il devait faire se déplacer la maquette et considérer que la maquette n'applique pas d'efforts sur la tige.	
5	Réduire la taille du moteur et du couvercle.	Vérifier l'hypothèse du délai d'attente entre les expériences. Si possible, augmenter ce délai pour permettre le refroidissement du moteur.	
		Utilisation d'un moteur plat sans balais.	

FIGURE 7.12 – *Pistes pour réduire la masse du bloc roll.*

Sources		Déplacements [mm]			Rotations [degrés]		
		x0	y0	z0	x0	y0	z0
Déformations	Tige	-0,03	-0,03	-0,13	0,00	0,02	0,01
	Roulements		0,00	-0,02		0,01	0,00
	Accouplement				0,11		
Jeux	Jeux roul.-arbre		0,00	0,00		0,00	0,00
	Jeux roul.-bâti		-0,01	-0,06		0,01	0,00
	Jeux int. roul.		0,00	0,00		0,00	0,00
Tolérances	Fabrication	n.t.	n.t.	n.t.	n.t.	n.t.	n.t.
	Montage	n.t.	n.t.	n.t.	n.t.	n.t.	n.t.
Lecture position	Encoder				0,09		
Total		-0,03	-0,041	-0,211	0,20	0,04	0,005

FIGURE 7.13 – *Bilan de déplacements et des erreurs de position ou d'orientation de l'extrémité de la tige. Une case blanche signifie que la source ne contribue pas à ce poste, ou bien que nous avons négligé cette contribution. Nous n'avons pas pris en compte les effets des tolérances de fabrication et de montage car nous ne sommes pas arrivé jusqu'à cette étape de l'étude (n.t. : non traité).*

Pistes	Actions		
	Rang 1	Rang 2	Rang 3
1	Réduire les déformations de la tige.	Réduire la longueur de la tige.	Diminuer le diamètre du bloc, car la maquette doit être à trois fois le diamètre du bloc.
			Revoir le montage des roulements et du joint pour rapprocher le roulement avant de l'avant du bloc.
		Utiliser un matériau plus rigide que l'acier.	Disponibilité des matériaux.
			Résistance à la corrosion et protection de la tige si matériau non inoxydable.
		Réduire les efforts pris en compte.	Utiliser un coefficient de sécurité plus faible.
			Considérer que les efforts appliqués par la maquette seront effectivement nuls.
2	Utilisation d'un accouplement rigide.		

FIGURE 7.14 – *Pistes pour réduire les déplacements et les déviations angulaires de l'extrémité de la tige.*

Chapitre 8

Pré-étude de la structure du parallélogramme

8.1 Objectifs

La pré-étude de la structure du paralélogramme a pour but de déterminer la structure qui permettrait de respecter l'objectif le plus critique : l'écart théorique entre la position réelle et la position théorique de la maquette doit être au plus de 0,5 mm. Ce chiffre est valable pour le robot cartésien et le manipulateur, et couvre les tolérances de fabrication et de montage, les déformations et les erreurs de régulations et de mesures. La contribution du robot cartésien n'étant pas encore connue, nous avons partagé arbitrairement l'écart à part égale entre les six degrés de liberté, soit 0,08 mm/ddl et donc 0,16 mm pour le manipulateur. C'est un calcul grossier, car les degrés de libertés sont constitués de mécanismes différents, mais il fallait une cible pour le pré-dimensionnement. L'intention était, après une première étude, de répartir la précision entre les mécanismes en fonction des moyens d'action dont on dispose pour réduire les erreurs qu'ils introduisent.

Comme contrainte, nous avons tenu compte de l'encombrement maximum autorisé par la présence des parois et du robot cartésien. Nous aurions également voulu intégrer une contrainte de masse, mais la masse maximale que le robot peut déplacer n'était pas connue.

8.2 Enveloppe et dimensions principales du manipulateur

L'environnement impose trois contraintes sur les dimensions du manipulateur (Figure 2.4) :

- La maquette doit pouvoir atteindre n'importe quel point du *workspace* de 600×600 situé au milieu de la section de la cuve sans que le manipulateur ne heurte une paroi ou le fond de la cuve, en particulier lors des mouvements de *yaw* ou de *pitch*.
- Verticalement : l'axe z du manipulateur est attaché à l'axe y par un chariot qui se déplace suivant y_0. L'axe y s'étend sur toute la largeur de la cuve. Lorsqu'il est en position haute, le manipulateur ne doit heurter ni l'axe y, ni le chariot.
- Vers l'extérieur de la cuve : des pièces peuvent dépasser du dessus de la cuve (tant qu'elles n'entrent pas en conflit avec l'axe y et le chariot), mais elles ne peuvent pas déborder vers l'extérieur à cause des rails de guidage et des renforts qui courent le long du dessus de la cuve.

En intégrant ces contraintes dans une construction graphique, on obtient l'enveloppe maximale du manipulateur (Figure 8.1). Idéalement, il faudrait tenir compte d'une distance de sécurité, correspondant à la distance dont le robot à besoin pour s'arrêter. Cette information n'étant pas disponible, nous n'en avons pas tenu compte.

La hauteur du parallélogramme est libre, car la position verticale de l'axe y auquel est accroché l'axe z peut être ajustée par des calles et des renforts. Pour limiter la masse et les déformations des montants, nous avons

choisi de minimiser la hauteur en faisant arriver l'extrémité de l'arbre de l'axe z à ras de l'eau. Le bloc *roll* et de la tige sont représentés avec les dimensions déterminées lors de la pré-étude de ce mécanisme. A ce stade du dossier, nous avons supposé qu'ils seront accrochés à mi-longueur de la partie avant (bloc avec les roulements) et à mi-longueur de la partie arrière (bloc avec le moteur).

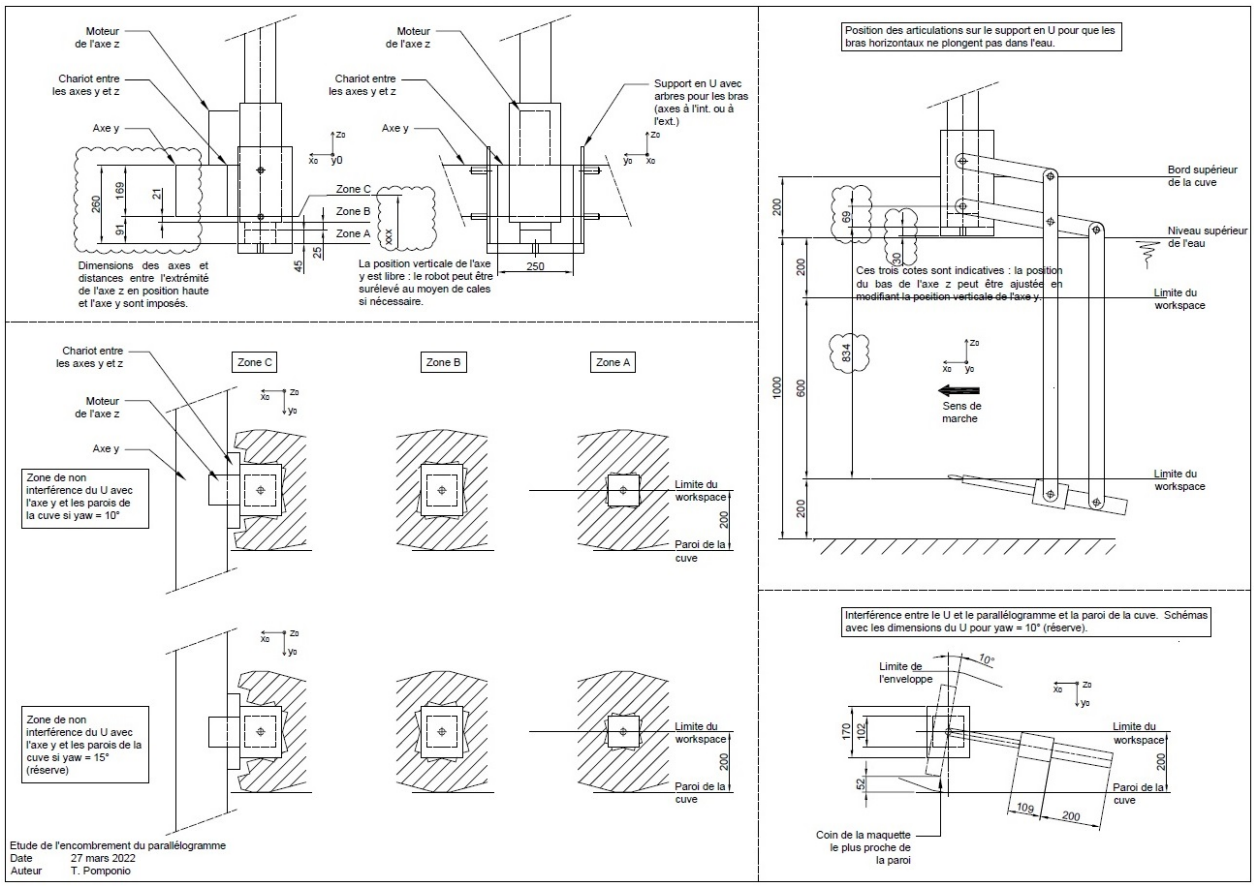


FIGURE 8.1 – *Etude d'encombrement. L'enveloppe maximale du manipulateur est représentée par les zones hachurées.*

8.3 Identification du cas de charge critique

L'objectif de cette partie est d'identifier le cas de charge qui cause le plus grand déplacement de la tige, puis d'obtenir la valeur des efforts à appliquer sur la tige, sur le bloc et sur les montants dans le modèle Solidworks. Ces efforts sont dus à la maquette et aux mouvements du manipulateur. Avec notre tableau 6.2 des vitesses et des accélérations, 128 combinaisons sont possibles. Nous avons utilisé un programme Python pour tester toutes les combinaisons possibles et identifier la plus critique.

8.3.1 Principe de fonctionnement du programme

Le programme comprend deux parties principales : un modèle multicorps et un module de résistance des matériaux. Les données d'entrées du programme sont les vitesses et les accélérations de la maquette et les composantes des efforts que la maquette applique sur la tige (Figure 6.2). Le programme identifie la combinaison de vitesses et d'accélérations qui provoque le plus grand déplacement et fournit les efforts correspondants qui agissent sur le manipulateur.

Pour chaque combinaison a, b, c, d, e, f, le module multicorps calcule la vitesse et l'accélération de la maquette

ainsi que les efforts qu'elle applique à la tige. Il fait cela en supperposant les valeurs obtenues séparément pour a, b, etc. Le module utilise ensuite la méthode de Newton-Euler récursive pour calculer les vitesse et les accélérations des corps, puis les efforts qui s'appliquent dessus : poids, poussée d'Archimède, force de trainée et effort appliqués par les corps voisins.

Le module de résistance des matériaux utilise les efforts qui agissent sur la tige et sur le montant (le manipulateur est modélisé avec un seul montant cylindrique, cela sera expliqué dans la suite) pour calculer le déplacement de l'extrémité de la tige. Le programme identifie ensuite le cas pour lequel le déplacement est le plus important et affiche la valeur des efforts correspondants qui agissent sur la tige et sur le bloc *roll*.

Le modèle du manipulateur n'ayant qu'un montant cylindrique, il ne sait pas fournir la valeur des efforts qui agissent sur les montants réels. Un troisième code prend en entrée les dimensions réelles des montants et les vitesses et les accélérations calculées par le module multicorps, puis fournit les efforts qui agissent sur les montants réels.

8.3.2 Modèle multicorps

Système de coordonnées

Le modèle multicorps simplifié du manipulateur comprend la tige et le capteur, le bloc *roll* et un montant cylindrique (Figure 8.2). Les quatres montants, les fourches et la base en U ne sont pas modélisés car ces pièces constituent une structure 3D dont les déformations ne peuvent être calculée qu'avec des éléments finis (discussion avec le Professeur Pierre Latteur, du département de Génie Civil et Environnemental de l'EPL). Comme nous n'avions pas les connaissances pour écrire un code d'élements finis, nous avons simplifié le modèle de résistance des matériaux en ne mettant qu'un seul montant, et le modèle multicorps a été adapté en conséquence pour fournir les efforts appliqués sur ce montant.

Le repère $\{1\}$ représente l'extrémité du robot cartésien. Il est placé à la verticale de l'extrémité du capteur. Le repère est entrainé en translation par rapport au repère fixe $\{0\}$. Sur le schéma, une seule coordonnée généralisée est représentée (q^1) afin de ne pas multiplier les repères. Pratiquement, nous appliquons directement à $\{1\}$ les vitesses et les accélérations dans les trois directions. Les mouvements de *yaw* du manipulateur sont générés par l'articulation 2 placée à l'origine du repère $\{1\}$. Le bloc moteur est entrainé dans un mouvement de *pitch* via l'articulation 3 placée à l'extrémité de la tige. L'articulation 4 génère le mouvement de *roll* de la tige et de la maquette. Le bloc moteur est relié au montant par l'articulation 5.

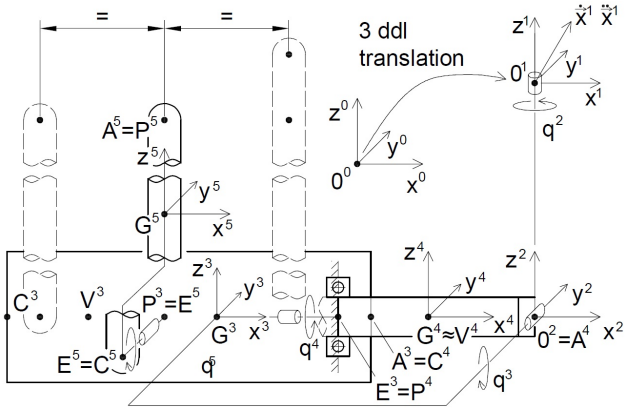


FIGURE 8.2 – *Modèle multicorps simplifié du manipulateur utilisé pour déterminer les efforts qui agissent sur la tige, le bloc roll et les montants.*

Les coordonnées généralisées q^1 (translation), q^2 (*yaw*), q^3 (*pitch*) et q^4 (*roll*) sont commandées. Leurs valeurs ainsi que celles de leurs dérivées (vitesses et accélérations) proviennent de la Figure 6.2. Nous imposons $q^5 = -q^3$ pour que le montant reste vertical. Les dimensions et les masses des corps ont été déterminées lors de l'étude du bloc *roll* et de l'étude d'encombrement. Pour le montant, nous avons choisi un cylindrique car son inertie est la même dans toutes les directions. Les dimensions, $\varnothing 80 \times 5$, et le matériau (acier) ont été choisies arbitrairement.

L'inconvénient du modèle simplifié est qu'il ne permet pas de calculer le couple nécessaire pour générer le mouvement de *pitch*, et qu'il faudra refaire un modèle multicorps complet lorsque la structure aura été dimensionnée.

Equations de la dynamique

Nous avons considéré que chaque corps du modèle est soumis aux forces suivantes (Figure 8.3) :

— Le poids $\mathbf{P}^i$ et la poussée d'Archimède $\mathbf{B}^i$. Le poids agit au centre de masse G^i et la poussée d'Archimède au niveau du centre de volume V^i. Leur direction est constante, suivant z_0.

— Les efforts appliqués par l'enfant et par le parent : $\mathbf{F}^{Ei}$, $\mathbf{M}^{Ei}$, $\mathbf{F}^{Pi}$ et $\mathbf{M}^{Pi}$. La maquette est l'enfant de la tige, et la tige est l'enfant du bloc. En toute rigueur, dans notre modèle, le montant est un enfant du bloc, car il vient après celui-ci lorsque l'on remonte la chaine cinématique depuis la base vers les feuilles. Dans nos notations, nous avons abusivement désigné le montant comme un parent du bloc, car nous avions la représentation physique du manipulateur en tête, avec les montants entre la base et le bloc.

— La résultante en G^i des forces de trainée de pression et leur moment résultants : $\mathbf{F^{hi}}$ et $\mathbf{M^{hi}}$. Le calcul de ces efforts nécessite la résolution de deux intégrales [47]. Le barreau est divisé en tranches (Figure 8.4). On calcule la vitesse $\mathbf{U}^P$ relative du fluide par rapport à la tranche et sa direction $\mathbf{c}_D^P$. La force de trainée élémentaire agissant sur la tranche et son moment par rapport à G sont donnés par :

$$\mathbf{f}_h^P = \frac{1}{2}\,\rho\, C_{D,basic}\, \left(\sin\alpha_d^P\right)^2\, d_{tube}\, \mathrm{d}l\, \left(U^P\right)^2 \mathbf{c}_D^P \qquad \text{et} \qquad \mathbf{m}_h^P = \mathbf{GP} \times \mathbf{f}_h^P$$

Pour un barreau cylindrique, $C_{D,basic} = 1.2$ [47]. Dans le cas d'un mouvement composé d'une rotation et d'une translation, les expressions de $\mathbf{f}_h^P$ et de $\mathbf{m}_h^P$ doivent être intégrées numériquement.

Dans les articles et les livres consacrés aux structures marines et aux manipulateurs immergés, nous avons identifié plusieurs effets : le frottement, la trainée, la portance et le *vortex shedding* [26] [35] [47], [49] [68] [77]. Les effets sont regroupés et traités différements suivant les articles. Parfois, seules les expressions générales sont données, et les valeurs des coefficients à utiliser dans les équations ne sont pas communiqués. La force de trainée de pression est la seule que nous ayons pu calculer. Nous n'avons pas tenu compte des autres effets.

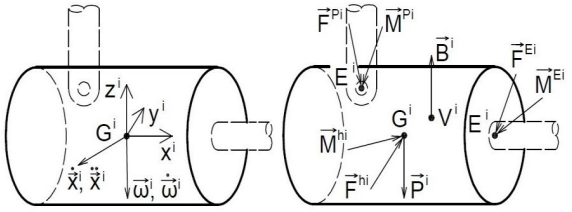


FIGURE 8.3 – *Diagramme corps libre d'un élément du modèle, avec les vitesses et les accélération de son centre de masse (à gauche), et les forces et les moments qui s'appliquent dessus (à droite).*

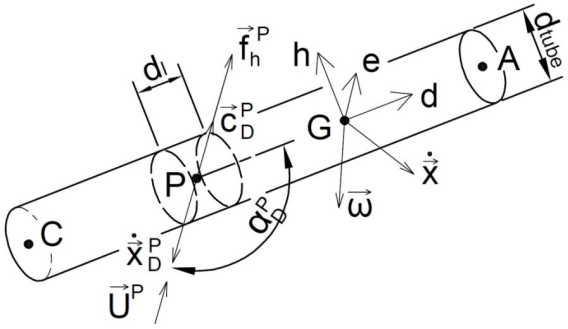


FIGURE 8.4 – *Calcul de la force résultante de trainée qui s'applique sur un barreau. Le repère {edl} est un repère local utilisé spécialement pour exprimer cette force.*

Toutes les forces sont liées au mouvement du corps par les équations de Newton et d'Euler :

$$\begin{aligned}\mathbf{F}^{Gi} &= M\ddot{\mathbf{x}}^{Gi} \\ &= \mathbf{P}_i^i + \mathbf{B}_i^i + \mathbf{F}_i^{Ei} + \mathbf{F}_i^{Pi} + \mathbf{F}_i^{hi}\end{aligned} \qquad \begin{aligned}\mathbf{M}^{Gi} &= \dot{\mathbf{H}}^{Gi} = \mathbf{I}^{Gi}\dot{\omega}^{Gi} + \tilde{\omega}^{Gi}\,\mathbf{I}^{Gi}\omega^{Gi} \\ &= \mathbf{M}_i^{Ei} + \mathbf{M}_i^{Pi} + \mathbf{M}_i^{hi} + \mathbf{G}^i\mathbf{V}^i \times \mathbf{B}_i^i + \mathbf{G}^i\mathbf{E}^i \times \mathbf{F}_i^{Ei} + \mathbf{G}^i\mathbf{P}^i \times \mathbf{F}_i^{Pi}\end{aligned}$$

Dans ces équations, M et $\mathbf{I}^{Gi}$ sont les matrices de masse et d'inertie du corps qui tiennent compte des effets de masse et d'inertie ajoutées. Pour un cylindre élancé, la masse et l'inertie ajoutées valent [68] :

$$M_{added,11} = 0,1\ m \qquad M_{added,22} = \pi\ \rho\ r^2\ l \qquad M_{added,33} = \pi\ \rho\ r^2\ l$$
$$I_{added,11} = 0 \qquad I_{added,22} = \pi\ \rho\ r^2\ l^3\ /\ 12 \qquad I_{added,33} = \pi\ \rho\ r^2\ l^3\ /\ 12$$

Les valeurs des vitesses et des accélérations sont obtenues par la cinématique directe : partant du repère $\{0\}$, on calcule successivement la vitesse et l'accélération du bloc *roll*, de la tige et du montant en ajoutant, à la vitesse et à l'accélération du parent, la vitesse et l'accélération relative de son enfant.

Les effort, eux, sont calculés avec la dynamique inverse, c'est à dire en partant de la tige et en remontant vers le montant. On part de la tige car on connait tous les efforts extérieurs qui s'appliquent sur elle : (1) le poids et la poussée d'Archimède dépendent des dimensions, (2) les efforts de trainé et les efforts résultants sont connus grâce aux vitesses et aux accélérations déterminées avec la cinématique directe et (3) les efforts appliqués par la maquette sont également connus. Les seules inconnues sont la force et le moment appliqué par le bloc. On résout les équations pour trouver leur valeur, puis on passe au bloc pour lequel les seules inconnues sont maintenant la force et le moment que lui applique le montant. Etc.

8.3.3 Modèle de résistance des matériaux

Le montant et la tige sont assimilées à des poutres encastrées chargées par les efforts calculés par le module multicorps (Figure 8.5). Le montant est sollicitées en $P^3 = E^5$ par l'effort F_5^{E5} que lui transmet le bloc *roll* et par la force de trainée qui est répartie et constante sur sa longueur. Le programme calcule d'abord le déplacement et la déviation angulaire de l'extrémité du montant. Ensuite, il calcule le déplacement et la déviation angulaire de l'extrémité de la tige E^4 dans le repère $\{5\}$ lié au montant en considérant que le bloc moteur et la tige restent perpendiculaires au montant en P^3.

La tige est chargée en E^4 par les efforts appliqués par la maquette. Nous avons négligé les efforts hydrodynamiques dans le modèle de résistance des matériaux (mais pas dans Solidworks). Le programme calcule le déplacement de la tige et la déviation angulaire dans le repère $\{4\}$ lié à la tige.

Les déplacements sont ramenés dans $\{0\}$ puis additionnés. Pour chiffrer la rotation de l'extrémité de la tige, le programme calcule la matrice de rotation du repère $\{2\}$ fixé à l'extrémité de la tige par rapport à $\{0\}$, puis calcule les angles de Tait-Bryan correspondant à cette matrice.

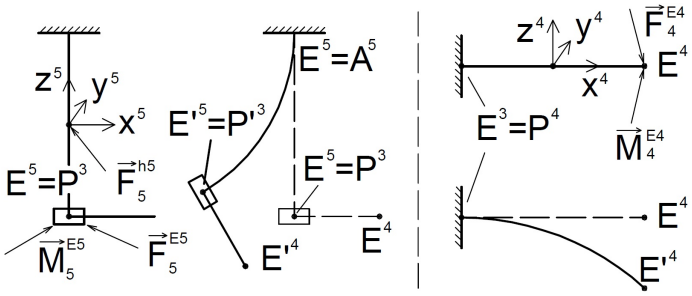


FIGURE 8.5 – *Modèle utilisé pour calculer le déplacement de l'extrémité de la tige (E^4).*

8.3.4 Calculs des efforts agissant sur les montants réels

Le dernière module du programme permet de calculer le poids, la poussée d'Archimède, la force de trainée et la force d'inertie qui agissent sur chacun des montants réels pour la combinaison de mouvements critique. Pour des questions de fabrication et de montage, nous avons considéré des montants rectangulaires. Afin de simplifier les calculs, nous avons supposé qu'ils sont soumis à la même vitesse et à la même accélération que le montant virtuel utilisé dans le modèle simplifié (Figure 8.6). De plus, les expressions des coefficients de trainée trouvées dans la littérature se rapportant à des profilés carrés, les montants rectangulaires sont approximés par des montant carré dont les côtés sont égaux à la moyenne des côtés des rectangles. Enfin, nous avons négligé le moment d'inertie $-\mathbf{M}^{G5}$ car, dans le cas du montant virtuel, il n'est que de quelques dixièmes de Nm.

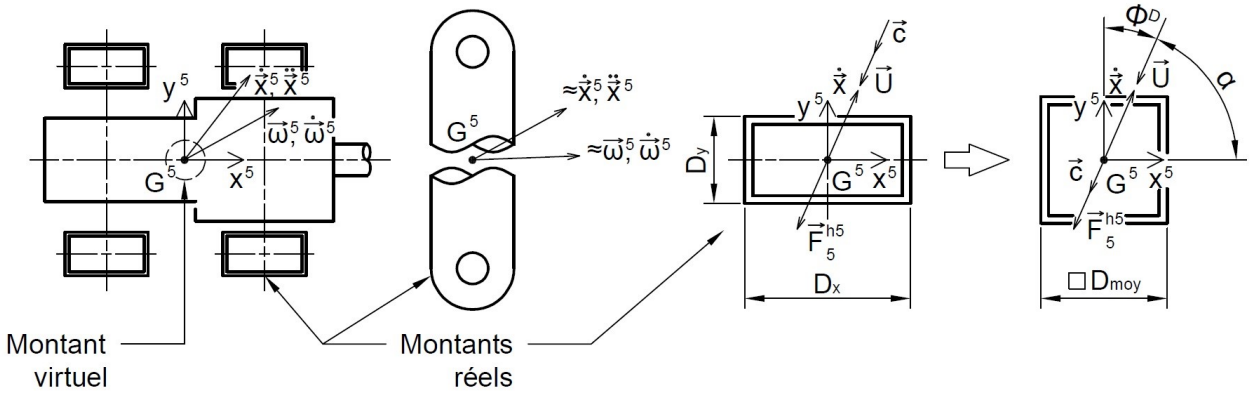


FIGURE 8.6 – *Calcul de la force de trainée agissant sur les montants réels.*

La masse ajoutée par unité de longueur d'un tube rectangulaire $a \times b$ dans la direction 1, avec a normal à la direction 1 dépend du rapport a/b (Table 8.1). Nous n'avons pas trouvé d'expression pour la masse ajoutée dans le cas d'un mouvement suivant l'axe du tube. Nous avons utilisé la valeur donnée par Scholberg pour un tube cylindrique : $0,1\ m$, ou m est la masse du profilé [68].

b/a	0,000	0,025	0,111	0,298	0,676	1,478	3,555	9,007	40,030
$M_{11}/(0,25\rho\pi a^2)$	1,00	1,05	1,16	1,29	1,42	1,65	2,00	2,50	3,50

TABLE 8.1 – *Masse ajoutée par unité de longueur d'un tube rectangulaire [15].*

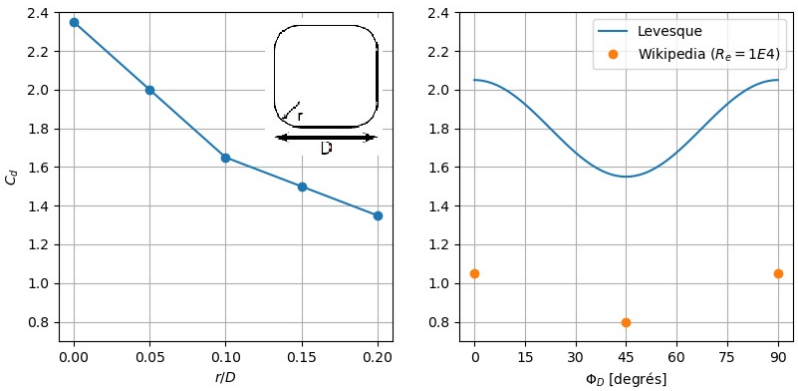


FIGURE 8.7 – *Gauche : influence sur le coefficient de trainée du rayon d'arrondi des coins d'un profilé carré. Résulats de simulation ($R_e = 10^5$) [81]. Droite : coefficient de trainée d'un profilé carré en fonction de son orientation par rapport à l'écoulement [47].*

La force de trainée peut se calculer analytiquement car tous les points situé sur l'axe des montants ont la même vitesse :

$$\mathbf{F}^h = \frac{1}{2}\ \rho\ C_D\ S\ U^2\ \mathbf{c}.$$

La valeur du coefficient de trainée C_D du profilé dépend de son orientation par rapport à l'écoulement et du rayon d'arrondi des coins (Figure 8.7). Pour un profilé carré à coin droit, Levesque propose l'expression suivant qui tient compte de l'orientation du profilé [47]) :

$$C_D = 2,05 - 0,5\ \cos^2(2\Phi_D),$$

où Φ_D est défini sur la Figure 8.6. Vishwanath et ses collègues ont déterminé, par simulation, les valeurs du coefficient de trainée en fonction du rayon d'arrondi des coins d'un profilé carré faisant face à l'écoulement [81]. Comme nous n'avons pas trouvé d'information sur la manière dont les deux effets (coins arrondis et

orientation) se combinent, nous n'en avons considéré qu'un à la fois : l'effet de l'arrondi des coins lorsque le profilé fait face à l'écoulement, l'effet de l'orientation dans le cas contraire. Cette décision nous semble être conservatrice car on peut supposer que les deux effets se combinent posititivement.

8.3.5 Résultats

La combinaison de vitesses et d'accélérations qui génèrent le plus grand déplacement de la tige est la combinaison n°125 : $\{a6\ b3\ c2\ d1\ e1\ f2\}$ (Figure 8.8). Les vitesses et les accélérations du montant virtuel sont les suivants :

$$\dot{x}_5^5 = (1,95\ ,\ -0,74\ ,\ 0,74)^T \ \text{m/s} \qquad \omega_5^5 = (0\ ,\ 0\ ,\ -0.70)^T \ \text{rad/s}$$

$$\ddot{x}_5^5 = (2,31\ ,\ -1,68\ ,\ 1,71)^T \ \text{m/s}^2 \qquad \dot{\omega}_5^5 = (0\ ,\ 0\ ,\ -0.70)^T \ \text{rad/s}^2$$

Les efforts correspondants à la combinaison critique qui s'appliquent sur la tige, le bloc *roll* et les montants réels sont donnés dans le tableau de la Figure 8.9. $\mathbf{F^i}$ désigne la force d'inertie $\mathbf{F^i} = -m\mathbf{a}$. Nous avons utilisé cette notion pour pouvoir tenir compte des effets des accélérations dans SolidWorks car le logiciel ne permet pas d'appliquer une accélération différente sur chaque corps (on peut seulement appliquer une gravité d'intensité et de direction paramétrables mais communes à tous les corps). Les différents montants renseignés appartiennent aux différentes solutions qui ont été testées dans Solidworks (voir section suivante).

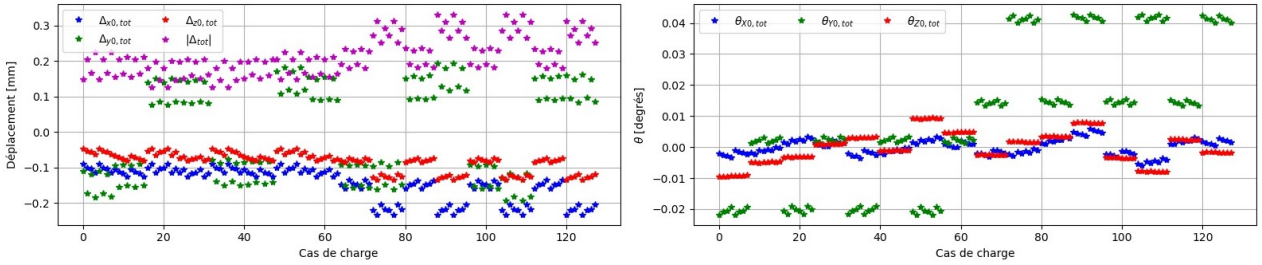


FIGURE 8.8 – *Résultats fournis par le programme : déplacements et déflexions angulaires de l'extrémité de la tige avec le modèle simplifié du manipulateur.*

Efforts		Tige			Bloc roll		
		x^4	y^4	z^4	x^3	y^3	z^3
P	[N]	1,81	1,78	-10,09	9,91	0,00	-56,23
B	[N]	-0,20	-0,20	1,12	-2,65	0,00	15,01
F^h	[N]	0,00	-6,84	-12,12	0,00	-38,73	-48,94
F^i	[N]	-2,04	-1,91	-3,23	-12,37	-15,98	-18,93
F^{total}	[N]	-0,43	-7,17	-24,32	-5,11	-54,71	-109,09
$F^{maquette}$	[N]	-0,83	-2,78	-34,55			
$M^{maquette}$	[Nm]	-0,10	1,31	-0,07			

Efforts		60x40x3,2 - Acier			70x50x5 - Acier			100x100x5 - Acier			60x40 - Carbone			90x90 - Carbone			50x90 - Carbone		
		x^5	y^5	z^5	x^5	y^5	z^5	x^5	y^5	z^5	x^5	y^5	z^5	x^5	y^5	z^5	x^5	y^5	z^5
P	[N]	0	0	-57	0	0	-85	0	0	-141	0	0	-34	0	0	-114	0	0	-64
B	[N]	0	0	21	0	0	31	0	0	88	0	0	21	0	0	72	0	0	40
F^h	[N]	-208	-208	0	-249	-249	0	-415	-415	0	-208	-208	0	-373	-373	0	-290	-290	0
F^i	[N]	-18	-21	-14	-28	-30	-21	-60	-55	-35	-13	-15	-8	-49	-45	-28	-35	-21	-16
F^{total}	[N]	-226	-229	-50	-277	-279	-75	-475	-470	-88	-221	-223	-21	-422	-418	-70	-325	-311	-40

FIGURE 8.9 – *Les efforts correspondants à la combinaison critique qui s'appliquent sur la tige, le bloc roll et les montants réels. Les différents montants renseignés appartiennent aux différentes solutions qui ont été testées dans Solidworks.*

8.4 Etudes des déformations du parallélogramme dans Solidworks

8.4.1 Présentation du modèle

Dans Solidworks, nous avons testé différentes versions du parallélogramme, en faisant varier les dimensions et les matériaux des pièces. Nous donnons ici quelques explications sur les options, les conditions d'appuis et la manière d'appliquer les forces en utilisant, comme exemple, les deux versions du parallélogramme de la Figure 8.10. Malgré les changement dans la structure, la manière de le modéliser les liaisons, les appuis et les charges a été conservée.

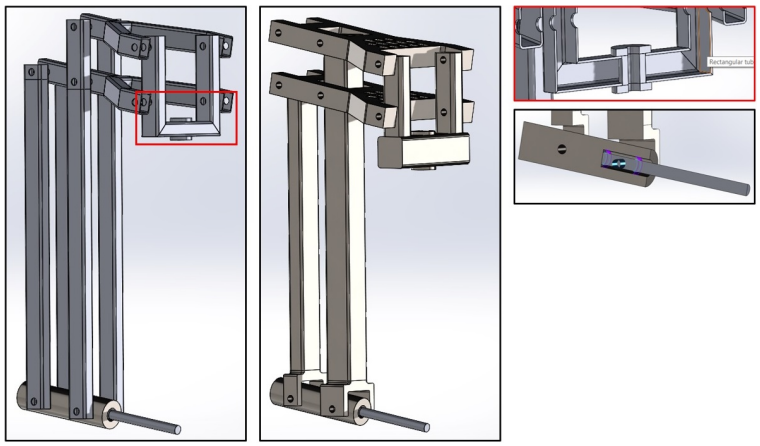


FIGURE 8.10 – *Deux des versions du parallégramme testées dans Solidworks. A gauche : version 2, quatre montants, fourches et base en U constitués de tubes creux en acier. Au centre : version 7 avec deux montants, deux fourches et une base en U pleines. A droite : moyeu pour attacher la base à l'axe z du robot cartésien et modélisation de la tige et du bloc. La tige est appuyée sur deux bearing supports (surfaces lumineuses) et son extrémitée est collée au bloc.*

Liaisons entre les pièces et conditions d'appui

Dans le bloc *roll*, la tige est supportée par deux *bearing supports* avec les caractéristiques suivantes : *self alignement* (les roulements se comportent comme des appuis pivot) et *rigid* (pas de déplacement axial ni raidal). L'extrémité de la tige est contre le bloc, avec une liaison *bonded*, pour représenter la transmission des efforts de la tige vers le bloc qui se fait en réalité via l'accouplement, le moteur et la lanterne.

Le bloc, les montants, les fourches et la base en U sont reliés entre eux par des *pivot pins* rigides et qui n'autorisent pas la translation. Une des articulations de la base en U est en plus bloquée en rotation pour représenter le moteur qui l'empêche de tourner librement. Le choix de ce pivot est contradictoire avec le fait qu'il n'y aura pas la place à cet endroit pour y placer le moteur. Il s'agit d'une erreur dont nous nous sommes rendus compte après des heures de simulation. Une simulation en bloquant un pivot au niveau des montants montre que cela affecte peu les résultats. Nous n'avons donc pas refait les simulations.

Enfin, la liaison entre la base en U et le robot cartésien est modélisée par une condition de déplacement et de rotation nulle de la face latérale interne du moyeu.

Configuration du parallélogramme et applications des efforts

Le parallélogramme est la dans la configuration critique déterminée à la section 8.3.5 : $q^3 = -\alpha = 10^\circ$ (*pitch*) et $q^4 = -\Phi = 10^\circ$ (*roll*).

Les efforts associés (Figure 8.9) sont appliqués sur la face latérale des montants, de la tige et du bloc. Dans le cas de la tige, la surface sollicitée se limite à la partie qui dépasse du bloc et, dans le cas des montants, à la hauteur immergée (900 mm). La tige subit également les efforts de la maquette. Ceux-ci sont appliqués sur la surface circulaire de l'extrémité de la tige.

8.4.2 Objectifs, méthodologie et hyphotèses

Etude composant par composant

Nous avons étudié le manipulateur composant par composant en remontant de l'extrémité du manipulateur vers la base en U (Figure 8.11). Ainsi, nous avons d'abord défini le nombre et les dimensions des montants. Ensuite, sur base de la forme des montants et de la limite d'encombrement, nous avons dessiné les fourches les plus rigides possibles. Puis, nous avons testés plusieurs solutions pour la base en U.

Nous avons essayé que chaque composant provoque un déplacement de la tige limité à 0,04 mm suivant x_0, y_0 et z_0. Nous avons choisi cette valeur en répartissant à part égale le déplacement total alloué au manipulateur entre les composants : 0,5 mm pour l'ensemble du robot, donc $0,5 \cdot 2/6 = 0,17$ mm pour les deux degrés de libertés du manipulateur, donc 0,04 mm par composant. Pour ne mesurer que les effets du composant étudié, nous avons exclu les autres composants du modèle Solidworks ou bien nous avons choisi pour eux un matériau fictif mille fois plus rigide que l'acier afin que leurs déformations soient négligeables.

Ensuite, nous avons assemblé les meilleurs versions de chaque composant et nous avons mesuré l'effet de l'entraxe des axes des fourches sur le déplacement de la tige. (Pour les études des montants, des fourches et de la base en U pris séparemment, nous avons choisis arbitrairement un entraxe de 150 mm).

FIGURE 8.11 – *Ordre de l'étude des composants. Les composants ont été étudiéw un par un, en remontant de l'extrémité du manipulateur vers la base en U : tige, montants, fourches, base en U et distance entre les fourches.*

On pourrait pointer trois erreurs dans cette démarche, mais elles nous semblent acceptables à ce stade de l'étude. La première, c'est que le déplacement total autorisé ne doit pas couvrir que les déformations, mais également les tolérances de montage et de fabrication. Il faudrait donc décider d'une répartition de la valeur totale entre ces différentes contributions. Cependant, au terme de la pré-étude, nous avons observé que la contribution des seules déformation excèdent les 0,17 mm. Nous pensons donc, qu'avant de rentrer dans de tels calculs, il faut d'abord questionner la solution, les spécifications et les contraintes.

La seconde erreur, c'est de répartir le déplacement total à part égal entre les composants, car ils n'ont pas tous la même influence et n'offrent pas tous les mêmes possibilités pour être rigidifiés. Mais l'idée était de faire une première passe, d'analyser les résultats, puis de distribuer le déplacement total autorisé de manière plus rationnelle.

Enfin, la troisième erreur est que traiter chaque composant séparément peut-être trop sévère et conduire à un surdimensionnement si les déformations de certains composants se compensent. Après études, il s'avère que ce n'est pas le cas : les déplacements de la tige dû aux déformations des différents composants sont de même signe.

Mesure des déplacements et des rotations de l'extrémité de la tige

Pour comprendre comment les pièces se déforment, nous avons essayé de distinguer les déplacements de l'extrémité de la tige causéx par une translation de ceux causés par une rotation.

Les déplacements ont été calculés au moyen de nodes de référence sur le dessus du bloc *roll*. Le bloc se déformant peu, nous avons supposé que la composante du déplacement due à la translation était égale à la moyenne des déplacements des points 1 et 2 aux extrémités du bloc. Pour le déplacement dû à la torsion, nous avons supposé que le bloc tournait autour de son centre et utilisé des triangles semblables. Pour le direction X (même formules pour Y et Z) :

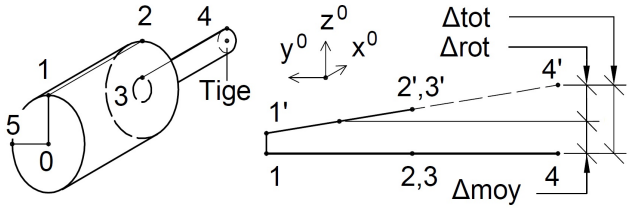


FIGURE 8.12 – *Position des nodes de références utilisés pour déterminer les déplacements et les rotations de l'extrémité de la tige.*

$$\Delta X_{moy} = \frac{\Delta X_1 + \Delta X_2}{2} \qquad \Delta X_{rot} = \frac{\Delta X_2 - \Delta X_1}{l_{12}} \cdot \left(\frac{l_{12}}{2} + l_{34}\right) \qquad \Delta X_{tot} = \Delta X_{moy} + \Delta X_{rot}$$

avec $l_{12} = 310$ mm et $l_{34} = 240$ mm (Figure 7.1). Les déplacements totaux ainsi calculés correspondent aux déplacements totaux mesurés sur le modèle à l'extrémité de la tige à quelques centièmes de millimètres près.

Les déviations angulaires à l'extrémité de la tige ont été calculées à l'aide d'un repère tracé sur la face arrière du bloc (Figure 8.12). En supposant le bloc suffisament indéformable, les déplacements des points aux extrémités des segments permettent de calculer l'orientation du repère après application des charges et de calculer les angles de Tait-Bryan associés.

$$\begin{array}{l} \hat{x} = 1/l_{12} \cdot (x_2 - x_1 \,; y_2 - y_1 \,;\; z_2 - z_1)^T \\ \hat{y} = 1/l_{05} \cdot (x_5 - x_0 \,; y_5 - y_0 \,;\; z_5 - z_0)^T \\ \hat{z} = 1/l_{01} \cdot (x_1 - x_0 \,; y_1 - y_0 \,;\; z_1 - z_0)^T \end{array} \quad \Rightarrow \quad R = \left(\hat{x} \;\middle|\; \hat{y} \;\middle|\; \hat{z}\right) \quad \Rightarrow \quad \begin{array}{l} \theta_{X0} = \arctan2\left(R_{32}, R_{33}\right) \\ \theta_{Y0} = \arcsin\left(-R_{31}\right) \\ \theta_{Z0} = \arctan2\left(R_{21}, R_{11}\right) \end{array}$$

avec $l_{12} = 310$ mm et $l_{01} = l_{05} = 40$ mm (Figure 7.1). Les premiers calculs ont montré que ce sont les déplacements qui dépassent les valeurs maximales souhaitées, pas les rotations (ex. la déformation des montants v3 provoque un déplacement de la tige de 0,96 mm et une rotation $\theta_{Y0} = 0,004°$). Dans la suite, nous n'avons donc considéré que les déplacements.

Caractéristiques mécaniques utilisées pour les pièces en fibres carbone

Pour limiter les déformations du manipulateur sans que sa masse n'explose, nous pensons qu'il sera nécessaire de réaliser le structure en fibres de carbone. Pour savoir ce qu'il est possible de réaliser, nous avons contacté plusieurs sociétés mais nous n'avons pas reçu de conseils techniques (il faut commander des études). Nous avons supposé qu'il est possible de réaliser des pièces massives avec des inserts, car on en voit sur le site de la société du bureau d'études Refitech [62].

Les fournisseurs de pièces en fibres de carbones ne donnent que le module d'élasticité des fibres en prévenant qu'il ne doit pas être utilisé pour effectuer un dimensionnement [23] [23] [22]. Nous avons supposé que le module d'élasticité des pièces seront semblable à celui de l'acier car des fournisseurs indiquent, pour donner une idée des capacités des pièces en fibres de carbone, que leurs propriétés sont proches de celles de l'acier, mais avec un poids proche de celui de l'aluminium ou du plastique [58], [57].

8.4.3 Les montants

En testant le manipulateur complet, avec deux tubes rectangulaires en acier de $60 \times 40 \times 3,2$ mm à l'avant, deux à l'arrière, les fourches et la base en U (Figure 8.10, à gauche), nous avons observé qu'enlever un

montant à l'arrière réduisait les déplacement de l'extrémité de la tige. C'est dû au fait que la force de trainée est réduite d'un quart et que le montant participait peu à la rigidité. Nous avons donc décidé de ne garder qu'un montant à l'arrière pour la suite des simulations.

Après cet essai, nous avons étudié les montants pris isolément. Les axes qui les relient aux fourches ont été remplacés par des conditions de déplacement nul, mais avec des rotations possibles, de la surface des perçages dans lesquels passaient les axes. La solution de départ est celle avec deux tubes à l'avant et un à l'arrière du parallélogramme complet. Nous avons tenté de réduire les déplacements de l'extrémité de la tige en apportant plusieurs modification : ajout d'entretoises, de croisillons et de biellettes, et utilisation de profilés pleins ou de plus grande section (Figure 8.13). Les déplacements de la tige sont représentés à la Figure 8.14.

FIGURE 8.13 – *Les différentes solutions de montants testées. Pour la version 7, 200 mm fait référence à l'entraxe des montants avant.*

Dans la version 3, ajouter des entretoise n'a pas d'effet sur les déplacements de la tige suivant x_0 et z_0. Le déplacement suivant y_0 diminue, mais de moins en moins : il chute de 43% avec la première entretoise, mais au delà de la quatrième, il ne diminue plus que de $2 \cdots 3\%$ à chaque nouvelle entretoises. Nous avons donc limité leur nombre à quatre. Les croisillons n'ont pas d'effet sur les déplacements de la tige suivant x_0 et z_0. Le déplacement suivant y_0 varie avec la distance d entre les points d'attaches des croisillons et les extrémités des tubes, et présente un minimum vers $d = 150\ mm$. Les déplacements obtenus avec les entretoises et ceux obtenus avec les croisillons ne diffèrent que de quelques millimèmes de mm, ce qui n'est pas significatif compte tenu des simplifications dans le modèle. Le choix des croisillons ou des entretoise demande d'étudier la force de trainée supplémentaire engendrée par les entretoises et les croisillons et les vibrations auquelles ils pourraient être soumis.

Dans la version 5 (tubes creux en acier), les dimensions des montants creux ont été augmentées sans chercher à rester dans l'enveloppe ni à conserver une distance de trois fois la dimension caractéristique du montant entre celui-ci et la maquette. Le but était de déterminer s'il était possible d'obtenir des déplacements de la tige aussi faibles qu'avec des montants pleins (versions 4 et 6). Ce n'est pas le cas. Les gros montants creux doivent donc être abandonnés au profit de montants plus fins à l'avant, pleins et/ou doubles.

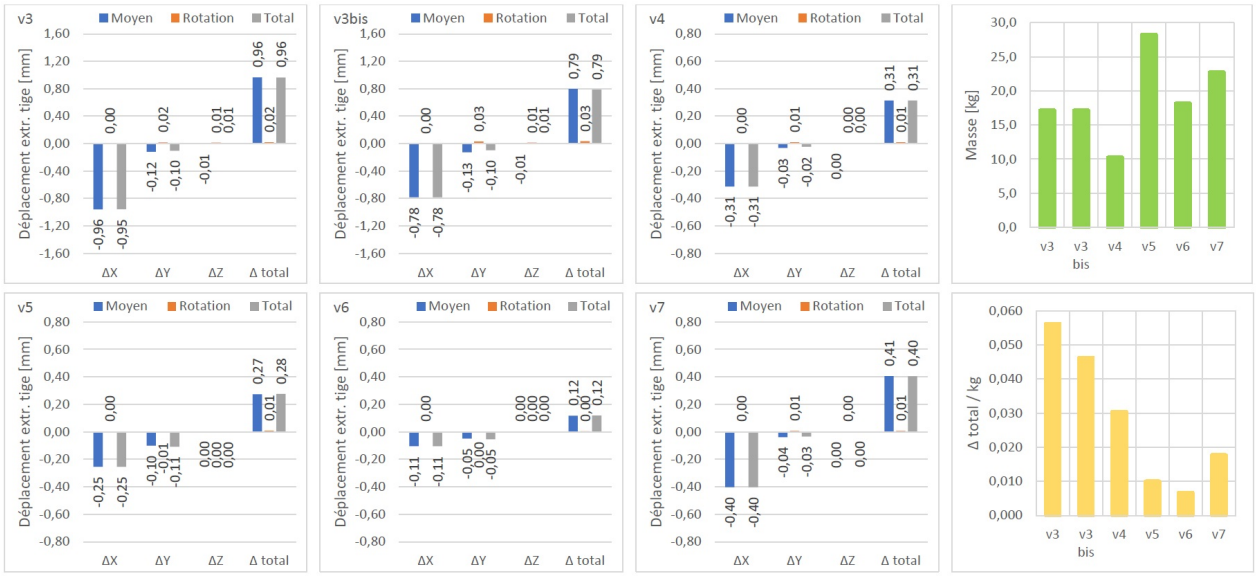


FIGURE 8.14 – *Déplacements de l'extrémité de la tige dus aux déformations des montants, masse totale des montants et déplacement de la tige par kg de montants.*

La version 6 est celle qui donne les déplacements de la tige les plus faibles. Malheureusement, cette amplitude dépasse encore la valeur de 0,04 que nous visions. C'est la déformation dans la direction x_0 qui en est la cause. Augmenter les dimensions des montants dans cette direction allongerait les fourches et les ferait sortir de l'enveloppe (Figure 8.17).

Dans la version 7, les montants ont été écartés suivant y_0 jusqu'à atteindre la limite de l'enveloppe, et leur dimensions suivant x_0 a été augmentée de 60 à 70 mm. Le déplacement suivant y_0 sont ramené à la valeur ciblée de 0,04 mm, mais le déplacement suivant x_0 domine toujours et il faudrait augmenter encore la dimension suivant x_0 des profilés. Mais avant d'explorer cette piste, la question de la distance de sécurité à maintenir avec les parois de la cuve doit être réglée.

En conclusion, la version 6, avec deux montants pleins en fibre de carbone, un devant et un derrière, nous semble être la seule solution pour réduire les déplacements de l'extrémité de la tige en conservant une masse raisonnable (Figure 8.14). Les efforts totaux qui agissent sur les montants sont du même ordre de grandeur que pour les autres solutions (Figure 8.15), de sorte que l'on ne doit pas craindre de payer la déformation plus faible des montants par une déformation plus importante des fourches et de la base en U. Nous choisissons de poursuivre l'étude du manipulateur avec ces montants.

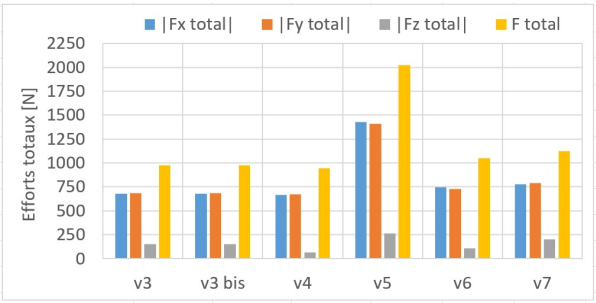


FIGURE 8.15 – *Efforts totaux s'appliquant sur les montants. Les composantes suivant x, y et z sont toutes négatives.*

8.4.4 Les fourches

Nous avons testé deux types de fourches différents. Les fourches de type 1 sont constituées de tubes rectangulaires HSS suivant la norme EN10219 (Figure 8.16, gauche). Les tubes sont disposés verticalement plutôt qu'horizontalement car ils peuvent ainsi avoir une section plus importante sans sortir de l'enveloppe (Figure 8.17). La largeur maximale qui leur permet de tenir dans l'enveloppe est 50 mm. Des simulations avec différentes hauteurs de profilés montrent qu'aucune section ne permet de limiter le déplacement de la tige à

0,04 mm (Figure 8.18). La partie des fourches de type 1 de qui contribue le plus aux déplacements de la tige sont les tubes avant (1,2 et 3) (observation faite en choisissant pour les tubes un module d'élasticité mille fois plus élevé que celui de l'acier). Rigidifier la partie avant en rajoutant des profilés transversaux ou des goussets n'a pas d'effet notable, sinon de compliquer l'accès aux pièces pour les souder.

Les fourches de type 2 sont des fourches pleines en fibres de carbone (Figure 8.16, droite). La partie qui, dans les fourches 1, était située entre les bras, est mainentant remplie pour augmenter la rigidité de la partie avant. Avec des fourches épaisses de 60 mm, on obtient des déplacements de l'extrémité de la tige comparables à ceux obtenus avec les profilés $90 \times 50 \times 5$, mais pour une masse de 7 kg par fourche, au lieu de 12 avec les profilés (Figure 8.18).

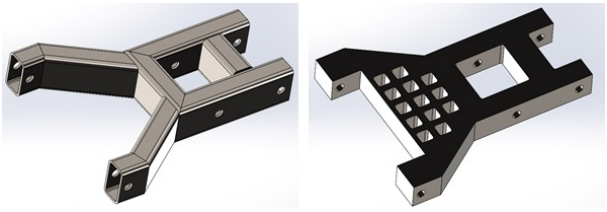


FIGURE 8.16 – *Les deux types de fourches testés. Gauche : fourche v1 réalisée avec des tubes rectangulaire soudés. Droite : fourche v2 en fibres de carbone faite d'une pièce.*

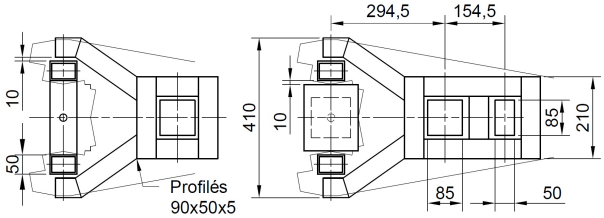


FIGURE 8.17 – *Les fourches v1 ont été construites autour des montants v6. Gauche : fourche supérieure. Droite : fourche inférieure. Les fourches v2 ont la même empreinte extérieure.*

Pour conclure, nous pensons que la largeur et l'orientation des tubes choisie pour les fourches de type 1 sont les seules possibles : la largeur est limitée par l'enveloppe à respecter, et pour augmenter l'inertie des tubes, on ne peut que les mettre verticalement. Avec ces fourches, le meilleur compromis masse-déplacement nous semble être obtenu avec les profilés $90 \times 50 \times 5$, car le déplacement chute brutalement tandis que la masse n'augmente que de 4 kg (pour les deux fourches). S'il faut réduire d'avantage le déplacement de la tige tout en limitant la masse, alors les fourches pleines en fibres de carbone nous semblent être la seule solution raisonnable.

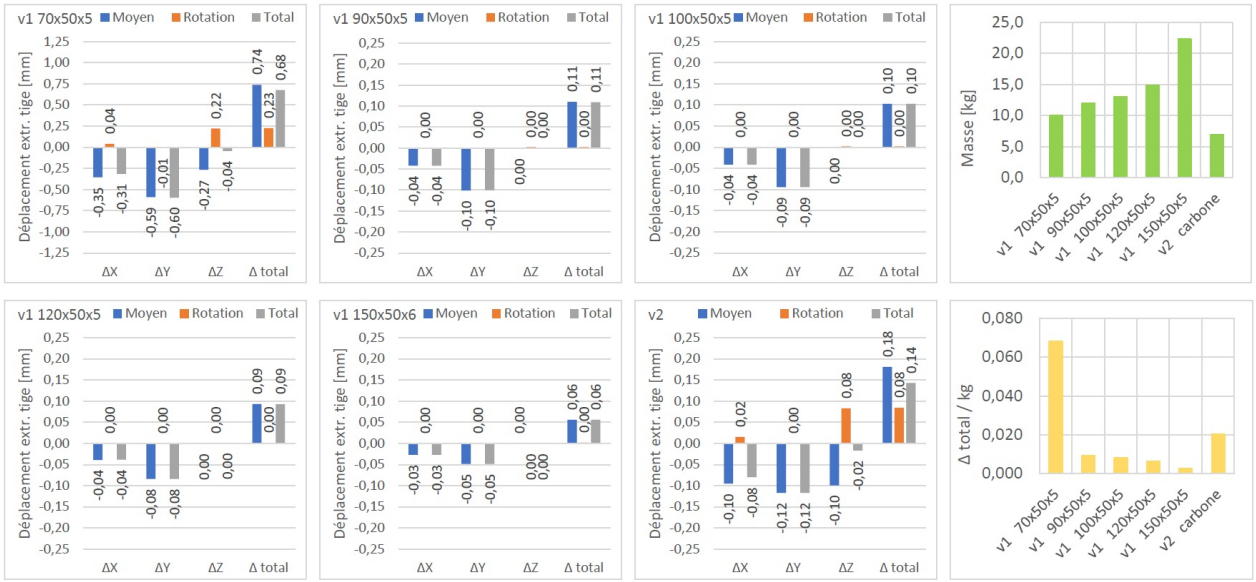


FIGURE 8.18 – *Déplacements de l'extrémité de la tige dus aux déformations des fourches, masses et déplacements par kg. v1 : fourches réalisées avec des tubes creux en acier. v2 : fourche pleine en fibres de carbone.*

8.4.5 La base en U

Nous avons testé trois versions de base en U : deux avec des tubes rectangulaires soudés et une troisième avec des pièces pleines en fibres de carbone (Figure 8.19).

Pour tenir dans l'enveloppe, la largeur des ailes doit être limitée à 50 mm. Avec des tubes $70 \times 50 \times 5$ pour les ailes et pour le tube horizontal (version v1), la tige se déplace de 0,25 mm (Figure 8.19). Les déplacements mesurés le long des arrêtes des tubes montrent que ce sont les déformations du tube horizontal qui provoque les déplacements de la tige. Rajouter des raidisseurs ou des goussets a peu d'influence car leurs dimensions sont limitées par la présence de l'axe z qui descend entre les ailes de la base. Augmenter la section du profilé horizontal permet de réduire à la fois sa torsion et sa flexion, et a plus d'effet : avec un tube $90 \times 90 \times 5$ (version v1 bis), le déplacement est réduit de moitié. Mais pour descendre à 0,04 mm et conserver une masse raisonnable, il faut une base pleine en fibres de carbone.

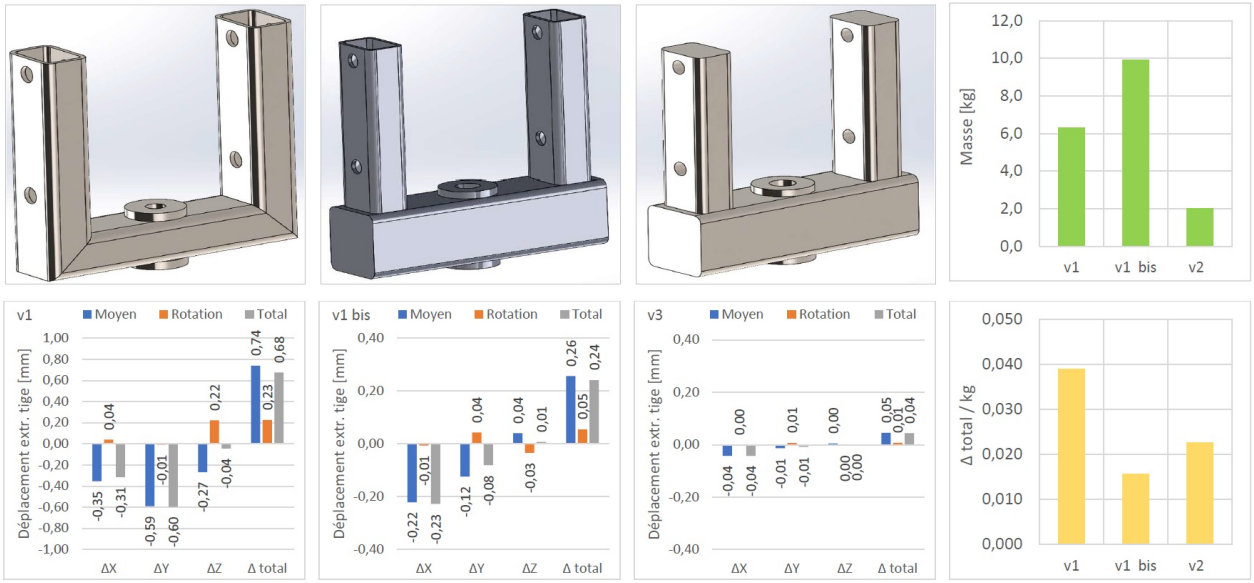


FIGURE 8.19 – *Déplacements de l'extrémité de la tige pour les différentes version de la base en U, masses des bases et déplacement de la tige par kg de base.*

8.4.6 Choix des composants pour la structure complète

Les graphiques avec les déplacements de l'extrémité de la tige montrent que les déplacements dus aux différents composants se font tous vers les x et les y négatifs. La direction des déplacements suivant z varie d'un composant à l'autre, mais ces déplacements sont faibles par rapport à ceux dans les deux autres directions. Par conséquent, les déplacements les plus faibles de la tige seront bien obtenus en associant les composants qui génèrent les plus petits déplacements : montants pleins (v6), fourches pleines (v2) et base en U pleine (v3). Le manipulateur qui en résulte est visible sur la Figure 8.10 à droite.

8.4.7 Influence de l'écartement des fourches

Avec la configuration définie au point précédent, lorsque l'entraxe entre les axes des fourches augmente, le déplacement de l'extrémité de la tige diminue et tend vers 0,29 mm. Cette valeur est atteinte vers $l_{AC} =$ 140 mm (Figure 8.20). Le choix de l'entraxe dépendra donc de l'influence des tolérances des pièces et des jeux dans les articulations sur la position de l'extrémité de la tige. Plusieurs auteurs proposent des méthodes pour étudier cette influence et pour optimiser les tolérances, les jeux et les dimensions des pièces, mais nous n'avons pas eu le temps de réaliser une telle étude.

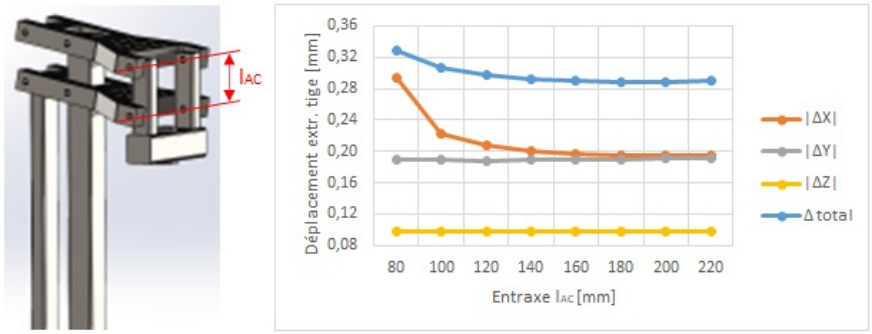


FIGURE 8.20 – *Influence de l'entraxe des fourches sur les déplacements de l'extrémité de la tige. Valeurs mesurées (et non calculées) sur le manipulateur complet.*

8.5 Conclusion de l'étude de la structure

Le manipulateur le plus rigide qui tient dans l'enveloppe maximale est constitué de montants pleins (v6), de fourches pleines (v2) et base en U pleine (v3). Le déplacement total dû aux déformations est de 0,29 mm, contre 0,17 mm souhaité pour l'ensemble des contributions (déformations, tolérances de fabrication et de montage, précision de la lecture de la position). De plus, la masse totale de la solution est de : 39,7 kg (5,8 kg pour le bloc *roll* et la tige, 18,1 kg pour les deux montants, 13,8 kg pour les deux fourches et 2,0 kg pour la base en U). La masse maximale n'a pas été formellement spécifiée. Nous en avons discuté avec Emile Moreau, qui est en charge de l'installation complète, et la masse serait trop élevée. La solution ne répond donc pas aux exigences. Dans le chapitre suivant, nous essayerons d'en analyser les raisons et proposerons des pistes de solutions.

Chapitre 9

Discussion

9.1 Cause de l'inadéquation de la solution

En cherchant à limiter le déplacement de l'extrémité de la tige à 0,17 mm, nous avons abouti à une solution qui n'est pas satisfaisante : la tige se déplace encore de 0,29 mm et le manipulateur est trop lourd (39,7 kg). Quelles que soient ses performances, un manipulateur trop lourd serait inutilisable. Aussi, pour dégager des pistes de solutions, il nous semble intéressant de partir du manipulateur v2 (Figure 8.10, à gauche), qui ne pèse que 10 kg, et d'analyser comment les efforts contribuent aux déplacements de la tige.

Dans SolidWorks, supprimer la force de trainée et la poussée d'Archimède qui s'appliquent sur les parties immergées provoque une chute des déplacements dans les trois directions de l'ordre de 90% (Figure 9.1). En revanche, supprimer les efforts que la maquette applique sur la tige, ou le poids et la force d'inertie du bloc et de la tige, ne réduit les déplacements que d'une dizaine de pourcents. La force de trainée et la poussée d'Archimède sont donc les causes principales des déplacements de l'extrémité de la tige.

Ce constat effectué, trois possibilités s'offrent à nous : (1) modifier la solution retenue ou en élaborer une autre ; (2) revoir les données (spécifications, contraintes, objectifs) et les hypothèses ou (3) combiner les deux pistes précédentes. Dans la suite de cette section, nous allons explorer les deux premières possibilités.

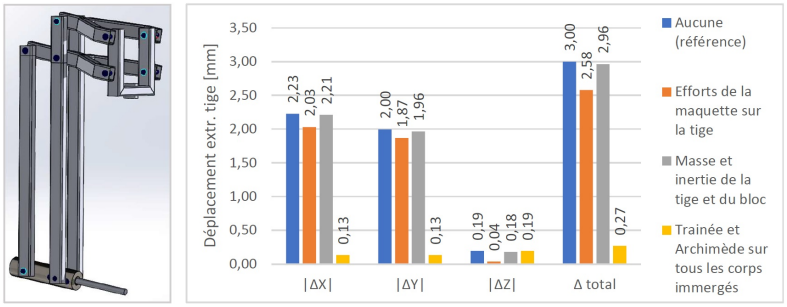


FIGURE 9.1 – *Contributions des efforts aux déplacements de l'extrémité de la tige. A gauche : manipulateur v2 à trois montants. A droite : déplacement de l'extrémité de la tige. La légende indique les types de charges qui ont été enlevées de la simulation.*

9.2 Une nouvelle solution ?

Il nous semble que le choix de la solution est fortement orienté par les données du problème. Premièrement, la demande de l'utilisateur consiste à placer deux degrés de liberté entre une maquette immergée et un robot cartésien situé 1 m au-dessus, hors de l'eau. Pour réaliser cela, nous ne voyons pas d'autre solution que des liaisons physiques immergées et pourvues d'articulations. Deuxièmement, le souhait de découpler les mouvements de rotation de ceux de translation pousse vers une solution avec un *remote center of motion* qui coïncide avec le centre de gravité, comme le *circular tracking arc* et le parallélogramme. En conséquence, nous pensons qu'il sera difficile de trouver une solution fondamentalement différente de celle proposée, et que l'on peut au mieux essayer de l'aménager.

Les déplacements de l'extrémité de la tige sont causés à 90% environ par la force de trainée qui s'applique sur les parties immergés (Figure 9.1). Des montants cylindriques ($C_D = 1,2$ avec $R_e = 1\text{E}^5$ [36]) pourraient réduire les efforts de trainée. Mais comme le coefficient de trainée des profilés carrés utilisés varie entre 1,55 et 2,05 suivant leur orientation dans l'écoulement [47], le gain dépendra des composantes suivant x_0 et y_0 des montants. Cela nous ramène donc à la discussion sur les vitesses à prendre à compte (section 6.3). Le gain ne sera significatif qu'avec des carénages en profil d'aile placé autour des montants et qui peuvent s'aligner avec l'écoulement ($C_D = 0,12$ avec $R_e = 1\text{E}^5$ [36]). Les carénages devraient être étanches sinon le poids de l'eau qu'ils contiendraient s'ajouterait à celui que doit déplacer le robot et ralentirait aussi les mouvements d'alignement des carénages. Si on veut que les carénages participent à tout instant à la raideur des montants (à priori intéressant car les carénages ont une inertie forte dans la direction des efforts de trainée), il ne faut pas de jeu dans les articulations entre les montants et les carénages.

Une autre amélioration possible serait de réduire les dimensions et la masse du bloc roll et de la tige (Figure 7.12). Par exemple, avec un bloc en aluminium (3 kg) plutôt qu'en acier (1 kg), le manipulateur ne pèserait plus que 8 kg (gain de 20%). Mais cela ne contribuera pas à réduire les déplacements de la tige.

9.3 Questions sur les données du projet

Les deux données du projet qui causent le plus de difficultés sont le fait que le manipulateur soit immergé dans la cuve et la spécification FR4-6.6 suivant laquelle l'écart entre la posture réelle et la posture théorique de la maquette ne doit pas excéder 0,5 mm et 0,5°.

9.3.1 Réalisation des essais dans une cuve

Au terme de notre travail, nous nous demandons comment et pourquoi la décision de réaliser les essais dans la cuve a été prise. Un avantage est que la vitesse nécessaire pour atteindre un nombre de Reynolds donné est quinze fois plus faible dans l'eau que dans l'air ($R_e = LU/\nu$ avec $\nu_{air} = 15$ E^{-6} m^2/s et $\nu_{eau} = 1$ E^{-6} m^2/s). Mais à cause du rapport des masses volumiques, la force de trainée est multipliée par 3,7 ($F_d \propto \cdot\rho U^2$ avec $\rho_{air} = 1,2$ kg/m^3 et $\rho_{eau} = 1000$ kg/m^3). De plus, devoir maintenir l'extrémité du robot cartésien hors de l'eau impose des montants longs de 900 mm environ, alors que la hauteur du *workspace* est de 600 mm. La flèche des montants en est multipliée par 3,4 ($f \propto F \cdot l^3$), sans compter les moments des forces accrus au niveau des fourches et de la base du manipulateur. Nous avons vu, au point précédent, que l'on pourrait réduire les efforts de trainée au moyen d'un carénage, mais au prix d'une complexité technique accrue.

Un autre problème dû à la cuve est la limite d'encombrement. Les études graphiques montrent qu'on ne sait garder aucune distance de sécurité entre les parois de la cuve et le manipulateur. De plus, les parois de la cuve, le rail de guidage et les raidisseurs au-dessus des bords empêchent de monter le moteur de *pitch* au niveau de la base de U. Il devra donc être monté sur une articulation du parallélogramme (masse supplémentaire en mouvement), ou bien près de l'axe z du robot (pas de transmission directe, donc jeux possibles).

Le seul avantage à utiliser la cuve auquel nous songeons, c'est de pouvoir réaliser les essais en interne avec une installation existante et qui, peut-être, prend moins de place qu'une soufflerie.

Avec le recul, nous aurions dû interroger les enseigants sur les raisons de vouloir utiliser la cuve. Nous l'avons pris comme une exigence ferme car les termes "immergé" et "dans une cuve d'eau" apparaissent explicitement dans la description du travail et dans celle du manipulateur. Peut-être aurait-il fallu revenir au besoin de base, à savoir réaliser des essais de vol libre, et ne considérer l'utilisation de la cuve que comme une solution possible. Un concepteur plus expérimenté et plus critique aurait peut-être abandonné plus rapidement cette piste et produit une solution adaptée à une soufflerie.

9.3.2 Limiter l'écart entre la posture réelle et la posture théorique

En supprimant les forces de trainée du modèle SolidWorks, le déplacement de la tige dû aux seules déformation du manipulateur est encore de 0,24 mm (Figure 9.1). Par conséquent, nous pensons qu'il sera difficile de limiter l'écart entre la posture réelle de la maquette et sa posture théorique à 0,5 mm et 0,5°(FR4-6.6) dans

l'eau et pour l'ensemble de l'installation. Une solution serait d'utiliser un manipulateur léger, d'accepter les déformations et d'estimer ou de mesurer la posture réelle de la maquette.

Estimer la posture de la maquette

Il s'agit d'une solution évoquée lors des revues. Durant l'expérience, la position des articulations, leurs vitesses et leurs accélérations sont enregistrées. Après l'expérience, ces informations sont utilisées pour estimer les efforts qui agissaient sur le manipulateur, sa déformée et la posture de la maquette qui en résulte.

Si la posture réelle doit être connue à 0,5 mm près, et si la vitesse moyenne du manipulateur est de 1 m/s, alors la fréquence d'échantillonage doit être d'au moins 2 kHz. La durée d'un essai étant de 12 s, il faut calculer 24.000 postures. Il faudrait un programme d'éléments finis automatisé qui prenne en entrée les données de l'expérience et qui calcule automatiquement les forces, la déformée du manipulateur puis la posture de la maquette. Pour donner un ordre de grandeur, dans SolidWorks, le calcul de la déformée du manipulateur complet avec un maillage *solid* prend environ 5 minutes. Calculer les 24.000 déformées d'un essai prendrait 2.000 heures. Pour réduire le temps de calcul, les pièces élancées (montants et tige) pourraient être modélisées par des *beams* (lignes sans dimensions physiques, découpées en segments, avec les propriété physiques des pièces modélisées). Une variante serait de calculer les déformées à l'avance pour différentes combinaisons de vitesses et d'accélérations et de stocker les résultats dans une table. Le programme identifierait, pour chaque point de mesure, le cas le proche dans la table et lirait la déformation correspondante. Mais c'est rajouter des erreurs de discrétisation aux erreurs de modélisation et de calculs.

A propos des erreurs de modélisation et de calculs, Michaël Bruyneel, du bureau d'étude GDTech, nous a expliqué qu'il était difficile de prédire à l'avance la précision d'une simulation. On peut seulement réaliser des essais de convergence et observer la taille du maillage en dessous de laquelle la solution ne varie plus.

Mesurer la posture de la maquette

La posture relative de la maquette par rapport au *leader* pourrait être estimée avec des caméras. Qualisys propose des caméra immergées pour réaliser des captures de mouvements de nageurs ou de patients en réhabilitation [59]. Sur son site internet, la société Nokov mentionne, comme référence, l'utilisation par des chercheurs de leurs caméras pour suivre les mouvements d'une maquette de dauphin [55]. Mais le dauphin nage à la surface, et les marqueurs et la caméra sont hors de l'eau. Vu les proportions de la cuve ($12 \times 1 \times 1,2$ m), il faudrait vérifier si des caméras immergées auront des angles de vue corrects pour suivre les marqueurs sur les maquettes. Placer les caméras hors de la cuve augmenterait leur champ de vision, mais il faut vérifier les effets de la diffraction du plexiglass sur les côté de la cuve et de l'eau sur la précision de la mesure.

9.3.3 Tolérancement des pièces

Le tolérancement des pièces aurait dû se faire lors de la réalisation des plans détaillés des pièces mais nous pouvons déjà lancer des idées. Avec le manipulateur étudié, un jeu de 46 μm au niveau des articulations entre un montant et les fourche provoque un déplacement de la tige de 0,7 mm suivant y_0. Et avec la structure série du manipulateur, les jeux et les tolérances dans la chaine cinématique vont se cumuler.

Pour prévenir les jeux, il faut utiliser des roulements montés avec serrage et précontraints. Pour des questions de coût et de faisabilité, il faudrait se contenter de tolérances de fabrication au centième. En conséquence, la précision souhaitée ne pourra être atteinte que durant le montage, avec des dispositifs de réglage. Une méthodologie possible serait d'identifier à l'aide d'une étude graphique les conditions nécessaires pour que l'extrémité de la tige soit bien un RCM. Par exemple, en 2D, les longueurs des côtés des parallélogrammes importent peu, tant qu'ils sont égaux deux à deux. Puis, identifier les articulations dont on peut ajuster les positions (par exemple avec des vis de réglage) pour respecter les conditions nécessaires. Beaucoup de questions pratiques se posent : mesure de distances sur une structure 3D, ordre des opérations pour qu'un réglage n'affecte pas les résultats d'un réglage procédent (ou prévoir plusieurs passes jusqu'à convergence), etc.

Conclusion

Au cours de ce travail de fin d'étude, nous avons cherché à concevoir un manipulateur immergé à deux degrés de liberté. Malheureusement, la solution à laquelle nous avons abouti ne respecte pas le déplacement maximal de la maquette autorisé. De plus, elle est trop lourde. Mais nous pensons que les objectifs et les données sont très contraignants et qu'il sera difficile de trouver une solution sans les revoir.

Ce sont les efforts de trainée qui contribuent le plus aux déformations. Ne plus utiliser le manipulateur dans la cuve réduirait ces efforts et relâcherait des contraintes sur l'encombrement. Si l'utilisation dans la cuve est non négociable, on pourrait au moins réduire les efforts en plaçant des carénages profilés autour des montants et qui s'alignent avec l'écoulement. Une seconde piste est d'accepter des déformations plus importantes du manipulateur, mais de les estimer ou de mesurer la position réelle de la maquette à l'aide de caméras pour corriger les résultats de l'expérience. Cependant, nous avons identifié des obstacles à cette seconde piste : le coût en calcul et la difficulté d'obtenir des angles de vue suffisants sur la maquette.

Durant le projet, nous nous sommes demandé pourquoi nous avions tant de difficultés à recontrer la demande du client avec un simple manipulateur alors que des robots se promènent sur Mars ou au fond des mers. Dans les livres, les auteurs avertissent que la conception est un processus créatif, et non un enchainement de décisions où chaque choix serait la conséquence logique et unique des choix précédents et des données du problème. Mais alors, comment un concepteur peut-il savoir s'il a correctement et suffisament cherché ?

Les méthodes de conception dites rationnelles devraient permettre de répondre à cette question avec un certain de degré de certitude. En effet, elles offrent une certaine garantie que le concepteur a envisagé plusieurs solutions et qu'il a choisi celle qui est probablement la meilleure. Si l'étude de cette solution, menée de manière méthodique, ne fournit pas de solution satisfaisante, il nous semble que le concepteur peut mettre son travail en pause le temps de s'interroger sur les causes de l'échec et de discuter de la demande avec le client.

Mais cela soulève une seconde question : jusqu'où le concepteur doit-il pousser son travail avant de discuter la demande et les données du client ? Du point de vue de la gestion du projet, cela demande de suspendre le travail en cours, ou au moins de le ralentir, en attendant que de nouvelles orientations soient définies. Du point de vue relationnel, le client pourrait aussi être incommodé et finir par s'interroger sur la capacité du concepteur à répondre à sa demande. La question de jusqu'où aller dépendra, à notre avis, du client et de l'importance des éléments remis en cause.

S'il s'agit d'un élément accessoire, expliquer rapidement qu'il occasionne des difficultés, un surcoût ou un délai pourrait suffire au client pour y renoncer. Mais notre projet s'inscrit dans un travail de recherche. Le Professeur Ronsse nous a dit, en début d'année, que les professeurs aiment discuter des solutions et s'assurer de choisir la meilleure, et que leurs travaux s'inscrivent dans un temps long. Dans ces conditions, une demande de discussion devrait être motivée par une réflexion sérieuse et appuyée par une argumentation claire et précise.

A défaut d'avoir trouvé une solution, nous espérons que notre travail de fin d'étude répond à cette exigence et qu'il aura ainsi contribué à faire évoluer le projet. Nous souhaitons bonne chance et beaucoup de succès à Emile ainsi qu'à l'étudiant(e) qui, éventuellement, l'aidera à terminer la conception du manipulateur.

Annexe A

Simulations avec Solidworks Flow Simulation

Pour vérifier si SWFS pourrait convenir pour calculer les efforts sur notre manipulateur, nous avons simulé un tube carré dans un écoulement et calculé le coefficient de trainée C_d dans deux situations pour lesquelles nous avons trouvés des valeurs dans des articles scientifiques : lorsque le rayon des coins varie, puis lorsque l'angle d'attaque varie. Avant de réaliser ces simulations, nous avons effectué des essais avec le maillage.

Pour toutes les simulations, nous avons utilisés les paramètres suivants :

- Barreau carré $60 \times 60 \times 1.000$, axe suivant z.
- Ecoulement laminaire.
- Condition limite : vitesse suivant x de 1,67 m/s imposée sur la section d'entrée du domaine. Cette valeur a été choisie pour obtenir un nombre de Reynolds de 1E5, comme dans l'article qui étudie l'influence du rayon des coins. (Le second article ne précise pas le nombre de Reynolds.)

A.1 Essai avec le maillage

Nous avons simulé un barreau carré avec coin droit dans deux domaines de taille différente. Les dimensions de l'un proviennent de [82] (nous l'appellerons "petit" dans la suite), celle du second (le "grand") proviennent de [81]. Pour chaque domaine, nous avons essayé différentes résolutions du maillage principal, avec ou sans maillage plus fin autour du barreau. Nous souhaitions observer, pour un cas simple, une convergence de la valeur de C_d et avoir ainsi une certaine certitude que les valeurs que nous obtiendrons lors des deux étapes suivantes ne sont pas entachées d'imprécisions dues au maillage. L

[82] a étudié l'influence de la taille du domaine sur les résultats de simulations de profils d'aile. Lorsque la taille ramenée à la corde du profil suivant x et y augmente, les résultats convergent vers les résultats expérimentaux. Nous avons repris les dimensions dont l'auteur jugeait qu'elles donnaient satisfaction, en remplaçant la corde par la largeur de notre profile (60 mm). Quand à la dimension suivant z, l'auteur ayant jugé qu'elle avait peu d'influence, nous avons gardé les valeurs proposées par SWFS. Les valeurs que nous avons utilisée sont les suivantes :

	$x-$	$x+$	$y-$ et $y+$	$z-$ et $z+$
Coordonnées	$5 \times D = 300$	$3 \times D = 180$	$3 \times D = 180$	100

TABLE A.1 – Dimensions du petit domaine de simulation choisies sur base de [82].

Nous n'avons pas observé de convergence de la valeur de C_d en raffinant le maillage. Au contraire, pour des résolutions du maillage supérieures à 3 et des facteur de résolution supérieur à 1, nous avons observé que le *solver* s'arrête parfois alors que les graphiques montrent que les solutions n'ont pas convergé (Figure A.1).

De plus, suivant la finesse du maillage, on voit sur le graphique que le *solver* ne s'arrête pas toujours après le même nombre d'itération, de sorte que nous pensons que ce n'est pas un nombre maximum d'itérations qui arrête la simulation.

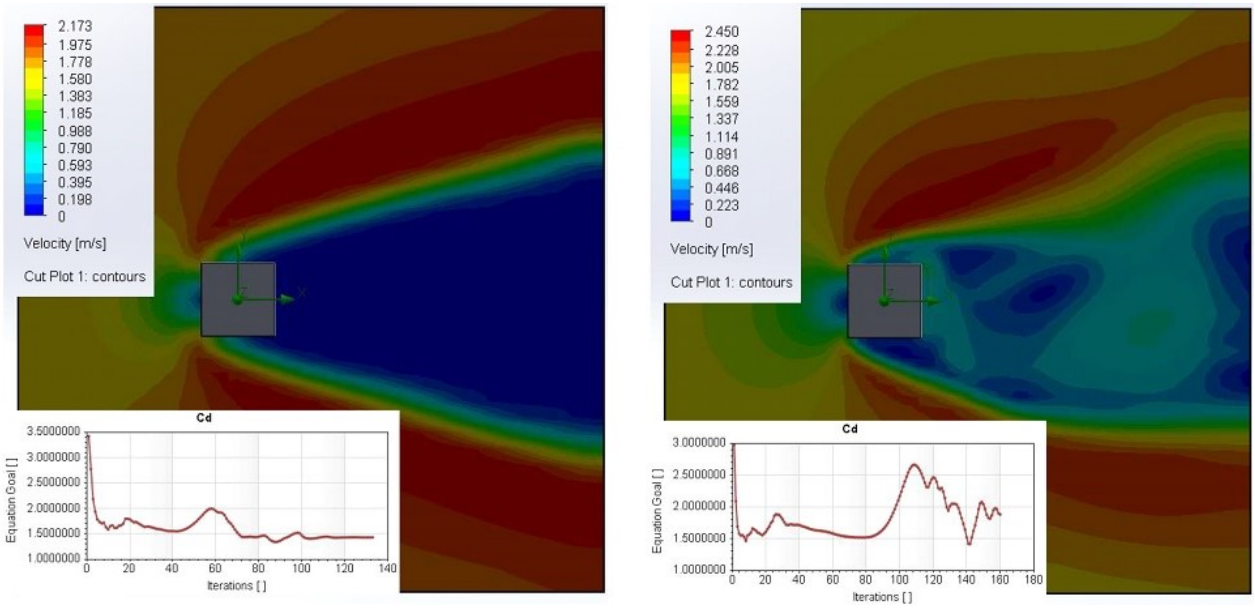


FIGURE A.1 – *Simulation réalisés avec le petit domaine (dimensions suivant la Table A.1). Le domaine a été découpé avec un maillage principal uniquement. A gauche : résolution de 3 et facteur de résolution de 1. La valeur-objectif C_d converge vers 1,43. A droite : résolution de 4 et facteur de résolution de 2. Le solver s'arrête avant que C_d ne converge et indique $C_d = 1,88$.*

Nous avons ensuite réalisé des simulations avec la taille de domaine utilisé par [81] pour simuler un profil carré :

	$x+$	$x-$	$y-$ et $y+$	$z-$ et $z+$
Coordonnées	$10 \times D = 1200$	$20 \times D = 2400$	$12 \times D = 72$	$2 \times D = 0,12$

TABLE A.2 – Dimensions du grand domaine de simulation choisies sur base de [81].

Avec cette taille de domaine, les éléments du maillage principal, même avec la résolution maximale, sont aussi large que le profilé carré. Nous avons donc rajouté un maillage plus fin autour du profilé, ainsi que de part et d'autre du profilé dans les directions x et y (Figure A.2, gauche). L'allure du profil de vitesse ressemble à celui montré par les auteurs dans leur article (Figure A.2, droite), le *solver* converge, mais vers une valeur de $C_d = 0,91$ différentes de celles des auteurs ($C_d = 2,35$). En raffinant le maillage secondaire ou en l'étandant, nous avons à nouveau observé les comportements du *solver* décrits plus haut.

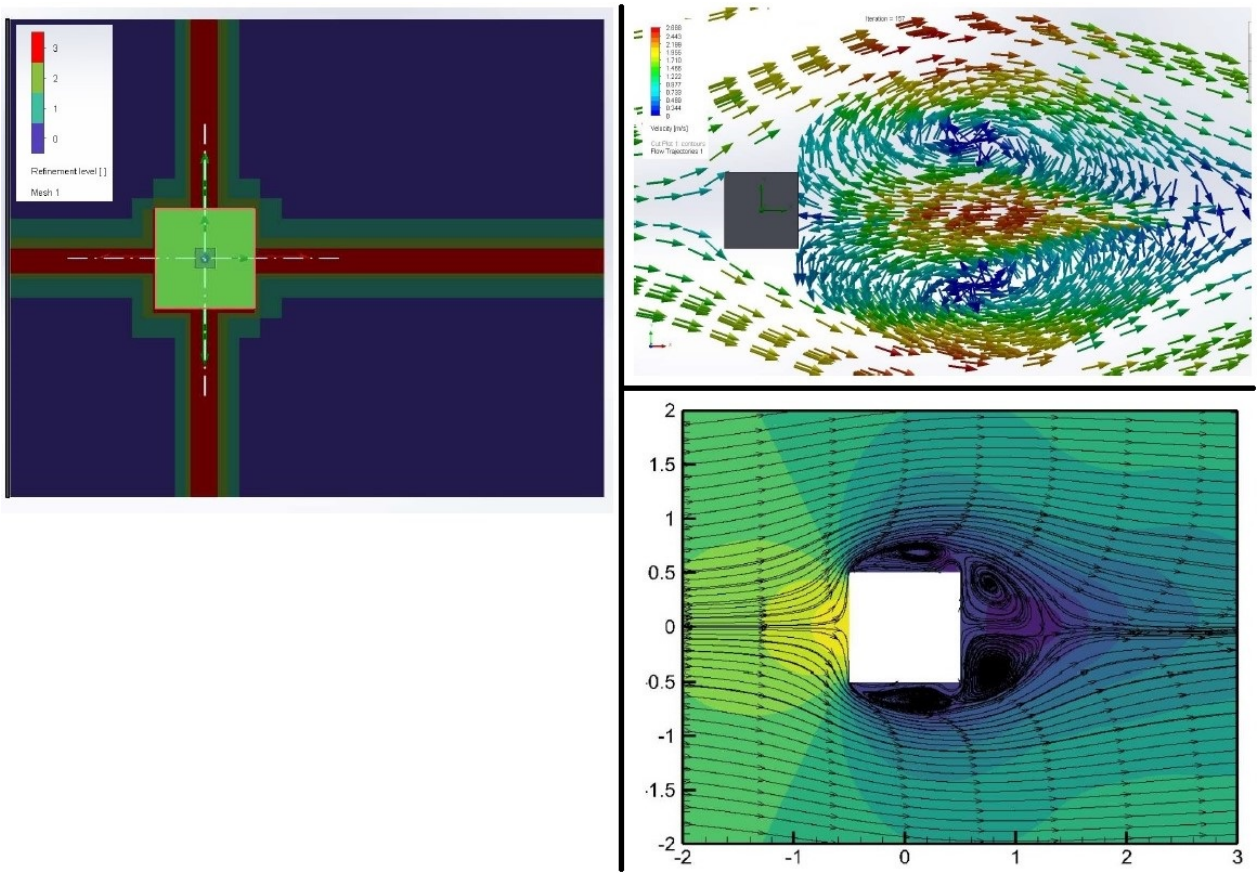


FIGURE A.2 – *Simulation réalisés avec le grand domaine (dimensions suivant la Table A.2). A gauche : le domaine a été découpé avec un maillage principal uniquement et des maillages secondaires. Le profilé est le carré sombre au centre de la zone vert claire. Maillage principal (bleu) : résolution 7 et facteur de résolution 1. Maillages secondaires (rouge) : résolution 3 et facteur de résolution 1. (La zone vert claire est bien un maillage secondaire qui devrait apparaitre en rouge. Il apparait en vert car nous l'avons malencontreusement sélectionné en prenant la capture d'écran.) En haut à droite : champ de vitesses obtenus avec SWFS. En bas à droite : lignes de courant obtenues par [81]. (Les zones de couleur représentent le champ de coefficient de pression.)*

Malgré ces résultats, nous avons réalisés les simulations prévues avec le domaine plus grand, car c'est celui que les auteurs ont utilisé pour simuler un profilé carré. Nous avons conservé les maillages secondaires autour autour du profilé et suivant les axes x et y

A.2 Variation du coefficient de trainée en fonction du rayon des coins

Nous utilisons les résultats obtenus par de [81] comme valeurs de références. Les auteurs ont étudié l'écoulement et calculé le coefficient de trainée C_d pour $r/D = 0,00 \ldots 0,20$ (r : rayon des coins, D : largeur du profilé). Nous avons réalisé des simulations pour les mêmes valeurs de r/D et superposé nos résultats avec ceux des auteurs (Figure A.3).

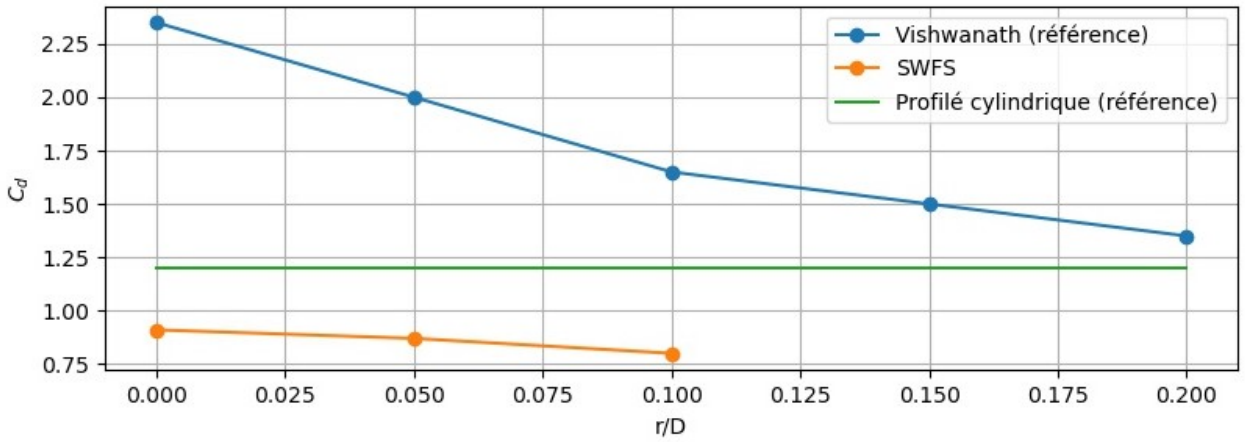


FIGURE A.3 – *Influence du rayon des coins du profilé carré sur le coefficient de trainée C_d. Comparaison des résultats obtenus par [81]) avec ceux que nous avons obtenus avec SWFS. Egalement pour comparaison, $C_d = 1,2$ pour un profilé cylindrique.*

Pour $r/D = 0,00 \ldots 0,01$, le *solver* la trajectoire du fluide a la même allure que celle obtenue par les auteurs (Figure A.2). Le *solver* converge, mais vers des valeurs inférieures à celles trouvées par les auteurs et au C_d d'un profilé cylindrique. Pour $r/D = 0,15$ et $0,02$, le solver indique avoir convergé, mais le graphique de l'évolution des valeurs au fil des itérations ne montrent pas de convergence et que la solution oscille. Nous avons essayé de remédier à cela en ajustant le domaine et la finesse des maillages locaux plus fins. En augmentant la finesse et la taille, le phénomène décrit à la ligne précédente empire. En réduisant la finesse et la taille, le phénomène diminue. Mais nous avons dû aller jusqu'à supprimer tous les maillages secondaires pour voir les valeurs-objectifs converger sur les graphiques. Travailler avec le maillage général grossier (largeur des éléments du même ordre de grandeur que la la largeur du profilé) ne nous semble pas avoir de sens.

A.3 Variation du coefficient de trainée en fonction de l'angle d'attaque

[47] expliquent comment écrire les équations de la dynamiques pour un manipulateur immergé et proposent une formule pour calculer le coefficient de trainée d'une section carrée en fonction de son l'angle d'attaque :

$$C_d = 2,05 - 0,5 \cdot \cos^2(2\phi_d).$$

La définition de ϕ_d est contradictoire. Les auteurs disent que $\phi_d = 0$ lorsque la face du carré est perpendiculaire à l'écoulement. Mais ils disent aussi que "C_d varie entre 1,05 lorsqu'un angle fait face à l'écoulement, et 2,05 lorsque qu'un côté fait face à l'écoulement". Intuitivement, nous pensons que la première définition est correcte, à savoir que le coefficient de trainée diminue lorsque le carré présente son coin à l'écoulement. Les auteurs ne précisent pas le nombre de Reynolds pour lequel ils ont obtenu les valeurs de C_d. Il font référence à la thèse de doctorat de l'un deux, mais nous ne l'avons pas trouvée en ligne. Nous avons donc conservé une vitesse de 1,67 m/s, ce qui correspond à $Re = 1E5$.

Nous avons reporté dans un graphique les résultats de nos simulations et les valeurs calculées avec la formule de référence suivant les deux définitions possibles de ϕ_d (Figure A.4). Nous avons également indiqué les valeurs trouvées sur Wikipedia pour un carré face à l'écoulement et un carré à 45 °. Les deux pics que nous obtenons pour les angles de 30 °et 60 °ne nous semblent pas réalistes. Pour ces deux orientations, le solver indiquait avoir convergé mais le graphique de l'évolution des valeurs au fil des itérations montrait qu'elles oscillaient de manière périodique. Malgré cela, on peut observer que les résultats obtenus sont, encore une fois, inférieurs à ceux donnés par les auteurs.

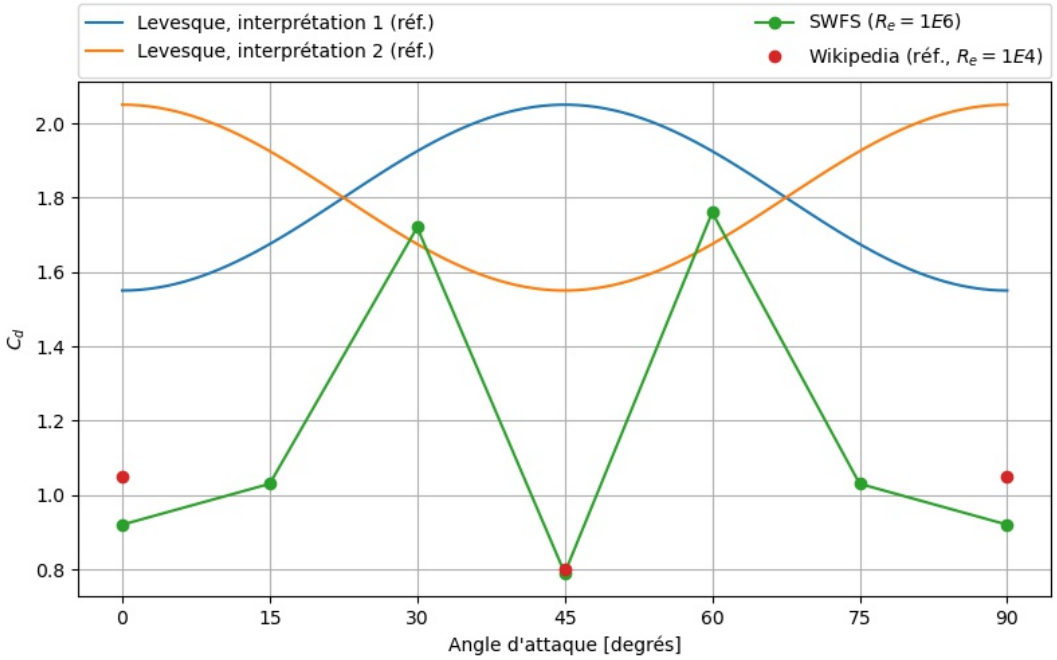


FIGURE A.4 – *Influence de l'angle d'attaque sur le coefficient de trainée C_d. Comparaison des valeurs prédites par la formule de [47]) avec ceux que nous avons obtenus avec SWFS. Egalement pour comparaison, les valeurs trouvées sur Wikipedia.*

A.4 Conclusion

Les résultats que nous avons obtenus ne nous permettent pas de déterminer si SWFS nous permettrait de calculer les efforts hydrodyanmiques agissant sur notre manipulateur. Nous avons observé des comportements étranges du solver et obtenus des résultats différents de ceux publiés par des auteurs. Cependant, nous remettons en cause notre manque de connaissance et le peu de temps (quelques jours) que nous avons pu consacrer au logiciel (Wallace a consacré tout un mémoire à ce sujet). Si la seule motivation pour utiliser SWFS est de réutiliser le modèle 3D du manipulateur, cela peut se faire en l'exportant dans Ansys.

Puisqu'il faut trancher, nous nous rabattons sur la littérature (3.5). Le travail [82] nous semble bien documenté et sa conclusion mesurée. Suivant celle-ci, SWFS pourrait servir pour comparer de différentes version du manipulateur (ex. influence sur l'écoulement du nombre de bras du manipulateur), mais pas pour calculer les efforts qui s'appliquent dessus.

En ce qui concerne les valeurs des coefficient de trainée des profilés carrés, nous rejetons celles que nous avons obtenues en raison des doutes que nous avons émis sur leur qualité. Nous retenons les valeurs données par [81] et [47], ce qui va dans le sens de la sécurité car elles sont plus élevées que celles que nous avons obtenues. Dans notre application, les profilés carrés auront des coins arrondis et pourront faire des angles avec l'écoulement. Nous ne savons pas comment combiner ces deux effets en une seule formule. Nous proposons donc de calculer la valeur de C_d pour chacun des effets séparés et de retenir la valeur la plus faible. Notre hypothèse, derrière cette décision, est que si deux actions favorables sont à l'oeuvre (des arrondis et un angle), leur combinaison ne conduira pas à une diminution de leur effet positif respectif.

Annexe B

Graphe morphologique

Cross propose de rechercher des solutions techniques fonction par fonction et de les regrouper dans un tableau appelé graphe morphologique [24]. Dans la colonne de gauche du graphe sont listées les fonctions à réaliser. A chaque ligne, en regard du nom de la fonction, on indique des solutions possibles. Les solutions globales sont obtenues en combinant les composants des différentes lignes. Afin que le graphe soit plus parlant, les solutions peuvent être représentées par des croquis.

Le graphique fonctionnel de notre manipulateur fait apparaitre une vingtaine de fonctions (Figure 2.3). Même si certaines sont semblables (ex. FT1.4. Monter le capteur de force et FT5.4. Démonter le capteur de force), c'est beaucoup trop pour pouvoir exploiter un graphe morphologique. Heureusement, après avoir réalisé des croquis pour les différentes fonctions, nous avons observé que fonctions centrales sont : l'actionnement (FT3.1), la réalisation de la cinématique (FT3.2), la transmission du mouvement des actionneurs vers les articulations (FT3.3) et le guidage des pièces (FT3.4). Ces fonctions conditionnent la forme du manipulateur et les performances associées aux objectifs : précision, rigidité, hydrodynamisme, etc. Les solutions pour les autres fonctions pourront être mises en place quelle que soit la structure du manipulateur. Nous avons donc limité le graphique morpholique aux fonctions centrales (Figure B.1).

Pour limiter le nombre de combinaisons, nous avons procédé à un premier tri parmi les solutions. Pour la cinématique (FT3.2), nous avons écarté l'*agile eye* et le mécanisme à cames. Pour limiter les déplacement du centre de masse de la maquette lorsque celle-ci tourne, ces mécanismes devront être placés le plus près possible de la maquette. Or, il nous semble impossible de les faire suffisament compact pour ne pas perturber l'écoulement. (Pour donner un ordre de grandeur, le capteur de force situé juste derrière la maquette a un diamètre de 25 mm. Idéalement, les pièces qui suivent le capteur devraient être plus petites pour ne pas perturber d'avantage l'écoulement.)

Nous avons également éliminé le bras série car les rotations provoquent des déplacements du centre de masse de la maquette qui sont trop importants. Avec un bras de 400 mm (estimation : 200 pour le bloc moteur et 200 pour la tige) et une vitesse angulaire de 40°/s, le robot devrait développer des vitesses supplémentaires de 0,28 m/s pour prévenir les déplacements du centre de gravité. Avec Emile Moreau, nous estimé que c'était de trop (pour comparaison, la vitesse maximale prévue suivant z_0 est de 1 m/s).

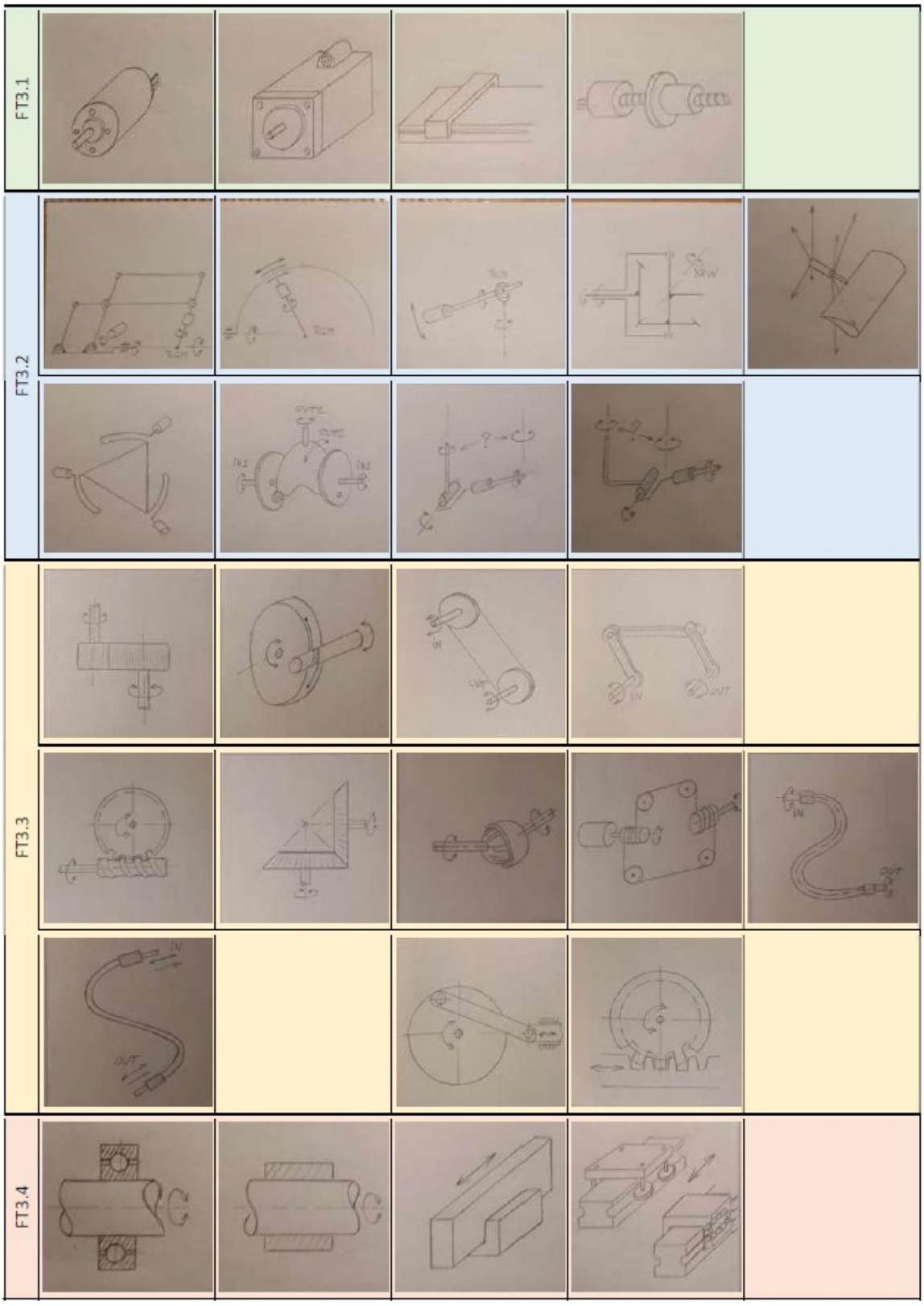


FIGURE B.1 – *Graphe morphologiques pour les fonctions principales. FT3.1 : convertir l'énergie en mouvement. FT3.2 : réaliser la cinématique. Les petits cylindresreprésentent des articulations et ne préjugent pas de la position des actionneurs, qui peuvent être distants ou installés au niveau de l'articulation-même. FT3.3 : transmettre les mouvements aux articulations. FT3.4 : guider les pièces.*

Annexe C

Evaluation des solutions : justification détaillée des notes

Cette annexe contient la version détaillées de la justification des notes attribuées aux solution lors de leur évaluation (Section 4.4.3).

Critères A1 : masse réduite

Les manipulateurs sont constitués de trois parties : une partie immergée, une partie accrochée au robot et les montants qui les relient. Pour attribuer les scores, nous n'avons considéré que les parties accrochées au robot et les parties immergées car les montants sont semblables d'une solution à l'autre.

La partie accrochée de l'*isocenter* se réduit à une plaque d'attache. Nous lui avons donc attribué une note de 4 (excellent). A l'opposé, le *circular tracking arc* a un berceau avec des rails et des chariots, et le manipulateur à câbles a quatre moteurs surdimensionnés (pour tendre les câbles), des treuils et une plaque d'attache sûrement plus grande pour faire tenir le tout. Nous avons donc estimé que ces solutions était faible (note de 1). Le parallélogramme nous a semblé plus proche de l'*isocenter* que de ces deux derniers manipulateurs et nous lui avons attribué une note de 3 (bon).

Le parallélogramme et le *circular tracking arc* nous semblent mériter un score de 4 pour la partie immergée car celle-ci ne comporte qu'un bloc moteur et un *sting*. Nous avons estimé que la cage du robot à câble ne sera pas beaucoup plus lourde si elle est réalisée avec des profilés creux. Par conséquent, nous lui avons attribué un score de 3 (bon). La partie inférieure de l'*isocenter* sera plus lourde car, en plus de la cage, il y a les deux moteurs et à la vis à billes. Nous lui avons donc attribué une note de 2.

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
$(3+4)/2 = 3,5$	$(1+4)/2 = 2,5$	$(4+2)/2 = 3$	$(1+3)/2 = 2$

Critère B111 : structure rigide

Nous avons attribué une note de 4 (excellente) au manipulateur avec *circular tracking arc* car, les montants étant fixes les uns par rapport aux autres, il sera facile de placer des entretoises. Et s'il faut du jeu au niveau des chariots, les entretoises pourront être placées et ajustées après le montage des chariots sans rendre le montage hyperstatique.

Le parallélogramme nous semble seulement satisfaisant (note de 2) car il sera plus difficile de placer les entretoises entre les bras articulés sans rendre le montage hyperstatique. Et si on laisse des jeux pour ne pas risquer de le bloquer, le mécanisme pourra se déformer avant que les entretoises ne soient sollicitées.

Pour le manipulateur à câbles, nous avons envisagé deux versions : une où la suspension de Cardan est maintenue par des câbles et une où elle est maintenue par des profilés. Dans les deux cas, des entretoises pourront être placées facilement entre les montants, qui sont fixes. Cependant, après discussion avec les enseignants, nous avons réalisé que le point faible était le cadre. En effet, un manipulateur avec câbles n'est rigide que si la tension dans les câbles est élevée, ce qui exige un cadre solide. Notre manipulateur étant mobile et dans l'eau, il faudra limiter la section des profilés. Remplacer les câbles qui soutiennent la suspension de Cardan par des profilés pourrait améliorer un peu la rigidité. Sur base de ces réflexions, nous avons attribué une note de 1 (faible) à la version avec câbles, et une note de 2 (satsifaisant) à la version celle avec profilés a reçu une note de 2 (satisfaisant).

Le raisonnement est le même pour le manipulateur avec *isocenter* : la version où le joint de Cardan est soutenu par des câbles a reçu un score de 1 (faible) et celle où il est maintenu par des profilés un score de 4 (excellent) car il n'y a plus du tout de câbles.

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
2	4	1 (4)	1 (2)

Critère B112 : efforts hydrodynamiques réduits

Les efforts hydrodynamiques sont du aux mouvements du manipulateur. Pour évaluer les solutions plus facilement, nous avons représenté de manière schématique les structures et les mouvements qu'elles effectuent. Ces schémas sont regroupés dans le tableau de la Figure C.1.

Sur base du tableau, nous avons attribué une note de 4 (excellent) au parallélogramme car les dimensions des pièces en mouvement ou leur vitesse de déplacement sont faibles. Le *circular tracking arc* nous a semblé moins bon car les montants décrivent une rotation. Nous lui avons donc donné une note de 3 (bon). L'*isocenter* et le manipulateur à câbles nous ont paru faibles (note de 1) à cause des mouvements de la cage. (La cage bouge même lors des mouvements de rotation, car il faut compenser les déplacement du centre de masse de la maquette dus au fait que la maquette ne tourne pas autour de son centre de masse.)

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
4	3	1	1

Critère B12 : jeux réduits

Nous avons attribué une note de 4 (excellent) au manipulateur avec câbles. Il y aura des jeux entre les paliers, les roulements et les arbres des treuils et des poulies. Mais grâce à la tension dans les câbles, les pièces seront plaquées les unes contre les autres, toujours du même côté, et les jeux ne devraient pas se faire sentir. A l'opposé, le parallélogramme nous semble au mieux satisfaisant (note de 2) à cause des jeux dans les articulations, qui se cumulent et qui sont amplifiés par la longueur des bras.

En comparaison, nous avons estimé que le *circular tracking arc* méritait une note de 3. S'il y a des jeux, ce sera au niveau des chariots uniquement. Ce jeu sera amplifié par la longueur des bras, mais il n'y aura pas de cumul comme dans le cas du parallélogramme. L'*isocenter* nous a semblé être meilleur que le *circular tracking arc*. Il y aura des jeux au niveau des paliers de la vis à billes et au niveau de l'articulation entre l'écrou à billes, mais le bras de levier qui les amplifient est plus court. Pour autant, nous n'avons pas voulu attribuer à ce manipulateur une note de 4, comme au manipulateur à câble. Par conséquent, nous lui avons donné une note de 3,5.

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
2	3	3,5	4

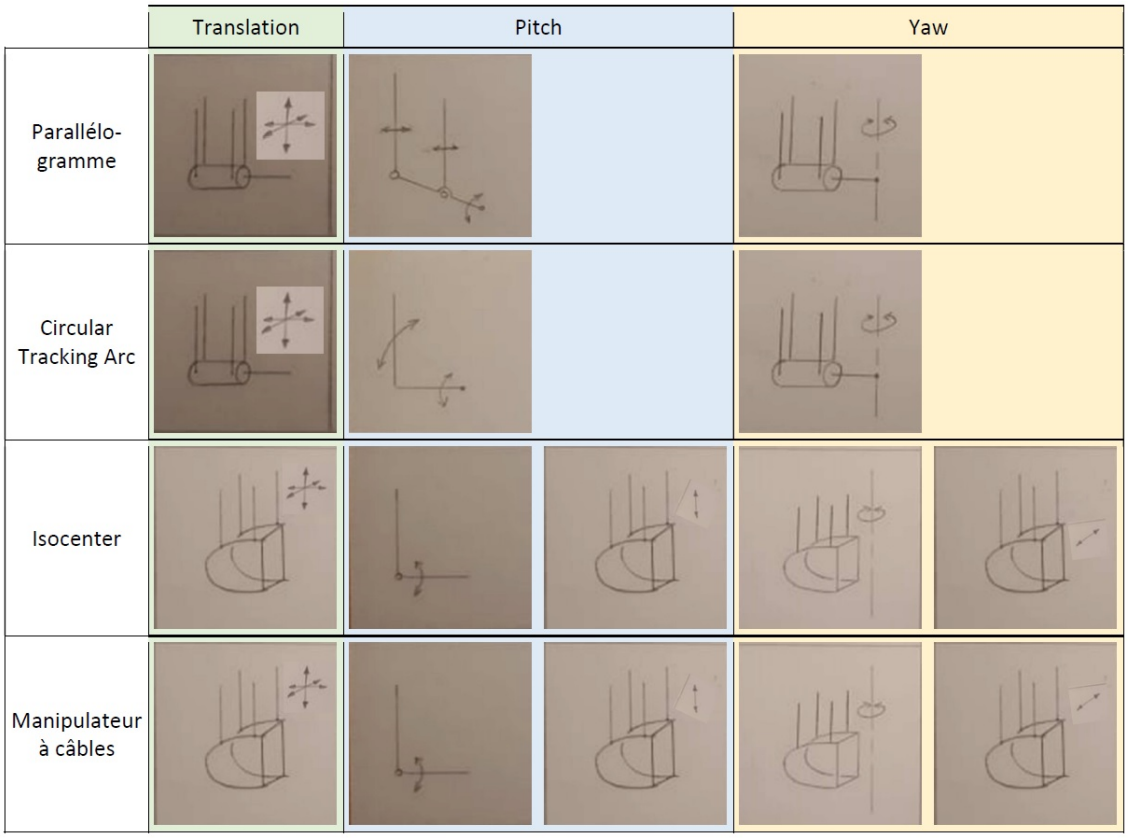


FIGURE C.1 – *Représentation schématique des mouvements réalisés par les manipulateurs lors des translations et des rotations.*

Critères B13 et B22 : masse et inertie réduites

Pour évaluer les solutions, nous avons réalisé un croquis qui met en évidence les masses en mouvements (voir Figure C.2). Comme les montants sont semblables, nous n'avons tenu compte que des parties accrochées au robot et de celles qui sont immergées. Nous avons considéré l'inertie par rapport à l'axe de *pitch* et celle par rapport à l'axe de *yaw*. Nous avons négligé le *roll* car il n'y a que le rotor du moteur et le sting qui tournent autour de leur axe.

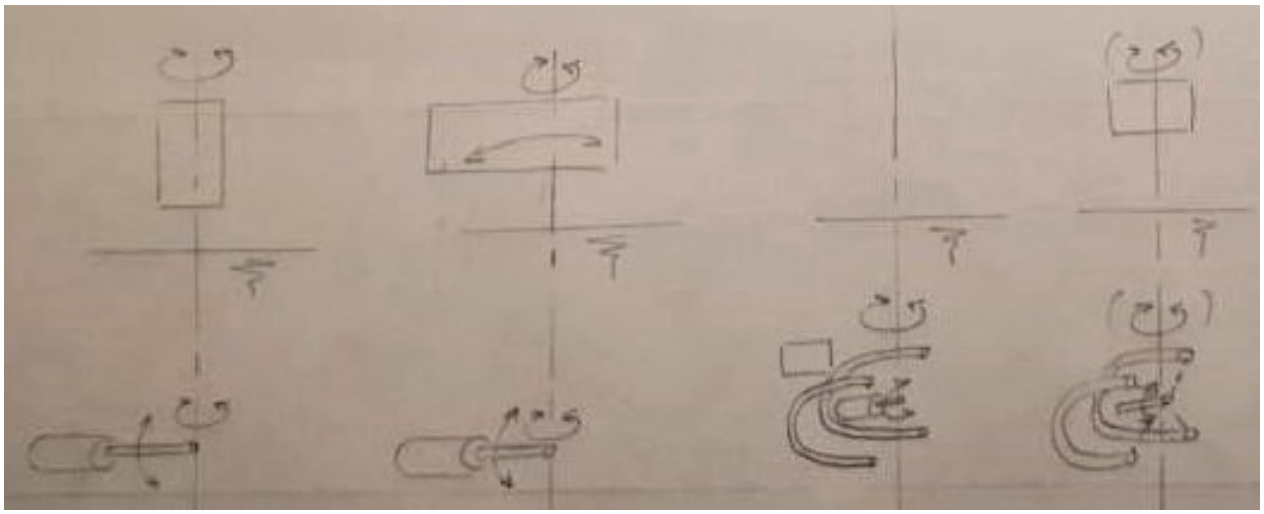


FIGURE C.2 – *Représentation schématique des masses en mouvement. De gauche à droite : parallélogramme, circular tracking arc, isocenter, manipulateur à câble. La taille des blocs situés hors de l'eau illustre leur encombrement et leur masse.*

	Parallélogramme	CTA	*Isocenter*	Câbles
Masse accorchée	3	1	4	1
Masse immergée	4	4	1	2
Inertie yaw accr.	3	1	4	2
Inertie yaw imm.	3	3	1	4
Inertie pitch acc.	4	1	4	4
Inertie pitch imm.	3	3	3	3
Note moyenne	3,3	2,2	2,8	2,7

Nous avons attribué les notes sur base des raisonnements suivants :

- Masses accrochées (ligne 1) : mêmes notes que pour le critère A. Masse réduite.
- Masses immergées (ligne 2) : même notes que pour le critère A. Masse réduite, mais avec un point de moins pour l'*isocenter* et le manipulateur avec cage à cause des effets de masse ajoutée. Nous n'avons pas descendu la note du parallélogramme et du *circular tracking arc* pour avoir un rapport de $2 \cdots 4$ avec les notes des autres manipulateur qui devrait correspondre au rapport des volumes immergés.
- Inertie des parties accrochées, mouvement de *yaw* (ligne 3) : nous avons attribué une note de 4 (excellent) à l'*isocenter* car la partie accrochée au manipulateur ne comporte qu'une plaque d'attache. La solution avec *circular tracking arc* nous a semblé faible (note de 1) à cause du berceau avec les rails et les chariots. Entre les deux, nous avons attribué une note de 3 (bon) au parallélogramme (un moteur, une structure d'accroche conséquente pour les articulations, mais ramassée autour de l'axe de rotation), et une note de 2 au manipulateur avec câbles (quatre moteurs surdimensionnés et des treuils).
- Inertie des parties immergées, mouvement de *yaw* (ligne 4) : nous avons jugé que solution avec câbles était excellente (note de 4) car seul le *sting* derrière la maquette est mis en mouvement. Nous avons attribué une note de 3 (bon) au parallélogramme et au *circular tracking arc* car, en plus du *sting*, il y a le bloc moteur de *roll* qui décrit une rotation. A l'opposé, nous avons considéré que le manipulateur *isocenter* méritait une note de 1 (faible) à cause de la cage.
- Inertie des parties accrochées, mouvement de *pitch* (ligne 5) : toutes les solutions, sauf celle avec le *circular tracking arc*, ont reçu une note de 4 (excellent) car la partie accrochée ne tourne pas lors des mouvements de pitch. Avec le *circular tracking arc*, les bras et les chariots décrivent une rotation autour du RCM, distant de 1 m environ. Pour cette raison-là, nous avons donné un score de 1 (faible) à cette solution.

Critère B14 : efforts hydrodynamiques constants

Nous avons évalué les solutions en fonction des changements de la surface vue par l'écoulement lorsque les manipulateurs effectuent des rotations. Dans le cas de l'*isocenter* et du manipulateur à câbles, les rotations doivent être accompagnées de translations pour compenser les déplacements du centre de masse de la maquette. Bien que ces translations induisent une variation supplémentaire des efforts, nous n'en avons pas tenu compte car ces effets ont déjà été évalués avec le critère C112 - Efforts hydrodynamiques réduits. Comme pour les efforts, nous avons réalisé des croquis pour mieux visualiser les conséquences des mouvements de rotations sur la surface vue par l'écoulement. Voir Figure C.3. Nous avons ensuite considéré un mouvement à la fois avant de faire la moyenne des scores.

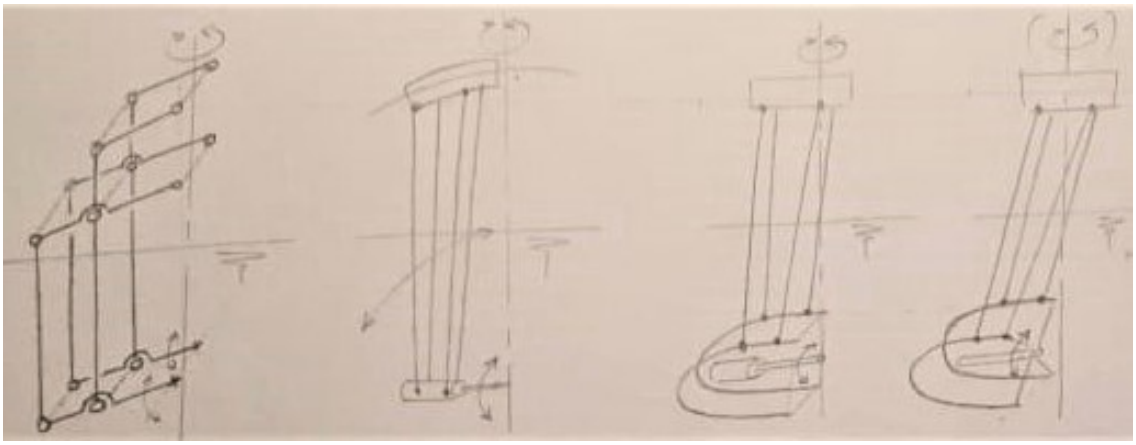


FIGURE C.3 – *Représentation schématique des mouvements des manipulateurs. De gauche à droite : parallélogramme,circular tracking arc, isocenter, manipulateur à câble.*

— Dans les cas d'un mouvement de *roll*, la surface vue par l'écoulement ne varie pas. Toutes les solutions ont donc reçu une note de 4 (excellent).

— Pour le *pitch*, nous avons attribué une note de 3 (bon) au manipulateur à câbles car seul le *sting* s'incline. Dans le cas du parallélogramme et de l'*isocenter*, le *sting* et le bloc moteur du *roll* s'inclinent, de sorte que le changement de surface vu par l'écoulement est un peu plus important. Par conséquent, nous avons donné à ces solutions une note de 2 (satisfaisant). Dans le cas du *circular tracking arc*, il y a en plus l'angle d'attaque des montants qui change, ce qui affecte le coefficient de trainée. Nous avons attribué une note de 1 à cette solution (faible).

— Pour les mouvements de *yaw*, nous avons adopté le même raisonnement que pour le *pitch*. Nous avons attribué une note de 3 au manipulateur à câble (le *sting* pivote) et une note de 2 au *circular tracking arc* (le *sting* et le bloc moteur de *roll* pivotent). Dans le cas du parallélogramme, le *sting* et le bloc moteur de *roll* pivotent également, mais nous avons en plus tenu compte du fait que les montants seraient probablement de section rectangulaire, car plus faciles à mettre en œuvre que des profilés cylindriques pour un mécanisme articulé. Un mouvement de *yaw* affectera donc la surface des montants vue par l'écoulement ainsi que leur coefficient de trainée. Pour ces raisons-là, nous avons donné une note de 1 au parallélogramme. Avec l'*isocenter*, c'est le *sting*, le bloc moteur de *roll* et la cage qui pivotent. La surface qui varie ainsi est environ quatre fois plus grande que pour le *circular tracking arc*. Nous avons donc attribué une note de zero à l'*isocenter*, non parce que la solution est inadéquate, mais pour marquer la différence en termes de points.

L'*isocenter* obtient une moyenne de 2, comme le parallélogramme. Intuitivement, nous lui aurions donné une note globale plus faible qu'au parallélogramme. Nous pensons que les scores fort proches proviennent de l'échelle qui n'est pas suffisamment fine. Néanmoins, nous avons décidé de ne pas modifier l'échelle et de conserver les résultats tels quels car (1) les scores des autres solutions correspondent à notre intuition et (2) ajouter ou retrancher un point a une influence négligeable sur le score total des solutions (moins de un point sur 100) et ne modifie pas le classement.

	Parallélogramme	CTA	*Isocenter*	Câbles
Roll	4	4	4	4
Pitch	1	1	2	3
Yaw	1	2	0	3
Moyenne	2,0	2,3	2,0	3,3

Critère B21 : rendement de transmission le plus élevé possible

Nous avons estimé le rendement des chaines de transmissions et calculé le nombre total de points de rendements perdus par chaque manipulateur (voir Table C.1). Nous n'avons pas tenu compte du rendement des actionneurs car seul les frottements mécaniques gênent le contrôle en force. Pour les calculs, nous avons utilisé les valeurs de rendement indicatives données dans les notes du cours LMECA2810 – *Machine Design* :

Cabestan avec câble en acier	97%	
Paire de roulement à billes	99,5%	
Réducteur	80%	(1)
Joint d'arbre	80%	
Vis à billes	96%	
Engrenage à renvoie d'angle	97%	

(1) Valeur pour un réducteur planétaire à trois étages haut de gamme (fiches techniques du fabricant suisse Gysin).

Le parallélogramme et le *circular tracking arc* se tiennent à un point de rendement près et sont beaucoup plus faibles que les pertes des autres manipulateurs. Nous leur avons donc attribué une note de 4 (excellent). Les pertes du *isocenter* sont presque deux fois plus élevées. Nous lui avons donc donné une note de 2 (satisfaisant). Le manipulateur à câble étant entre ces deux groupes, nous lui avons attribué une note de 3 (bon).

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
4	4	2	3

Manipulateurs	Chaines	Composants	Points de rendement perdus
Parallélogramme	Pitch	1 cabestan 7 paires roulements Rendement : 94%	26
	Roll	1 paire roulements (sting) 1 joint Rendement : 80%	
circular tracking arc	Pitch	1 x cabestan 4 paires roulements (chariots) Rendement : 95%	25
	Roll	Idem parallélogramme	
Isocenter	Pitch	1 réducteur 1 vis à bille 1 paire roulements (vis) 1 paire roulements (articulation) Rendement : 76%	44
	Roll	Idem parallélogramme	
Câbles	Câble	1 cabestan 1 enrouleur 1 paire roulements (cabestan) 1 paire roulements (enrouleur) 3 roulements (poulies) Rendement : 92%	32

TABLE C.1 – Estimation du rendement des chaines de transmission des manipulateurs.

Critère B3 : découplage rotations-déplacements

Nous avons évalué les solutions sur base du nombre de degrés de liberté en translation qu'il faut solliciter pour compenser les déplacements du centre de masse de la maquette lorsque celle-ci tourne.

Avec le parallélogramme et le *circular tracking arc*, en adaptant la longueur du sting, il est possible de faire tourner la maquette autour de son centre de masse. Nous leur avons donc attribué une note de 4 (excellent). L'*isocenter* et le manipulateur avec câbles sont des manipulateurs sphériques dont le centre de rotation se situe au niveau de la suspension de Cardan. Lors des rotations, le centre de gravité est donc susceptible de se déplacer dans les trois directions. Par conséquent, nous attribuons un score de 1 (faible) à ces solutions.

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
4	4	1	1

Critère C : influence du manipulateur sur l'écoulement

Nous avons attribué une note de 4 (excellent) au parallélogramme et au *circular tracking arc* car, à part le *sting*, la zone immédiatement derrière de la maquette est totalement dégagée. Nous avons jugé que l'*isocenter* et le manipulateur à câbles étaient moins performants à cause de la suspension de Cardan et des câbles (ou des profilés) juste derrière la maquette et, dans une moindre à mesure, à cause du cadre qui tend à surplomber les arrières de la maquette. Nous avons donc attribué une note de 3 (bon) à ces deux manipulateurs.

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
4	4	3	3

Critère D1 : modularité

Nous avons attribué une note de 4 (excellent) au *circular tracking arc* car ses différentes parties peuvent être démontées comme des blocs, indépendamment les unes des autres. On peut par exemple décrocher le bloc moteur de *roll* des montants, ou décrocher les montants et le bloc moteur des chariots, etc.

Les blocs moteurs de l'*isocenter* sont distincts, mais reliés. On ne saurait démonter le moteur de *pitch* et la vis à billes sans toucher au bloc moteur de *roll* et au *sting*. Bien que cela ne soit pas compliqué (le bloc de *roll* et le *sting* s'enlèvent comme une seule pièce), ce n'est pas aussi idéal que chez le *circular tracking arc*. Nous avons donc donné une note de 3 (bon) à l'*isocenter*.

Nous avons tenu le même raisonnement pour le manipulateur à câbles : les groupes moteur-treuils sont distinct mais, si on enlève un, les autres câbles risquent de bouger et il sera nécessaire de les replacer correctement sur les treuils. Encore une fois, cela ne semble pas compliqué, mais cela nous semble moins bien que le *circular tracking arc*. Donc, note de 3 pour le manipulateur à câbles également.

Le parallélogramme nous a semblé être plus difficile à démonter par blocs à cause de sa structure articulée et à cause du bloc moteur de *roll* pris entre les deux parallélogrammes. Nous lui avons donné une note de 2 (satisfaisant).

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
2	4	3	3

Critère D2 : simplicité des blocs moteurs

Nous avons attribué une note de 4 (excellent) au parallélogramme, au *circular tracking arc* et à l'*isocenter* car les blocs moteurs sont simples : un moteur, des roulements, un joint. Les blocs moteur-treuil du manipulateur à câbles seront plus complexes : le câble devra passer dans une poulie attachée à un capteur de force pour mesurer la tension dans le câble et, en fonction du nombre de tours que doit effectuer le tambour, il faudra peut-être un dispositif pour guider le câble sur le tambour (voir les illustration dans la revue de littérature). Pour ces raison-là, nous avons jugé que le manipulateur à câble méritait au mieux un 2 (satisfaisant).

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
4	4	4	2

Critère E : faible risque pour les éléments technologiques

Nous avons évalué les solutions sur base du coût estimé (sous forme de points) des composants technologiques immergés. Les composants technologiques que l'on peut déjà identifier à ce stade du dossier sont les moteurs (avec réducteur et coder éventuels), les vis à billes, les roulements et les engrenages. Les moteurs et les vis à billes coûtent quelques centaines d'euros. Un roulement et un engrenage coûtent entre une ou deux dizaines d'euros. Par conséquent, nous avons attribué un coût de 10 aux moteurs et aux axes à vis, et un coût de 1 aux roulements et aux engrenages. La liste des composants et le coût total des solutions sont présentés dans la Table C.2.

	Parallélogramme	CTA	Isocenter	Câbles
Moteur	1	1	2	
Vis à billes			1	
Roulement	$2 \times 2 + 2$	2	$2 + 2 + 1 + 2$	$4 \times 3 + 1$
Coût total	16	10	37	13

TABLE C.2 – Estimation en points du coût des éléments technologiques immergés.

Pour le parallélogramme, le *circular tracking arc* et l'*isocenter*, nous avons compté les roulements immergés, plus deux dans le bloc moteur pour soutenir le *sting*. On peut discuter de s'il faut les compter ou pas ces deux derniers roulements. Comme le moteur de roll, ils seront protégés par un joint. Si le joint est défaillant ou mal monté, le moteur sera détruit instantanément. Les roulements, eux, devraient survivre à un bref contact avec l'eau. Cependant, nous partons du principe que l'utilisateur, par précaution, voudra remplacer des pièces qui ont pris l'eau, surtout si elles ne coûtent qu'une dizaine ou une vingtaine d'euros.

Nous avons attribué une note de 4 au manipulateur avec le coût le moins élevés, de 3 au suivant, etc. Avec cette répartition, les rapports entre les scores sont presque les mêmes que les rapports entre les coûts.

Parallélogramme	*circular tracking arc*	*Isocenter*	Câbles
2	4	1	2

Annexe D

Pré-dimensionnement du poignet à engrenages

Dans la solution du poignet à engrenages, deux points ont immédiatement posé question : la boite qui contient les engrenages et qui se trouve derrière la maquette ne pertubera-t-elle pas trop l'écoulement, et le *backlash* angulaire est-il acceptable ? Pour répondre à ces questions, nous avons dimensionnés les engrenages, estimé la taille de la boîte et calculé le *backlash*. Les calculs ont été effectués en décembre 2021, avec les valeurs calculées dans la note TFE_EffortsMaquette_v1 du 06/12/2021.

D.1 Dimensions de la boite d'engrenage

Les dimensions de la boite sont fixées par les dimensions des roues dentées. Les roues dentées doivent être dimensionnées pour résister aux contraintes de flexions dans les dents ainsi qu'aux contraintes de contact sur leurs flancs. Dans les catalogues d'engrenages que nous avons consultés, les informations disponibles sur la qualité de l'acier et sur les traitements de surface ne nous ont pas permis de déterminer les contraintes admissibles. Nous avons donc travaillé avec deux sources. Nous avons utilisés les catalogues pour avoir une idée des dimensions usuelles des engrenages et, pour les contraintes admissibles, nous avons utilisés la norme ANSI/AGMA 2001-D04.

Les contraintes admissibles données dans la norme ANSI/AGMA 2001-D04 sont les suivantes :

$$\text{Flexion} : 206 \cdots 517 \text{ N/mm}^2$$
$$\text{Contact} : 689 \cdots 1.896 \text{ N/mm}^2$$

Les valeurs basses correspondent à des aciers de *grade* 1 trempé à coeur et les valeurs hautes à des aciers de cémentation de *grade* 3. (Le *grade* définit les contrôles métallurgiques et les contrôles qualité à effectuer. *Grade* 1 est le niveau le plus bas et *grade* 3 est le plus exigeant.) Les valeurs sont valables pour 10^7 cycles et pour une fiabilité de 99%.

Pour le pré-dimensionnement, nous avons visé le milieu des deux intervalles donnés ci-dessus et trouvé que l'engrenage MMSA2-20R / MMSA2-20L du fabricant KHK convenait (D.1). Les engrenages que nous avons trouvé dans d'autres catalogues ont des dimensions comparables (ex. Reliance [63]).

Normal pressure angle	α_n	20 °
Helix angle	β_n	35 °
Largeur des dents	b	9 mm
Pitch diameter	d_p	40 mm
Module	m	2
Nombre de dents	N	20

TABLE D.1 – Dimensions de l'engrenage MMSA2-20R / MMSA2-20L de KHK [40].

Nous avons calculé les contraintes dans le cas le plus simple, celui où l'engrenage ne doit transmettre qu'un couple de *pitch*. Les efforts appliqués par la maquette sur le capteur de force sont les suivants :

$$\text{Force } F_z = -37 \cdots 47 \text{ N}$$
$$\text{Moment } M_y = -1,8 \cdots 0,5 \text{ Nm}$$

La distance entre le point d'application de l'effort est de l'ordre de 60 mm (longueur du capteur : 20 mm, deux plaques d'accroché épaisse de 10 mm chacune, rayon de la roue dentée : 20 mm). En prenant un coefficient de sécurité de 2,5, le moment par rapport à l'axe de la roue dentée vaut

$$\begin{aligned} M &= S.F.\ (F_z \cdot \text{bras de levier} + M_y) \\ &= 2,5 \cdot (47 \cdot 0,060 + 1,8) \\ &= 12 \text{ Nm} \end{aligned}$$

La force de contact entre les dents de l'engrenage est égale à

$$F_t = \frac{M}{d/2} = \frac{12}{0,020} = 600 \text{ Nm}$$

Nous avons calculé les contraintes à l'aide des formules données dans [37]. La contrainte de flexion σ au pied des dents et la contrainte de contact σ_h sont données par

$$\sigma = \frac{F_t \cdot P}{b \cdot J}\ K_v \cdot K_o \cdot K_m = \frac{600 \cdot 0,5}{0 \cdot 0,25} \cdot 1 \cdot 1,75 \cdot 1,25 = 291 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_h = C_p \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_p \cdot I}\ K_v \cdot K_o \cdot K_m} = 234 \sqrt{\frac{536}{9 \cdot 40 \cdot 0,12}\ 1 \cdot 1,75 \cdot 1,25} = 1.289 \text{ N/mm}^2$$

avec

Grandeur	Symbole	Valeur	Unités	Référence
Elastic coefficient	C_p	234	N/mm^2	Table 15.4b, acier-acier
Geometry factor	I	0,12	/	Figure 16.16, valeur moyenne
Geometry factor	J	0,25	/	Figure 16.13, valeur moyenne
Overlaod factor	K_o	1,75	/	Table 15.1, moderate shock
Mounting factor	K_m	1,25	/	Table 16.1
Velocity factor	K_v	1	/	Figure 15.24
Diametral pitch	P	0,5	/	Par définition, $P = 1/m$

TABLE D.2 – Paramètres des équations des contraintes. Source : [37].

Nous avons choisi des roulements correspondant au diamètre des arbres des engrenages MMSA2-20R MMSA2-20L et nous avons dessiné une boîte pour contenir ce matériel (Figure D.1). Clairement, la boite est trop encombrante.

Il est possible de diminuer la taille des engrenages, mais aux prix de deux conséquences négatives. La première est une augmentation rapide des contraintes à cause de deux phénomènes : si le diamètre d_p diminue, (1) la force F_t qui s'applique sur les dents augmente et (2) la largeur des dents b diminue car les différentes dimensions des engrenages respectent certaines proportions (c.f. catalogues et [60]). On pourrait compenser l'augmentation des contraintes en diminuant le nombre de cycles et la fiabilité souhaités. Mais le gain n'est significatif que pour les aciers de *grade 3*. La seconde conséquence, si on réduit le diamètre des engrenages, est une augmentation du *backlash* angulaire (voir point suivant).

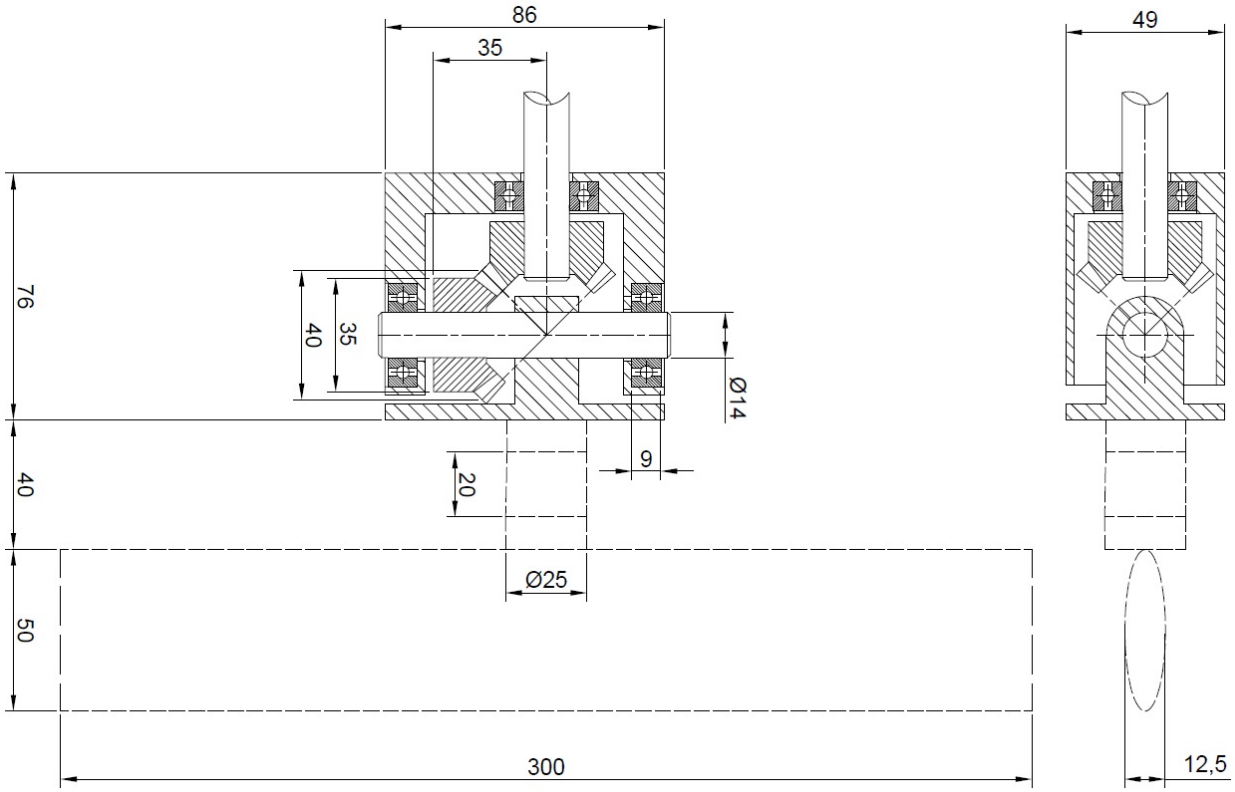


FIGURE D.1 – *Maquette, capteur, entretoises et boite contenant les engrenages et les roulements du poignet à engrenages. Dessin réalisé avec la version étudiante d'Autocad.*

D.2 *Backlash* angulaire

Les roues des engrenages doivent être montées avec un jeu entre les dents. Ce jeu permet d'absorber les tolérances de fabrication et à un fil d'huile de se former entre les dents. Pour l'engrenage MMSA2-20R / MMSA2-20L, KHK recommande un *backlash* normal $j_n = 0,06 \cdots 0,16$ mm. Ce *backlash* normal se traduit par un *backlash* angulaire et un *backlash* sur la circonférence (Figure D.2).

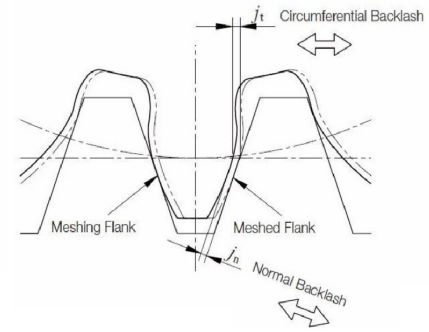


Table 7.1 Equations for allowable single pitch error, Accumulative pitch error and pitch cone runout error (μm)

Grade	Single pitch error	Accumulative pitch error	Runout error of pitch cone
JIS 0	$0.4W+2.65$	$1.6W+10.6$	$2.36\sqrt{d}$
1	$0.63W+5.0$	$2.5W+20.0$	$3.6\sqrt{d}$
2	$1.0W+9.5$	$4.0W+38.0$	$5.3\sqrt{d}$
3	$1.6W+18.0$	$6.4W+72.0$	$8.0\sqrt{d}$
4	$2.5W+33.5$	$10.0W+134.0$	$12.0\sqrt{d}$
5	$4.0W+63.0$	–	$18.0\sqrt{d}$
6	$6.3W+118.0$	–	$27.0\sqrt{d}$
7	–	–	$60.0\sqrt{d}$
8	–	–	$130.0\sqrt{d}$

where W : Tolerance unit
$W = \sqrt[3]{d}+0.65m$ (μm)
d : Reference Diameter (mm)

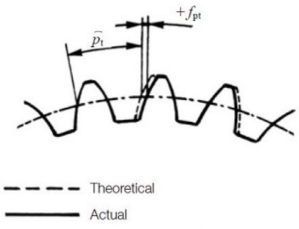


FIGURE D.2 – *A gauche : les différents backlashes. A droite : tolérance sur le pitch f_{pt} suivant la norme JIS B1704 :1978. [41]*

Les relations entre les *backlashes* sont les suivantes [41] :

$$j_t = \frac{j_n}{\cos\alpha_n \cdot \cos\beta_n} \qquad \text{et} \qquad j_\theta = \frac{360° \cdot j_t}{\pi \cdot d_p}$$

avec α_n, β_n et d_p définis dans la Table D.1. Si $j_n = 0,06 \cdots 0,16$ mm, le *backlash* angulaire vaut

$$j_\theta = 0,22° \cdots 0,66°.$$

Cette valeur excède la précision de 0,1°souhaitée (spécification FR4-6.6). Il est possible de réduire le *backlash* angulaire en réduisant, lors du montage, le jeu entre les dents. Mais le risque est alors que la rotation ne soit plus régulière, voire que l'engrenage se bloque. KHK annonce que l'engrenage MMSA2-20R / MMSA2-20L est produit avec une classe de précision 4 suivant la norme JIS B1704 :1978. Cela signifie que l'erreur sur le *pitch* vaut :

$$\begin{aligned} f_{pt} &= 2,5 \cdot W + 33,5 \\ &= 2,5 \left(d_p^{1/3} + 0,65 \cdot m\right) + 33,5 \\ &= 2,5 \left(40^{1/3} + 0,65 \cdot 2\right) + 33,5 \\ &= 45,3 \ \mu m \end{aligned}$$

En supposant que l'on puisse monter les roues en laissant un jeu $j_t = 2 \cdot f_{tp}$ pour ne pas risquer de blocage, le *backlash* angulaire vaut

$$j_\theta = \frac{360° \cdot j_t}{\pi \cdot d_p} = \frac{360° \cdot 0,90}{\pi \cdot 40} = 0,25°.$$

Avec une meilleure classe de précision, il serait possible de réduire le *backlash*. Cependant, il faut encore tenir compte des tolérances de fabrication de la boite. A l'aide d'une construction graphique simplifiée, nous avons estimé que, si les axes sont décalés de 0,1 mm (tolérance fine suivant ISO2768), le *backlash* angulaire serait de 1,5°(Figure D.3).

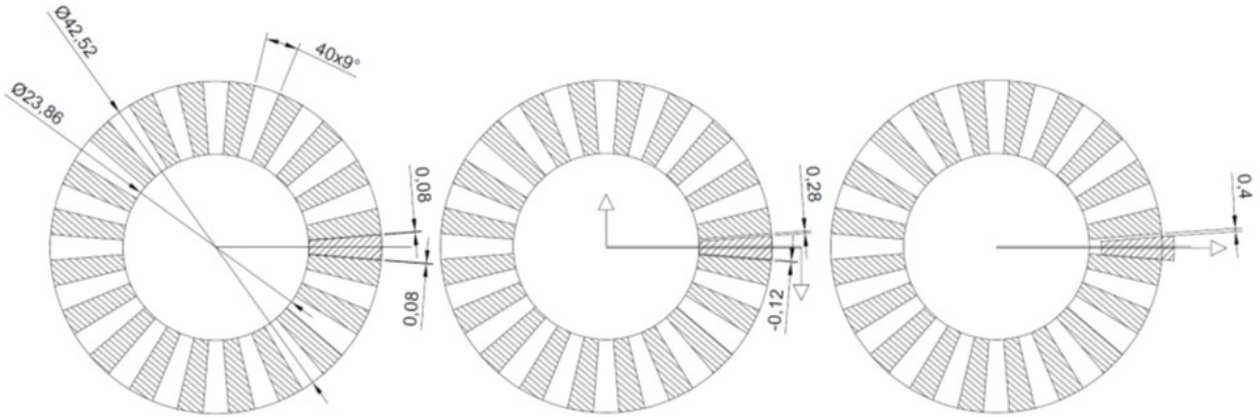


FIGURE D.3 – *Estimation du backlash résultant d'une erreur de position des arbres de 0,1 mm/arbre. Une roue est dans le plan de la page, l'autre est perpendiculaire. A gauche : situation nominale : la dent de la roue perpendiculaire à la feuille est centrée entre deux dents de la roue dans le plan de la feuille. Au centre : erreurs de position de 0,1 mm sur la position des arbres, figurées par les flèches. En conséquences, le jeu entre les dents n'est plus symmétrique (au-dessus, le jeu augmente, en dessous, le jeu devient négatif). A droite : pour annuler le jeu négatif, il faut tirer une roue en arrière. Le jeu au-dessus augmente encore. Le jeu* $j_t = 0,4$ *mm se traduit par un backlash angulaire de 1,5°.*

D.3 Conclusion

Le schéma de la Figure 4.2 montre que la boite placée derrière la maquette est trop volumineuse. Bien qu'aucune limites n'aient été fixées, on comprend intuitivement que l'influence sur l'écoulement ne sera pas minimal (spécification FR5.1). Le backlash semble plus acceptable. Il pourrait même être réduit avec un engrenage d'une meilleure classe et avec des tolérances de fabrication de la boite plus serrées. Cependant, ces efforts seraient annulés si on réduisait la taille de l'engrenage (le *backlash* angulaire est inversément proportionnel au diamètre), de sorte que nous doutons de pouvoir rencontrer simultanément l'exigence de perturber l'écoulement le moins possible et celle de limiter l'erreur d'orientation à 0,1°.

Annexe E

Dimensionnement des rails du circular tracking arc

Le système rail-chariot du *circular tracking arc* a été dimensionné suivant les instructions données dans le catalogue du fournisseur THK [78].

Les charges appliquées sur le chariot ont été calculé à l'aide du programme Python semblable à celui décrit dans le corps du TFE. Ce programme calcule les efforts appliqués sur les différents composants du système : tige, bloc moteur, montants et chariots. Le programme tient compte de la masse des corps, de la poussé d'Archimède, des efforts hydrodynamiques appliqués sur les corps immergés (maquette, tige, bloc moteur et montant) et des effets dynamiques dû à l'accélération des corps dans l'eau. Une fois les efforts déterminés, le programme calcule les déformations de la tige et des montants ainsi que les déplacements de la tige qui en résultent.

Les calculs remontent à février 2022 et tiennent compte d'une vitesse et d'une accélération suivant y_0 de ± 2 m/s et de ± 7 m/s^2. Ces valeurs ne sont plus d'actualité : suite à une discussion avec le Professeur Chatelain en avril 2022, ces valeurs ont été ramenée à ± 1 m/s et de ± 2 m/s^2. A ce moment, les études du parallélogramme étaient tellement avancées que nous n'avons pas réouverte celle du *circular tracking arc*. Nous pensons toutefois que cela n'aurait pas été pertinent car outre le problème d'encombrement des rails et des chariots, dont les dimensions dépendent des charges, les fournisseurs ne pouvaient fournir des rails courbes protégés contre la corrosion.

La géométrie du problème est représentée à la Figure 8.2. Les dimensions et les masses de la tige et du bloc moteur sont celles déterminées dans la note de conception du bloc moteur Version 1 du 6 février 2022. Notre programme ne peut calculer les déformations que d'un montant cylindrique. Une structure triangulée nécessite des éléments finis, ce que nous ne sommes pas capable de coder. Avec notre programme, nous avons déterminé que les efforts appliqués sur les chariots sont les suivants (composantes dans le repère {I6} attaché au chariot) :

$$F_{x6} = -120 \dots 20 \text{ N} \qquad M_{x6} = -115 \dots 120 \text{ Nm}$$
$$F_{y6} = -450 \dots 460 \text{ N} \qquad M_{y6} = -200 \dots 200 \text{ Nm}$$
$$F_{z6} = -220 \dots 320 \text{ N} \qquad M_{z6} = -300 \dots 305 \text{ Nm}$$

Ces valeurs ne comprennent pas de coefficient de sécurité. Nous avons utilisé les coefficients prescrits par THK. Le dimensionnement se fait en plusieurs étapes, décrites dans le catalogue.

Etape 1 - Conditions d'utilisation : deux rails, un chariot par rail.

Etape 2 - Type de rails : rails courbes, à priori HCR45 (taille moyenne), rayon de courbure de 1.000 mm.

Etape 3 - Charge applique (catalogue page 41) : nous calculons les efforts suivant les trois axes des chariots qui résultent de la combinaisons des forces et des moments appliqués au chariot. Nous faisons l'hypothèse que les efforts appliqués par le montant se répartissent à part égale entre les chariots. Dans la suite des calculs, nous tiendrons compte d'une répartition inégale en appliquant un coefficient donné par THK.

$$\begin{aligned}
P_R &= 0,5\,(F_{x6>0} + K_{AR}\cdot M_{z6} + K_{CR}\cdot M_{x6}) \\
&= 0,5\,\left(20 + 6,73\cdot 10^{-2}\cdot 300\cdot 10^{3} + 5,20\cdot 10^{-2}\cdot 120\cdot 10^{3}\right) \\
&= 13.225 \text{ N/chariot} \\
P_L &= 0,5\,(F_{x6<0} + K_{AL}\cdot M_{z6} + K_{CL}\cdot M_{x6}) \\
&= 0,5\,\left(120 + 6,73\cdot 10^{-2}\cdot 300\cdot 10^{3} + 5,20\cdot 10^{-2}\cdot 120\cdot 10^{3}\right) \\
&= 13.275 \text{ N/chariot} \\
P_T &= 0,5\,(F_{z6} + K_{B}\cdot M_{y6}) \\
&= 0,5\,\left(320 + 6,73\cdot 10^{-2}\cdot 200\cdot 10^{3}\right) \\
&= 6.890 \text{ N/chariot}
\end{aligned}$$

Etape 4 - Charge équivalente (catalogue page 59)

$$\begin{aligned}
P_E &= X\cdot P_{R(L)} + Y\cdot P_T \\
&= 1\cdot 13.275 + 1\cdot 6.890 \\
&= 20.165 \text{ N/chariot}
\end{aligned}$$

Etape 5 - Coefficient de sécurité (catalogue page 63) : nous effectuons un dimensionnement statique et chisissons un coefficient de sécurité suffisant pour éviter les déformations plastiques du rails et des billes.

$$C_0 \geq \frac{f_S\cdot P_R}{f_H\cdot f_T\cdot f_C} = \frac{(2,5\ldots 4,5)\cdot 13.225}{1\cdot 1\cdot 0,81} = 40.818\ldots 73.472 \text{ N}$$

$$C_{0L} \geq \frac{f_S\cdot P_L}{f_H\cdot f_T\cdot f_C} = \frac{(2,5\ldots 4,5)\cdot 13.275}{1\cdot 1\cdot 0,81} = 40.972\ldots 73.750 \text{ N}$$

$$C_{0T} \geq \frac{f_S\cdot P_T}{f_H\cdot f_T\cdot f_C} = \frac{(2,5\ldots 4,5)\cdot 6.890}{1\cdot 1\cdot 0,81} = 21.265\ldots 38.278 \text{ N}$$

Dans ces équations, f_H et f_T sont des coefficients relatifs à la dureté du rail et à la température. Avec les rails choisis, et dans les conditions de température de l'application, ces coefficients valent 1. f_C est un coefficient qui tient compte de la répartition non uniforme des efforts entre les chariots. Pour deux chariots en parallèle, $f_C = 0,81$. f_S est un coefficient qui tient compte des vibrations, des impacts, etc. Nous avons estimé, sur base du tableau du catalogue THK, qu'il devait être compris entre 2,5 et 4,5. C_0, C_{0L} et C_{0T} sont les capacités statiques des rails et des chariots pour les différentes directions des efforts. Les chariots avec des capacités proches ou immédiatement supérieures aux valeurs minimales calculées sont le HCR35 et le HCR45 :

$$\begin{aligned}
\text{HCR35} &: C_0 = C_{0L} = C_{0T} = 61,1 \text{ N} \\
\text{HCR45} &: C_0 = C_{0L} = C_{0T} = 95,6 \text{ N}
\end{aligned}$$

Lors de l'étape 5, il faut également estimer la rigidité du montage et déterminer la classe de précision du système. Les informations contenues dans le catalogue ne sont pas suffisantes pour le faire, et THK conseille de contacter leur service technique. Nous ne l'avons pas fait car nous n'en étions qu'au stade de la pré-étude et nous voulions d'abord vérifier avec THK que les rails courbes soient disponibles en acier inoxydable ou au moins traités contre les projections d'eau.

Etape 6 - Charge moyenne (catalogue page 639) : cette étape est consacrée au dimensionnement dynamique. La durée de vie (nombre de kilomètres que peut parcourir un chariot) est donnée par :

$$L_{10m} = \left(\alpha \frac{C}{P_c}\right)^3 \cdot 50$$

Dans cette équation, α est un coefficient qui tient compte des conditions d'utilisation et de charges, C est la capacité dynamique du rail et P_c est la charge pour laquelle on calcule la durée de vie.

Le coefficient α est donné par :

$$\alpha = \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 0,81}{1,5} = 0,54$$

Les coefficients au numérateur ont été décrits à l'étape précédente. Celui au dénominateur, f_W est un facteur qui tient compte de la vitesse des chariots. Avec une vitesse angulaire de 40°/s et un rayon de courbure de 1.000 mm, la vitesse des chariots sera de 0,70 m/s. Pour cette vitesse, $f_W = 1,2 \ldots 1,5$.

La valeur de P_c dépend de la valeurs des charges et de leur durée d'application. Dans notre cas, la valeurs des charges au cours du temps n'est pas prévisible, car les essais et les mouvements de la maquette ne sont pas prédéfinis. Pour évaluer l'influence de la valeur de P_c, nous avons effectué deux calculs. Le premier, conservateur, suppose que la charge équivalente P_E (calculée à l'étape 4) est appliquée en permanence. Le second calcul, mons sévère, suppose que la charge équivalente P_E est appliquée la moitié du temps et que $P_E/2$ est appliquée l'autre moitié :

$$\begin{aligned} P_{c,100\%} &= P_E \\ &= 20.165 \text{ N} \\ P_{c,50\%} &= \sqrt[3]{0,5 \cdot P_E^3 + 0,5 \cdot (P_E/2)^3} \\ &= \sqrt[3]{0,5 \cdot 20.165^3 + 0,5 \cdot (20.165/2)^3} \\ &= 16.646\text{N} \end{aligned}$$

La durée de vie des rails et des chariots HCR35 et HCR45 est données dans la table E.1. La table reprend le nombre de kilomètres que les chariots peuvent parcourir (valeur L_{10m}), le nombre de fois qu'ils peuvent décrire un arc (longueur de l'arc parcouru : 350 mm), le nombre d'heures durant lesquels les chariots peuvent rouler et, enfin, le nombre d'heures d'essais qu'il sera possible de réaliser. Les deux dernières valeurs sont difficiles à estimer car les mouvements et la vitesse des chariots au cours du temps n'est pas connue. De plus, dans le cas où les chariots n'effectuent que de léger déplacement autour d'une position d'équilibre, le mode de fatigue n'est pas le même que si les chariots roulaient en continu. Nous avons néanmoins essayé d'estimer le nombre d'heures de fonctionnement car elles nous semblaient plus parlantes que le nombre de kilomètres ou d'arc parcourus. Pour cela, nous avons divisé la distance L_{10m} par la vitesse maximale des chariot, soit 0,70 m/s. Lors des essais, on peut supposer que les chariots ne se déplaceront qu'au plus un tier du temps. En effet, le manipulateur sera actif lors de la course aller du robot (12 s) mais, lors du retour (12 s, même vitesse qu'aller) et lors du temps de repos pour que les remous cessent (une dizaine de secondes au moins), les chariots ne se déplaceront pas.

P_c [N]	HCR35				HCR45			
	L_{10m} [km]	Arcs	Durée course [h]	Durée essais [h]	L_{10m} [km]	Arcs	Durée course [h]	Durée essais [h]
16.646	88,6	254.000	35h10	105h30	368,7	1.056.000	146h18	538h54
20.165	49,8	143.000	19h45	59h25	207,4	594.000	82h18	246h54

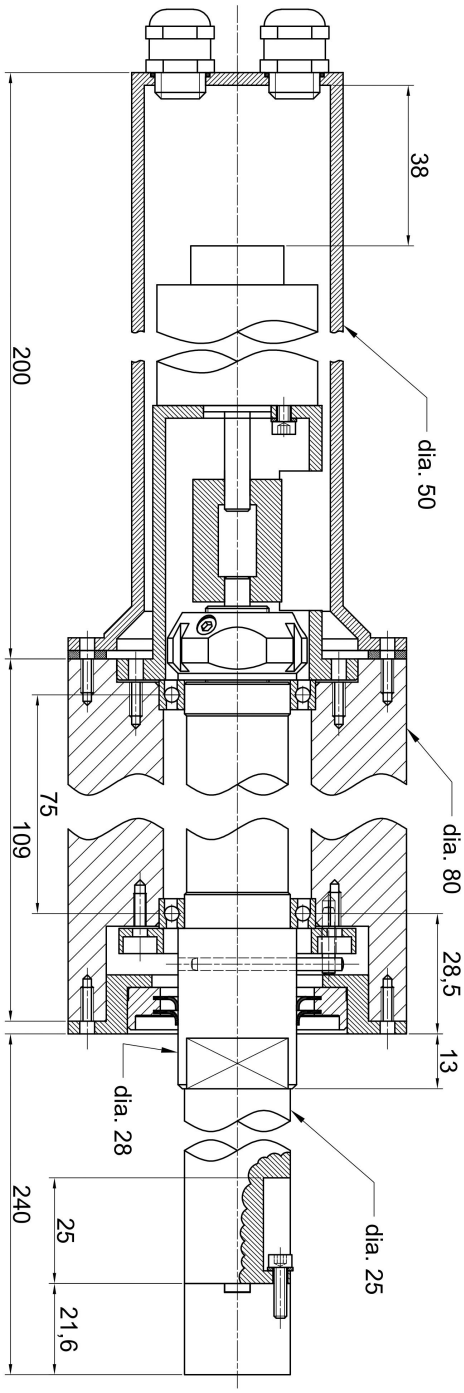
TABLE E.1 – *Durée de vie des rails et des chariots en kilomètres parcourus, en nombre de fois que l'arc est parcouru et en nombre de jours d'utilisation.*

Avec des chariots HCR35 et dans le cas favorable (P_c = 16.646 N), il sera possible de réaliser des essais durant environ 105 heures, périodes où les chariots ne se déplacent pas comprises. Cela correspond à environ 13 journée de 8 heures, ce qui nous semble peu. Nous choisissons donc des chariots HCR45.

Etape 7 - Prise en compte de l'environnement (catalogue page 600) : les rails et les chariots doivent être protégés contre les éclaboussures. Dans son catalogue, THK propose des rails en acier inoxydable ou des rails recouverts d'une couche de protection. (Nous ne comprenons pas comment la protection peut tenir malgré les billes qui roulent sur le rail.) Ces options ne sont pas disponibles pour les rails courbes. Nous avons consulté THK pour savoir s'il était possible de les avoir sur demande, mais notre question est restée sans réponse.

Annexe F

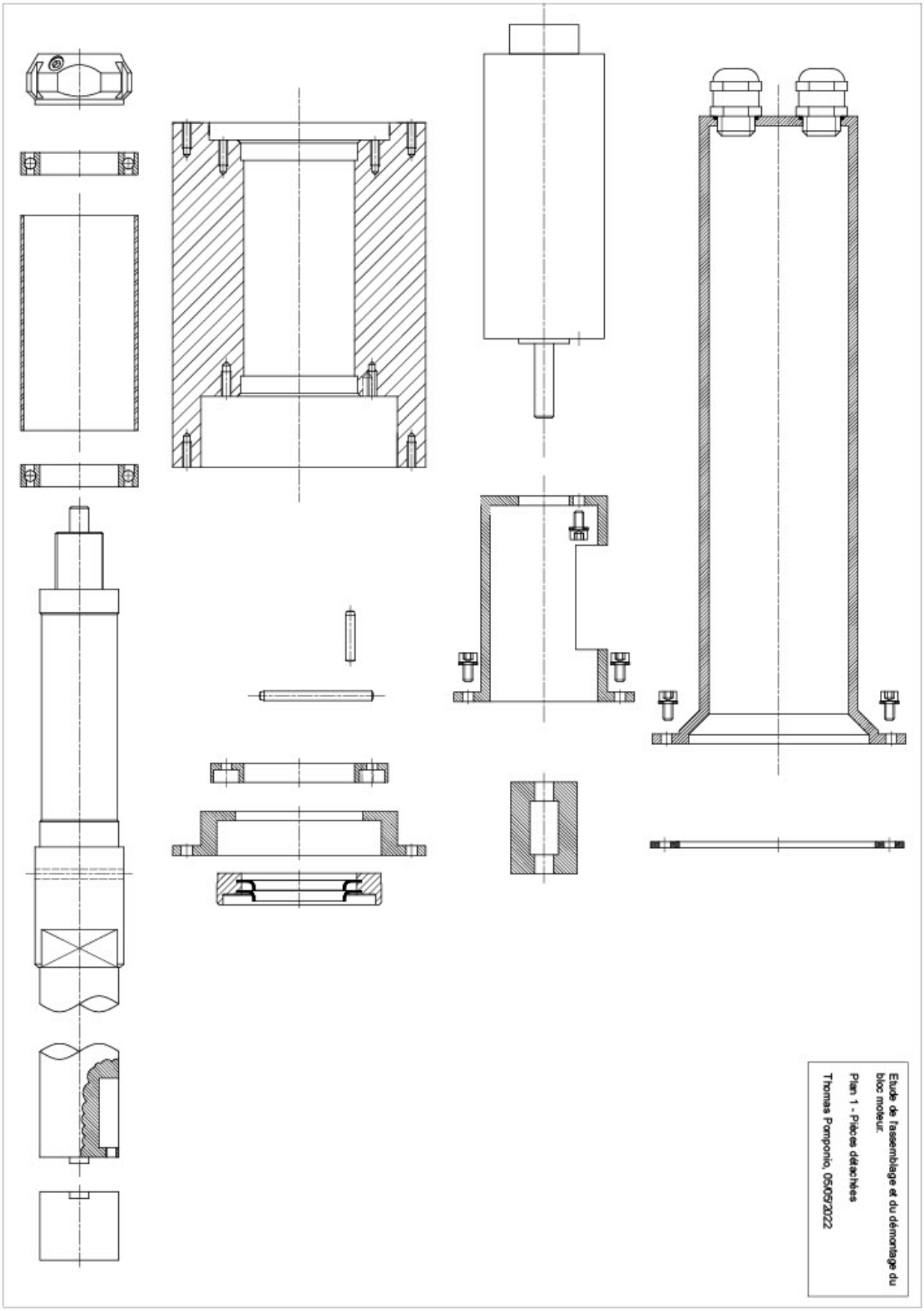
Schémas de montage et de démontage du bloc *roll*

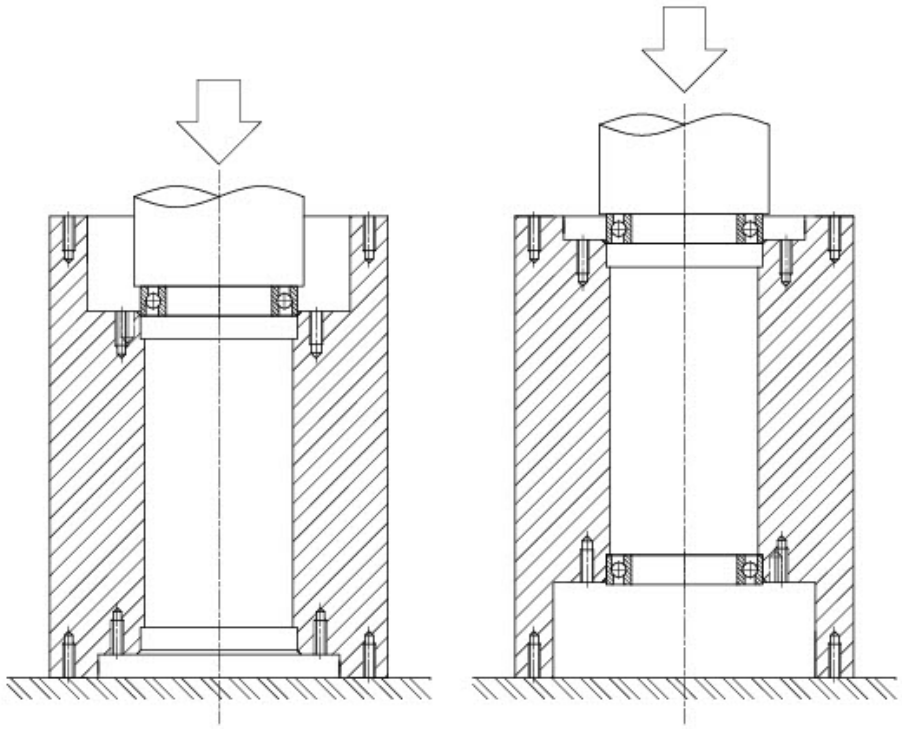


Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.

Plan 0 - Plan d'ensemble

Thomas Pomponio, 05/05/2022

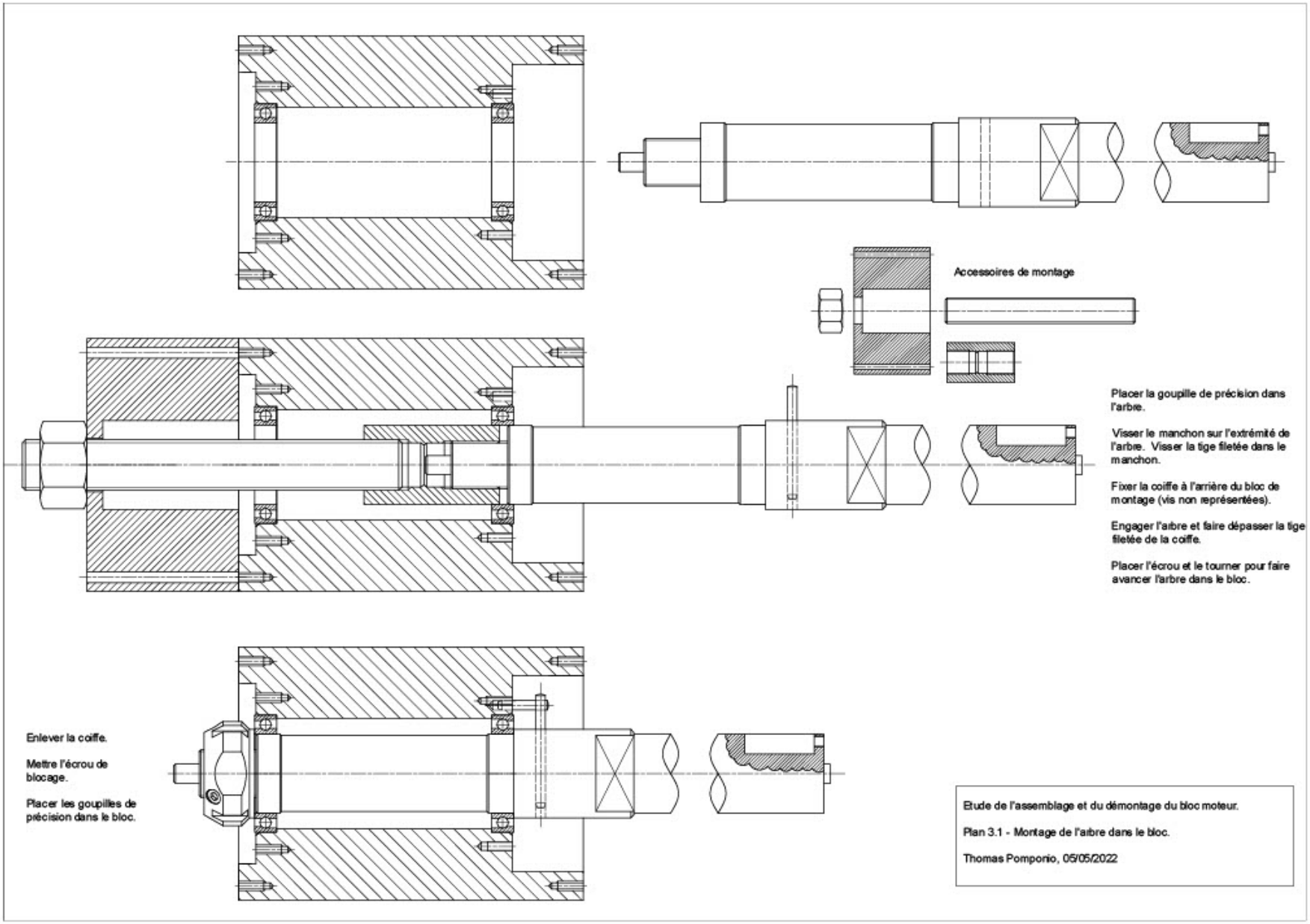

Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.
Plan 1 - Pièces détachées
Thomas Pomponio, 05/05/2022



Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.

Plan 2 - Montage des roulements dans le bloc.

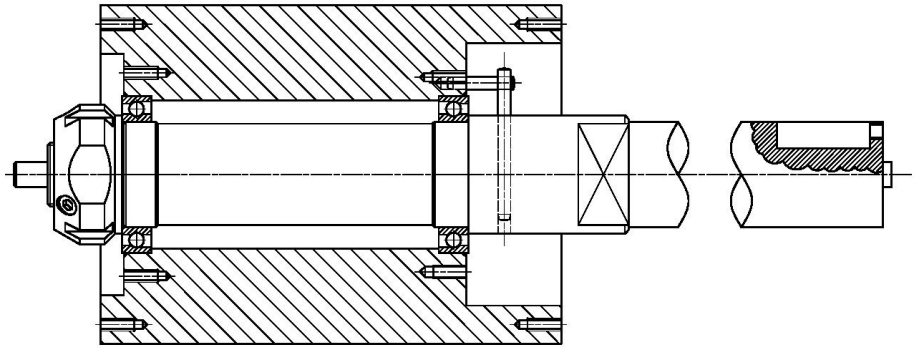
Thomas Pomponio, 05/05/2022


Accessoires de montage
Placer la goupille de précision dans l'arbre.
Visser le manchon sur l'extrémité de l'arbre. Visser la tige filetée dans le manchon.
Fixer la coiffe à l'arrière du bloc de montage (vis non représentées).
Engager l'arbre et faire dépasser la tige filetée de la coiffe.
Placer l'écrou et le tourner pour faire avancer l'arbre dans le bloc.
Enlever la coiffe.
Mettre l'écrou de blocage.
Placer les goupilles de précision dans le bloc.
Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.
Plan 3.1 - Montage de l'arbre dans le bloc.
Thomas Pomporio, 05/05/2022

Enlever la coiffe.

Mettre l'écrou de blocage.

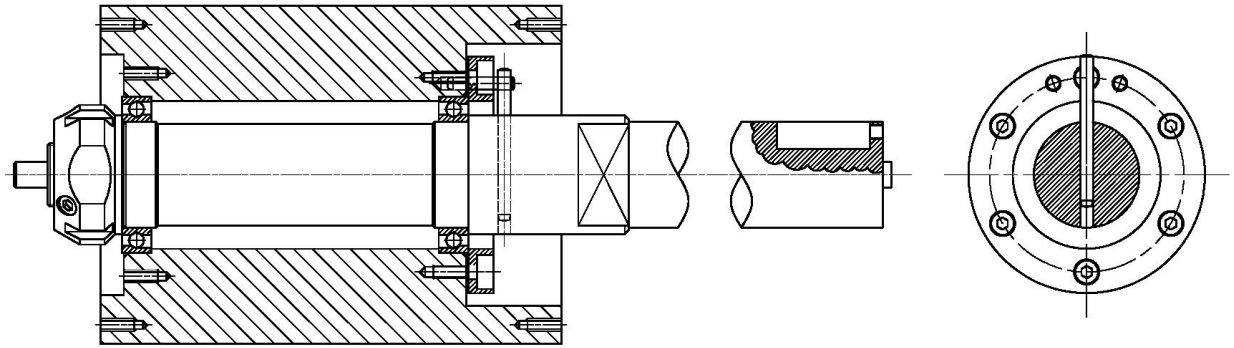
Placer les goupilles de précision dans le bloc.



Placer la plaque de serrage. Serrer.

Serrer l'écrou de blocage au couple et visser sa vis de blocage.

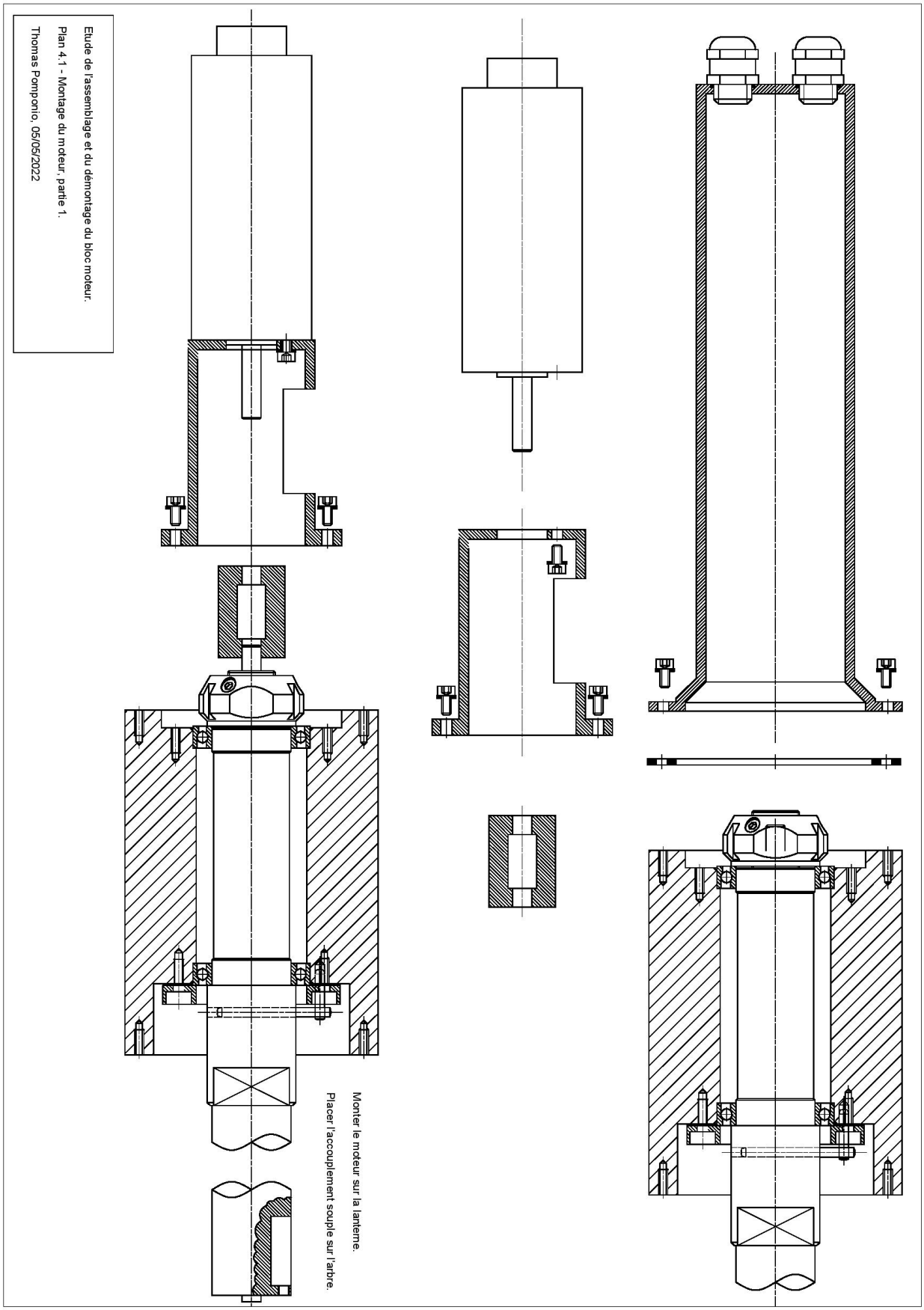
L'angle de rotation de l'arbre est limité par les goupilles.

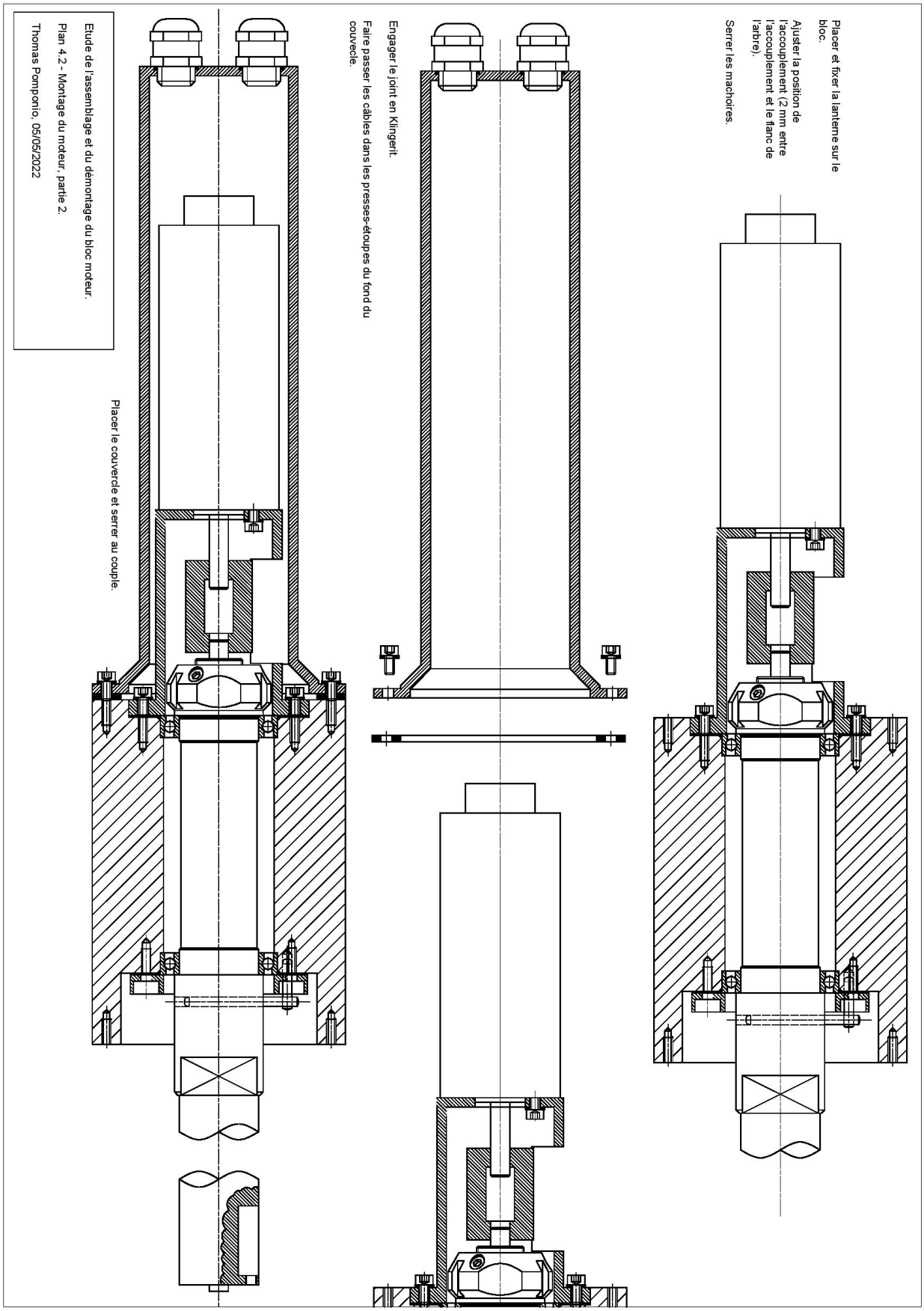


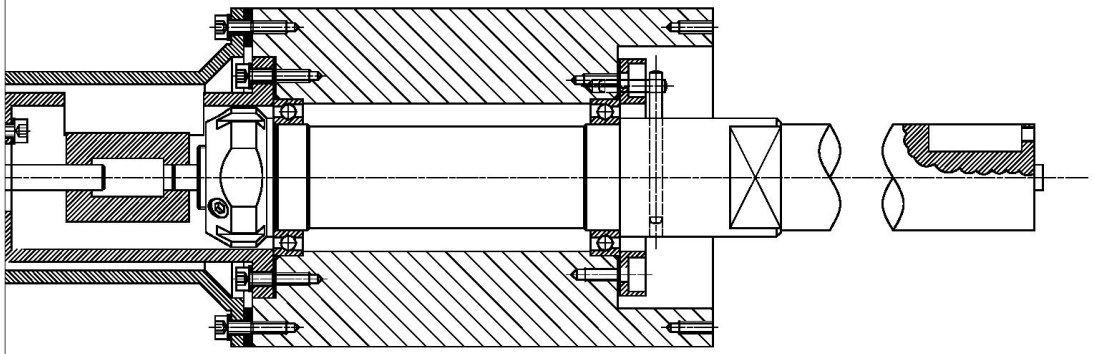
Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.

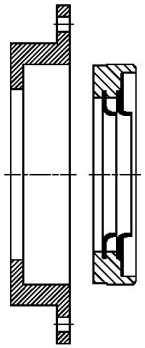
Plan 3.2 - Montage de l'arbre dans le bloc.

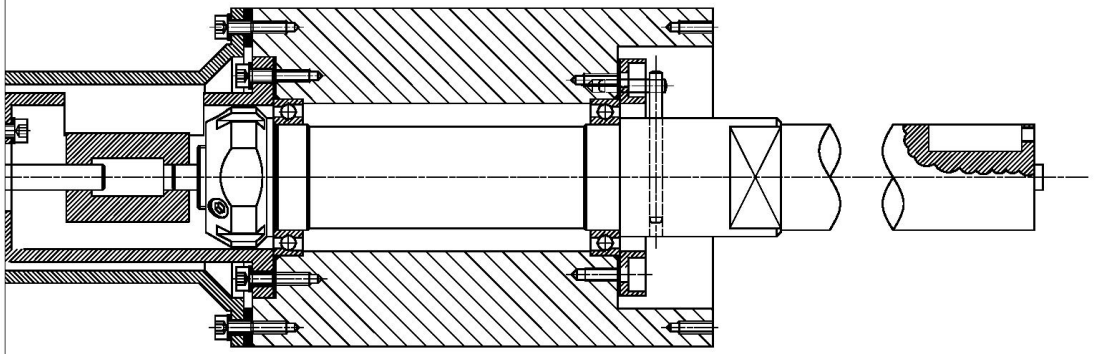
Thomas Pomponio, 05/05/2022

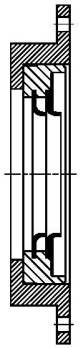

Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.
Plan 4.1 - Montage du moteur, partie 1.
Thomas Pomponio, 05/05/2022
Monter le moteur sur la lanterne.
Placer l'accouplement souple sur l'arbre.


Placer et fixer la lanterne sur le bloc.
Ajuster la position de l'accouplement (2 mm entre l'accouplement et le flanc de l'arbre).
Serrer les machoires.
Engager le joint en Klingerit.
Faire passer les câbles dans les presses-étoupes du fond du couvecle.
Placer le couvercle et serrer au couple.
Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.
Plan 4.2 - Montage du moteur, partie 2.
Thomas Pomponio, 05/05/2022



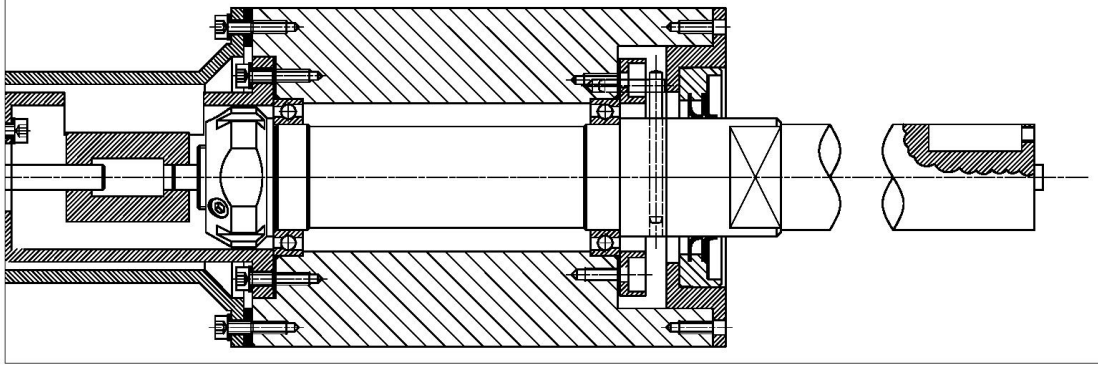






Placer le joint d'arbre dans le couvercle.

Placer le joint d'étanchéité du couvercle (joint entre le couvercle et le bloc, non représenté car pas encore sélectionné).



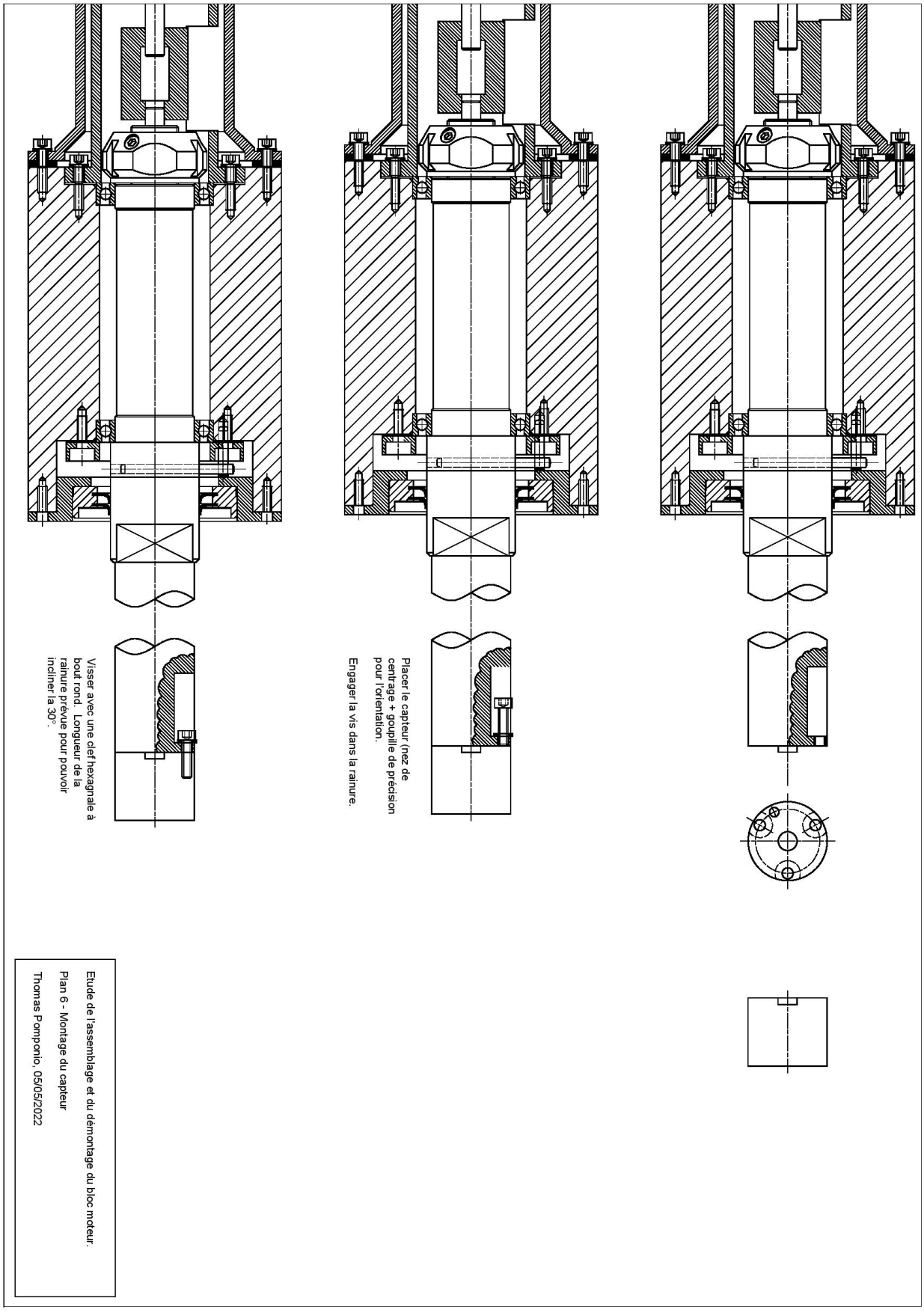
Protéger la portée de l'arbre.

Placer le couvercle. Serrer les vis.

Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.

Plan 5 - Montage du joint d'arbre.

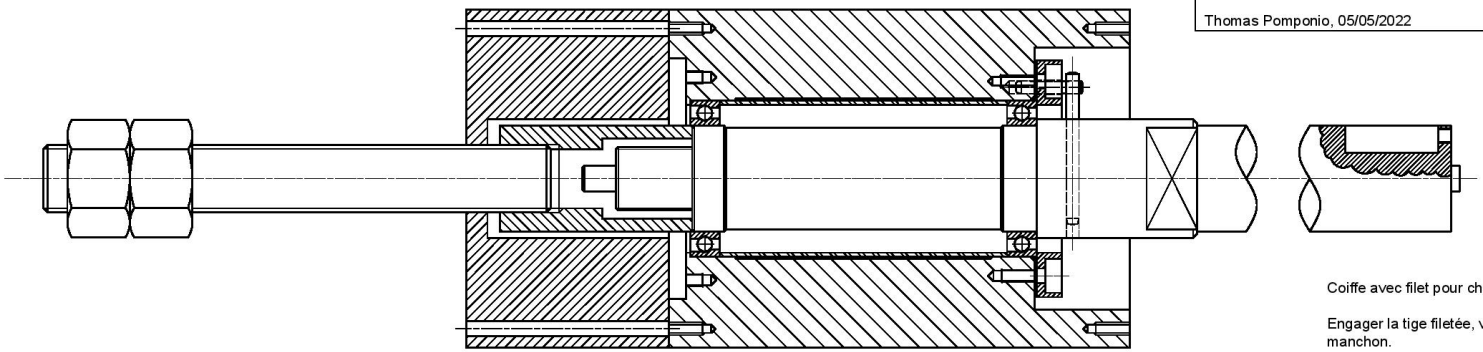
Thomas Pomponio, 05/05/2022


Visser avec une clef hexagnale à bout rond. Longueur de la rainure prévue pour pouvoir incliner la 30°.
Placer le capteur (nez de centrage + goupille de précision pour l'orientation.
Engager la vis dans la rainure.
Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.
Plan 6 - Montage du capteur
Thomas Pomponio, 05/05/2022

Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.

Plan 7 - Démontage de l'arbre

Thomas Pomponio, 05/05/2022



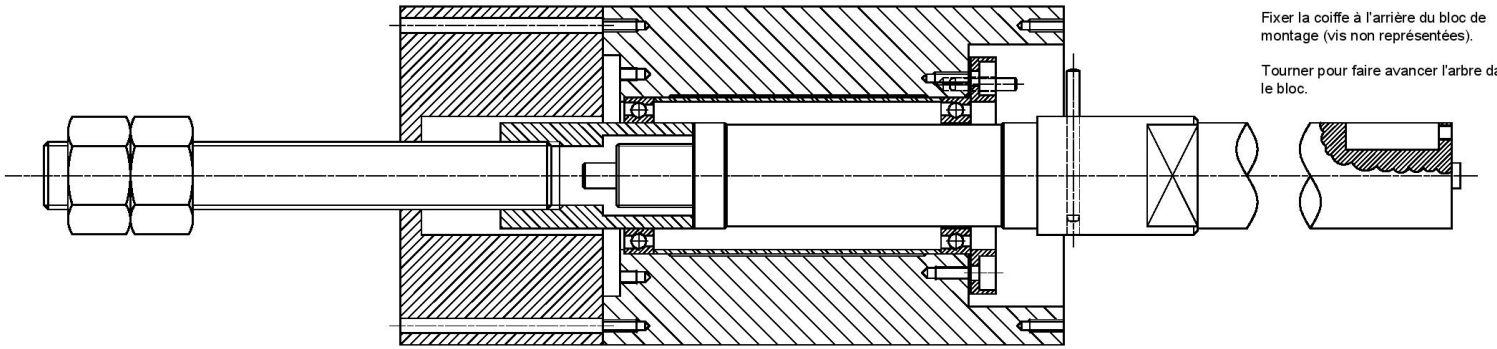
Coiffe avec filet pour chasser l'arbre.

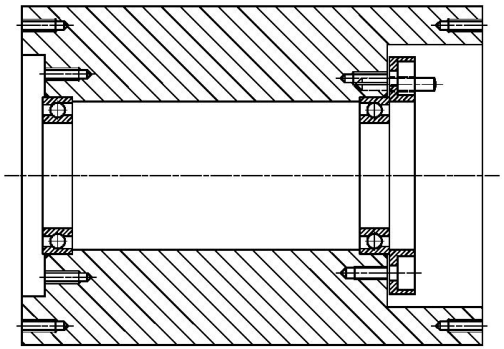
Engager la tige filetée, visser le manchon.

Enlever l'écrou de serrage du roulement arrière

Fixer la coiffe à l'arrière du bloc de montage (vis non représentées).

Tourner pour faire avancer l'arbre dans le bloc.

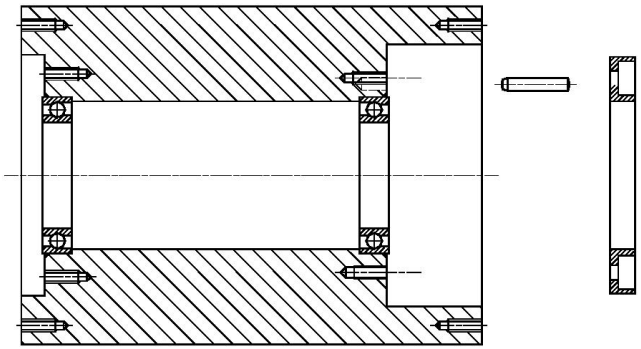




Etude de l'assemblage et du démontage du bloc moteur.

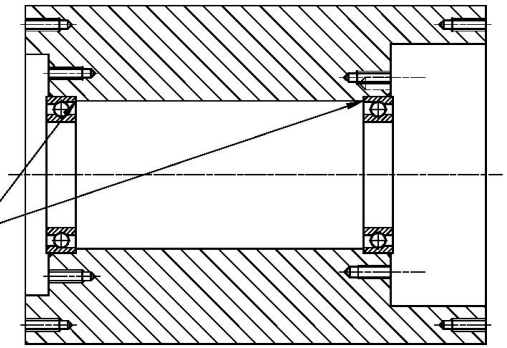
Plan 8 - Démontage des roulements

Thomas Pomponio, 05/05/2022



Enlever la plaque de serrage.

Enlever les goupilles de positionnement. Possibilité de les saisir (pince ?) et de les tirer sans les endommager : à vérifier !!!



Usiner un dégagement derrière les roulements pour pouvoir engager un outil (type arrache-poulie) pour tirer le roulement hors du bloc.
Pas trouvé sur quelle surface appuyer l'outil.

Annexe G

Calculs des efforts appliqués par la maquette sur la tige

G.1 Introduction

Dans leur travail de fin d'étude, Thomas et Ceysen ont calculé les charges que la maquette applique sur la tige sur base de quelques mouvements types [19]. Les déplacements de l'extrémité de la tige étant un point critique, nous avons souhaité recalculer les charges pour tous les mouvements possibles du manipulateur. Ces calculs ont également été l'opportunité d'acquérir quelques rudiments d'aérodynamique.

G.2 Hypothèses de travail

Le *leader* et le robot sont attachés à un chariot qui est entrainé en translation le long de la cuve, suivant l'axe x_0 (Figure G.1). La maquette est attachée au robot à six degrés de liberté et se déplace par rapport au robot et au *leader*. L'installation est prévue pour simuler le vol libre de la maquette. Cela signifie que les mouvements de la maquette sont imposés par l'environnement et que le robot doit les accompagner sans appliquer d'effort sur la maquette.

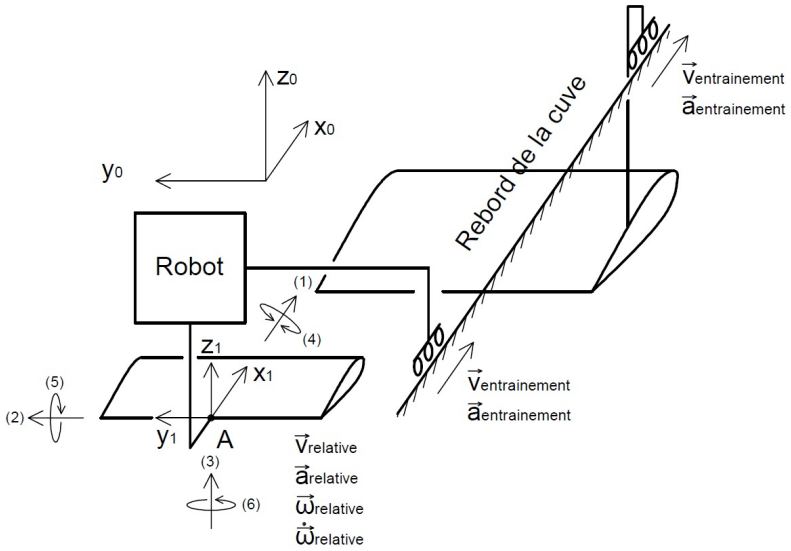


FIGURE G.1 – *Représentation schématique de l'application. Le leader et le robot sont attachés à un chariot qui est entrainé en translation le long de la cuve, suivant l'axe x_0. La maquette est attachée au robot à six degrés de liberté et se déplace par rapport au robot et au leader.*

Bien que le robot soit supposé n'appliquer aucun effort sur la maquette, on n'imagine pas le dimensionner pour des efforts nuls. Aussi, lors des premières études réalisées par [19], il a été décidé de le dimensionner

comme s'il devait faire se déplacer la maquette. Cependant, les trajectoires de la maquette ne sont pas connues : elles dépendront des expériences qui seront réalisées, et celles-ci ne peuvent toutes être prévues à l'avance. [19] ont proposé quelques mouvements possibles (Figure G.2 et Tableau G.1).

Description	Vitesse	Accelération
Mouvement sinusoidal horizontal	Entr. : $v_{x0} = 1\text{m/s}$ Rel. : $v_{x0} = 0,3\ (2\pi f_x)\cos(2\pi f_x t)$ avec $f_x = 0,2$ Hz	Rel. : $a_{x0} = -0,3\ (2\pi f_x)^2 \sin 2\pi f_x t$
Mouvement sinusoidal dans le plan vertical	Entr. : $v_{x0} = 1\text{m/s}$ Rel. : $v_{z0} = 0,3\left(\frac{2\pi}{L/2}v_{x0}\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L/2}v_{x0}t\right)$ avec $L = 12$ m	Rel. : $a_{z0} = -0,3\left(\frac{2\pi}{L/2}v_{x0}\right)^2 \sin\left(\frac{2\pi}{L/2}v_{x0}t\right)$
	Le robot adapte l'angle d'attaque de la maquette de telle sorte que celle-ci reste tangente à la trajectoire : $\alpha = \arctan\left(\frac{\partial z_0}{\partial x_0}\right) = \arctan\left[0,3\left(\frac{2\pi}{L/2}\right)\cos\left(\frac{2\pi}{L/2}v_{x0}\ t\right)\right]$	
Rotation	Rel. : $\dot{\phi}_{x0} = \pm 40°/\text{s}$	Rel. : $\ddot{\phi}_{x0} = \pm 40°/\text{s}^2$

TABLE G.1 – Description des mouvements de la maquette définis dans le travail de fin d'étude de [19]. Ces mouvements sont illustrés à la Figure G.2.

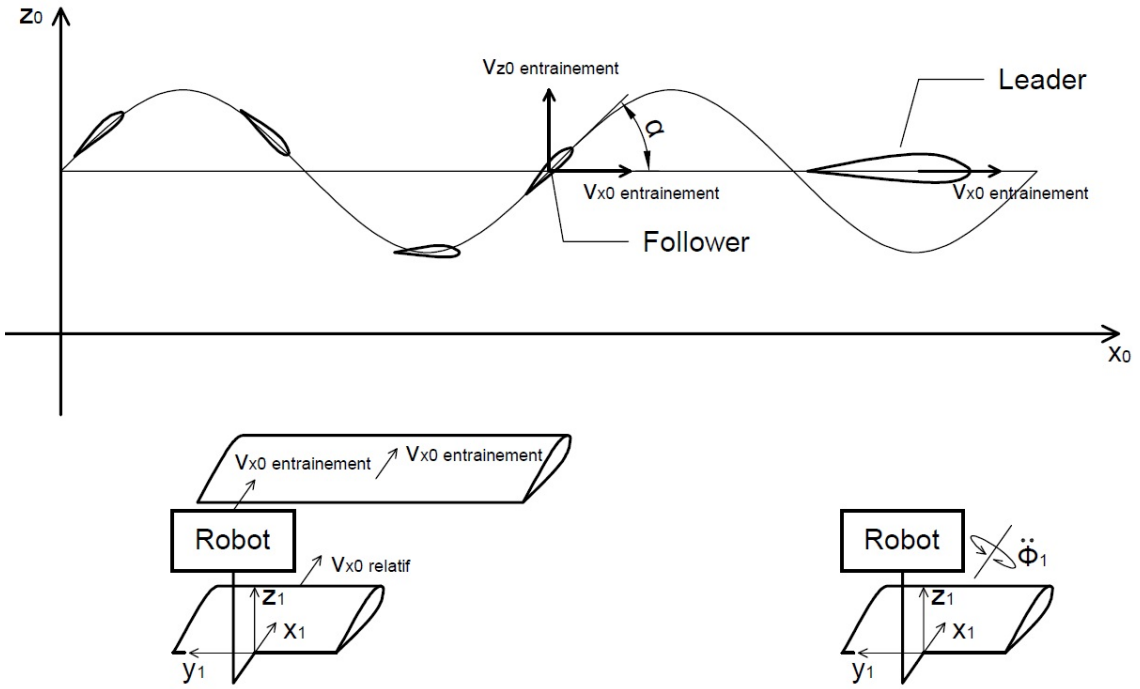


FIGURE G.2 – *Description des mouvements de la maquette définis dans le travail de fin d'étude de [19]. En haut : la maquette suit une trajectoire sinusoidale dans le plan vertical. En bas à gauche : le robot est entrainé en translation tandis que la maquette effectue un mouvement sinusoidal horizontal par rapport au robot. En bas à droite : la maquette tourne autour de son axe* x_1.

Les trois mouvements proposés ne génèrent pas d'efforts dans la direction y ni de moment autour de l'axe z. Pour obtenir des valeurs pour toutes les directions, nous avons calculé les efforts générés par les déplacements suivant chacun des six axes, puis nous les avons additionnés. Les hypothèses de travail sont les suivantes :

— **H1 :** la position exacte du point d'attache de la maquette n'est pas encore connue. Nous avons supposé qu'il est situé au milieu du bord de fuite et que la maquette tourne autour de ce point.

— **H2 :** application du principe de supperposition. Nous avons considéré que le mouvement suivant x_0 était le mouvement de base, et qu'à ce mouvement, pouvaient se superposer les mouvements dans les autres directions. Nous avons calculé les efforts pour chaque mouvement pris séparément, puis nous les avons additionnés. Ignace Ransquin (département TFL) a regardé nos calculs et nous a expliqué que la manière correcte de faire est d'utiliser les dérivées aérodynamiques. Nous nous sommes renseignés sur le sujet et il ne nous a pas semblé pouvoir comprendre la théorie et l'appliquer en un temps raisonnable. Nous avons donc conservé les valeurs obtenues par superposition. Nous pensons néanmoins que l'approximation est acceptable car les simulations dans SolidWorks du manipulateur complet montrent que les efforts appliqués par la maquette contribuent pour 10% seulements aux déplacements de l'extrémité de la tige (9.1).

— **H3 :** les vitesses et les accélérations prises en compte sont celles des spécifications, sauf pour la direction y_0. Pour cette direction, le cahier des charges précise une vitesse de ± 2 m/s et une accélération de ± 7 m/s^2. La donnée d'entrée, fournie par le Professeur Chatelain, était la vitesse. L'accélération a été calculée en conséquence : c'est l'accélération qui permet à la maquette de passer à ± 2 m/s, de rester à cette vitesse, puis de s'arrêter sur la largeur du *workspace* (600 mm).

  Les premières simulations SolidWorks du manipulateur réalisées fin mars 2022 révèlent que les efforts associés à cette vitesse et à cette accélération provoquent des déplacements de l'extrémité de la tige de l'ordre du millimètre. Informé de ces premiers résultats (01/04/2022), le Professeur Chatelain a expliqué que les déplacements lors des essais seront essentiellement longitudinaux et que les mouvements dans les autres directions seront "smooth", et que les ± 7 m/s^2 ne pourraient servir que pour les mouvements de parking ou de repositionnement.

  Faute de valeurs plus précises, nous avons interprété la première partie de la manière suivante : la vitesse et l'accélération d'entrainement de la maquette y_0 seront inférieures ou égales à la vitesse et l'accélération relatives suivant x_0 de la maquette par rapport au *leader*, c'est à dire ± 1 m/s et ± 2 m/s^2. Quant aux mouvements de parking, nous n'en avons pas tenu compte : si le robot parcrout la largeur du *workspace* (600 mm) avec un profil de vitesse en plateau ($v_{max} = 1\ m/s$), une accélération de ± 7 m/s^2 au lieu ± 2 m/s^2 ne permet que de gagner 0,58 s. A comparer au $2 \times 12\ s$ du trajet aller et retour, sans compter le temps d'attente entre les essais pour que l'eau dans le bassin s'apaisent.

Mouvements	Vitesse	Accélération	Remarques
a	Entr. : $v_{x0} = 1$ m/s Rel. : $v_{x0} = \pm 1$ m/s	Rel. : $a_{x0} = \pm 2$ m/s^2	$\theta = -10° \dots 10°$
b	Entr. : $v_{y0} = \pm 1$ m/s	Entr. : $a_{y0} = \pm 2$ m/s^2	$\phi = -10° \dots 10°$
c	Entr. : $v_{z0} = \pm 1$ m/s	Entr. : $a_{z0} = \pm 2$ m/s^2	
d	Entr. : $\dot{\theta}_{x1} = \pm 40°$/s	Entr. : $\ddot{\theta}_{x1} = \pm 40°$/s^2	
e	Entr. : $\dot{\phi}_{y1} = \pm 40°$/s	Entr. : $\ddot{\phi}_{y1} = \pm 40°$/s^2	
f	Entr. : $\dot{\psi}_{z1} = \pm 40°$/s	Entr. : $\ddot{\psi}_{z1} = \pm 40°$/s^2	

TABLE G.2 – Description supplémentaire des mouvements de la maquette. Ces mouvements sont illustrés à la Figure G.3.

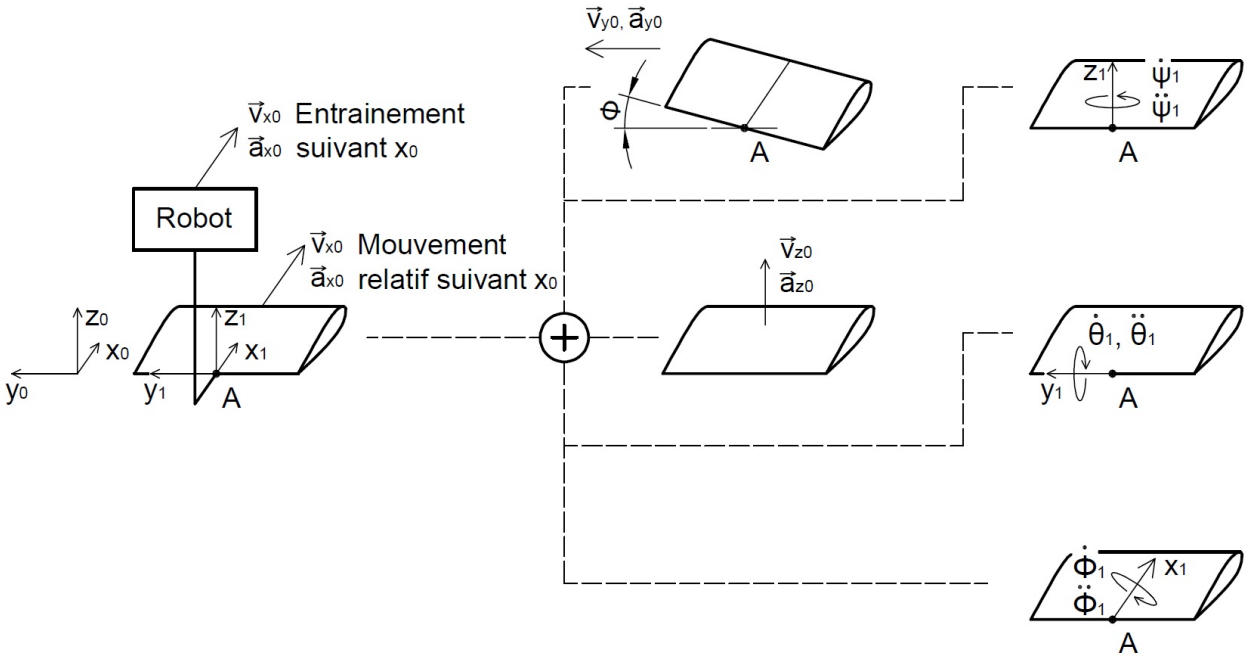


FIGURE G.3 – *Description supplémentaire des mouvements de la maquette. A gauche : l'entrainement et le mouvement relatif de la maquette suivant x_0 est le mouvement de base. A droite : mouvements suivant les autres axes qui viennent se superposer au movement de base.*

G.3 Forces hydrodynamique : rappels théoriques

La maquette plongées dans l'écoulement est soumises à plusieurs forces hydrodynamiques qu'il est nécessaire de déterminer pour pouvoir calculer les efforts que la maquette appliquera sur le robot. Dans cette section, nous présentons une synthèses des explications trouvées dans la littérature au sujet des forces hydrodynamiques et nous expliquons comment nous les appliquons au cas de notre maquette. Le calcul proprement dit des efforts sera présenté dans la section suivante.

G.3.1 Portance et trainée

L'ensemble de cette sous-section est basée sur le livre *Fundamentals of Aerodynamics*, de [36].

Un corps plongé dans un écoulement est soumis à des forces aérodynamiques. Ces forces ont deux sources : la pression et les contraintes de cisaillement. La résultante des forces et la résultante des moments des forces s'obtiennent en intégrant, sur la surface du corps, la pression et les contraintes. Voir Figure G.4.

La résultante des forces est généralement décomposée en deux : la portance (*lift*), perpendiculaire à la vitesse de l'écoulement, et la trainée (*drag*), parallèle à l'écoulement. Pour la trainée, on distingue la contribution des forces de pression et celle des contraintes de cisaillement : la première est appelée *pressure drag* ou *form drag*, la seconde *friction drag*.

La résultante des forces s'accompagne également d'un moment résultant dont l'amplitude dépend du point où le système des forces est réduit. Le *center of pressure* d'une profil est le point tel que, si on calcule la résultante des forces par rapport à ce point, le moment résultant est nul. La position de ce point varie avec la vitesse et l'angle d'attaque.

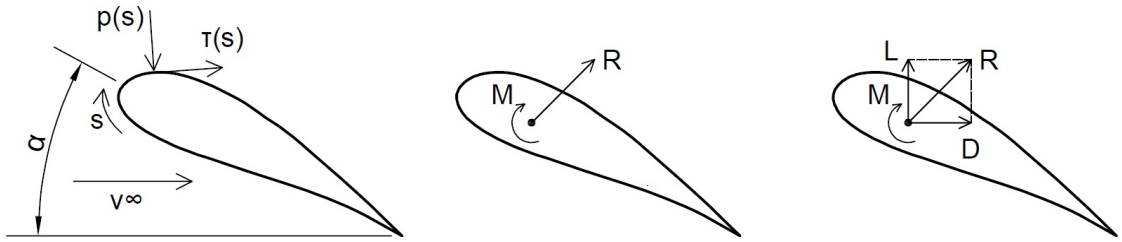


FIGURE G.4 – *A gauche : profil d'aile placé dans un écoulement. Il est soumis à une pression et à des contraintes de cisaillement. Au centre : résultantes R des forces de pression et de cisaillement et résultante M des moments des forces. A droite : la résultante des forces R est décomposée en deux : la trainée D et la portance L.*

Calcul de la trainée et de la portance pour des profils d'aile

La portance L et la trainée D dues à la pression se calculent à l'aide des formules suivantes :

$$L = \frac{1}{2}\ \rho\ C_L\ S\ V_\infty^2$$

$$D = \frac{1}{2}\ \rho\ C_D\ S\ V_\infty^2$$

Dans ces formules, ρ est la masse volumique du fluide, C_L et C_D sont respectivement les coefficients de portance et de trainée, S est la surface de l'aile et V_∞^2 la vitesse de l'écoulement.

Les coefficients C_L et C_D peuvent être déterminé par calculs ou par des essais en soufflerie. Ils dépendent du nombre de Reynolds R_e de l'écoulement et de l'angle d'attaque α. Le profil de la maquette est un NACA2412. Les caractéristiques $C_L(R_e, \alpha)$ et $C_D(R_e, \alpha)$ sont disponibles sur le site [2]. Celles pour $Re = 50.000$ sont représentées à la Figure G.5.

Les coefficients C_L et C_D sont généralement donnés pour un profil de longueur infinie. On les utilise pour calculer les forces L et D par unité de longueur de profil (donc pour $S = b \cdot c = (1) \cdot c$). Avec une aile de longueur finie, des effets de bords apparaiseent et il est nécessaire de corriger les coefficients C_L et C_D. C'est l'objet du point suivant.

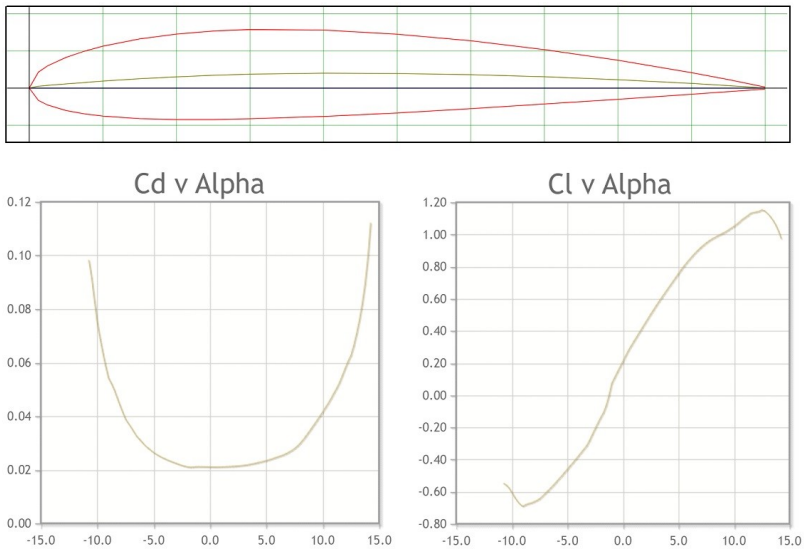


FIGURE G.5 – *En haut : profil NACA2412. En bas : caractéristiques $C_D(\alpha)$ et $C_L(\alpha)$ du profil pour $Re =$ 50.0000. [2].*

Trainée et portance sur une aile de longueur finie

Aux extrémités de l'aile, le fluide situé en dessous (zone haute pression) tend à passer au dessus (zone basse pression). Cela a deux conséquences : (1) l'écoulement sous l'aile tend à se déporter vers l'extérieur et l'écoulement au-dessus de l'aile tend à se déporter vers l'intérieur, et (2) il se forme aux extrémités ailes des *wing tip* vortex qui se déploient dans le sillage de l'avion. Ces deux phénomènes sont représentés sur la Figure G.6.

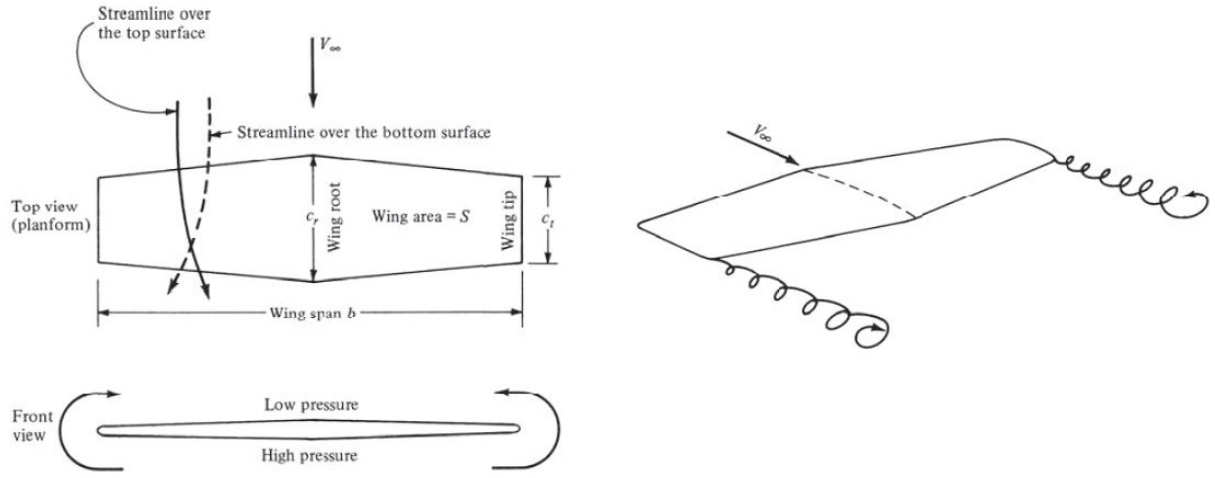


FIGURE G.6 – *A gauche : illustration des mouvements de fluide dû à la longueur finie de l'aile. A droite : wing tip vortex dans le sillage de l'aile. Figures 5.3 et 5.4 de [36].*

Ces mouvements du fluide induisent une diminution de la portance et une augmentation de la trainée par rapport au cas d'un profil de longueur infinie. La diminition de la portance se traduit par modification de la caractéristique $C_L(\alpha)$ du profil de longueur infinie. On approxime cette caractéristique par une droite de pente a_0 passant par le point particulier ($\alpha_{L=0}$, $C_L = 0$) pour lequel la portance est nulle. Avec une aile de longueur finie, la valeur $\alpha_{L=0}$ ne change pas, mais la pente de la droite diminue. La nouvelle valeur est donnée par :

$$a = \frac{a_0}{1 + \frac{a_0}{\pi AR}(1+\delta)}$$

où a_0 est la pente de la caractéristique $C_L(\alpha)$ pour un profil de longueur infinie, exprimée en rad^{-1}, AR est l'*aspect ratio* et δ est un paramètre fonction de AR et du *tapper ratio* de l'aile. Ces paramètres valent :

- Pour un profil NACA2412 dans un écoulement avec $Re = 50.000$, $a_0 \approx 5,44\text{rad}^{-1}$.
- L'*aspect ratio* de la maquette vaut : $AR = b^2/S = b/c = 0,300/0,050 = 6$.
- Le *tapper ratio* est le rapport entre la corde mesurée à l'extrémité de l'aile côté avion et la corde mesurée à l'extrémité libre. La maquette étant carrée, le *tapper ratio* est égal à l'unité. La valeur de δ est donnée par le graphique de la Figure 5.20 de [36] : 0,06.

On trouve $a = 4,17\text{rad}^{-1}$. Sur la caractéristique du profil NACA2412, on lit : $\alpha_{L=0} = -0,035$ rad. La caractéristique $C_L(\alpha)$ de la maquette est donc donnée par :

$$C_L \approx 4,17\ (\alpha + 0,035) \qquad \text{avec } \alpha \text{ en radians}$$

L'augmentation de la trainée D est modélisée par une troisième composante appelée l'*induced drag* :

$$D = Induced\ drag\ +\ Pressure\ drag\ +\ Friction\ drag$$

ou, en termes de coefficients adimensionnels, par :

$$C_D = C_{Di} + c_d$$

Le coefficient c_d regroupe les effets de la *pressure drag* et de la *friction drag*. Si l'angle d'attaque est modéré, les valeurs obtenues pour un profil de longueur infinie restent valable pour une aile de longueur finie. Pour simplifier, nous approximons la caractéristique C_D du profil par deux droites symétriques par rapport à l'axe vertical :

$$c_d \approx 0,0344 \ \ |\alpha| + 0.02 \qquad \text{avec } \alpha \text{ en radians}$$

Le coefficient C_{Di}, lui, doit être déterminé à l'aide de la théorie développée pour les ailes de longueur finie. On peut montrer qu'il est lié au coefficient de portance C_L par la relation [36] :

$$C_{Di} = \frac{C_L^2}{\pi \ e \ AR}$$

avec $e \mathrel{\widehat{=}} \dfrac{1}{1+\delta} = \dfrac{1}{1+0.06} = 0,94$. Donc, pour notre maquette :

$$C_{Di} \approx \frac{C_L^2}{17,71}$$

Les caractéristiques $C_L(\alpha)$ et $C_D(\alpha)$ ainsi obtenues pour la maquette sont représentées à la Figure G.7.

Nous ne sommes pas certain que la caractéristique c_d du profil donnée sur le site [2] tiennent compte des contraintes tangentielles. Par précaution, nous proposons de tenir compte explicitement de la *friction drag*. La trainée D_f due aux frottement sur une (1) face d'une plaque sur laquelle s'écoule un fluide est donnée par :

$$D_f = \frac{1}{2} \ \rho \ C_f \ S \ V_\infty^2$$

où C_f est le coefficient de trainée et S est la surface de la plaque sur laquelle s'écoule le fluide ($S = b \cdot c$). La valeur C_f dépend du nombre de Reynolds (voir Figure G.8. Elle varie entre 0,001 et 0,01. Nous adoptons, par sécurité, la valeur de 0,01.

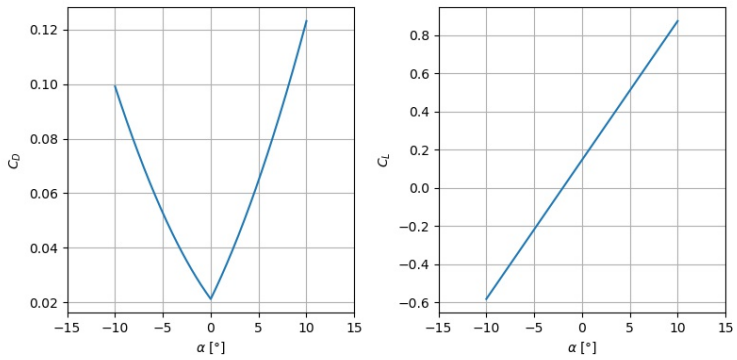


FIGURE G.7 – *Caractéristiques $C_L(\alpha)$ et $C_D(\alpha)$ de la maquette en tenant compte des effets des wind tip vortex.*

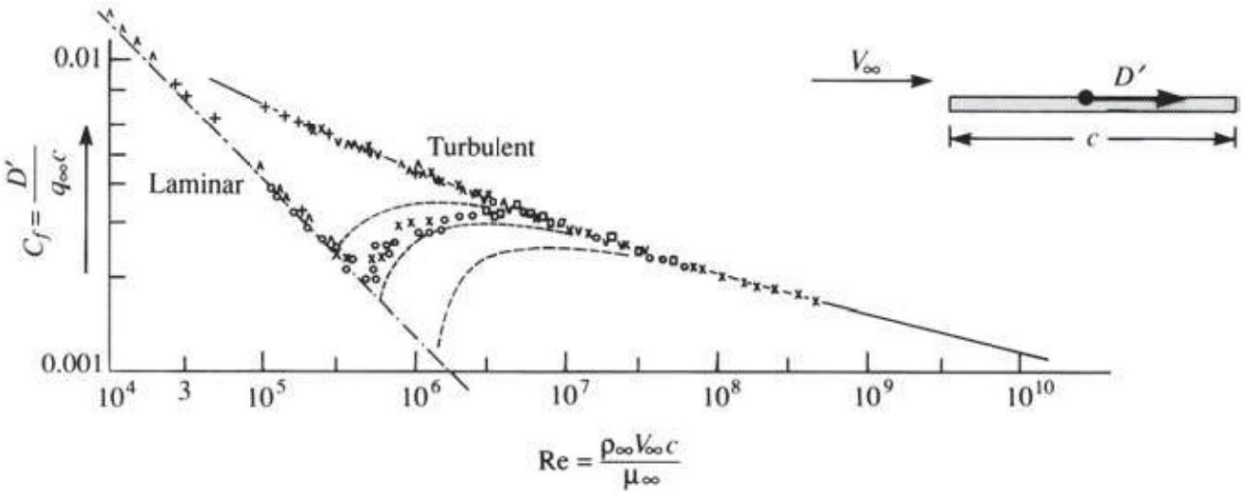


FIGURE G.8 – *Variation du coefficient de frottement pour une plaque plane en fonction du nombre de Reynolds. La dimension caractéristique associée à ce coefficient est la corde c de la plaque. Les courbes intermédiaires en traits interrompus sont associées à des transitions entre l'écoulement laminaire vers l'écoulement turbulent. Figure 1.56 de [36]. Légende traduite du livre.*

Synthèse

Pour résumer, la portance et la trainée générée par la maquette se calculent à l'aide des formules :

$$L = \frac{1}{2}\ \rho\ C_L(\alpha)\ b\ c\ V_\infty^2 \qquad C_L(\alpha) \approx 4,17\ \ (\alpha + 0,035)$$

$$c_d \approx 0,0344\ \alpha + 0.02$$

$$D = \frac{1}{2}\ \rho\ C_D(\alpha)\ b\ c\ V_\infty^2 \qquad C_D = c_d + C_{Di} \approx c_d + \frac{C_L^2}{17,71}$$

$$D_f = \frac{1}{2}\ \rho\ C_f\ b\ c\ V_{tan}^2 \qquad C_f = 0,01$$

où α est exprimé en radians. Dans l'expression de D_f, nous avons remplacé V_∞ par V_{tan}, la composante de la vitesse V_∞ qui est tangente à la maquette.

G.3.2 Force et moment générés par le *wing-tip vortex* du *leader*

L'extrémité du *leader* qui se trouve au milieu de la cuve génère un *wing tip* vortex. Le fluide en mouvement dans le vortex exerce des efforts sur la maquette placée dans le sillage. Voir Figure G.9.

Pour calculer la force et le moment que ce vortex applique sur la maquette dans le sillage, nous assimilons la maquette à une plaque mince, située à la même altitude que le *leader*, et qui est frappée par la composante verticale de la vitesse du vortex. La première étape du développement consiste à déterminer la distribution de la vitesse à hauteur de la maquette. Dans la seconde étape, nous calculerons la force que cela génère sur la maquette.

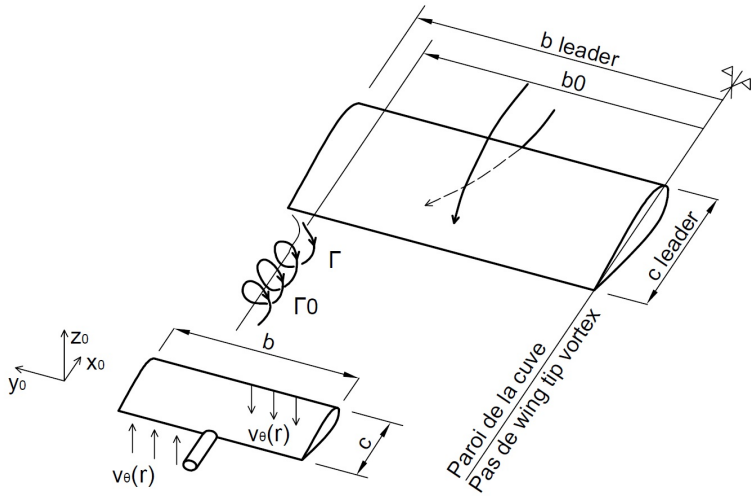


FIGURE G.9 – *Wing tip vortex généré par le leader.*

Distribution de la vitesse du *wing tip* vortex du *leader*

Dans le vortex, le fluide est animé d'un mouvement de rotation. Le champ de vitesse u_θ est caractérisé par une quantité appelée la circulation et qui est notée Γ [16] :

$$\Gamma(r) = \Gamma_0 \, \frac{r^2}{r^2 + r_c^2} \qquad\qquad u_\theta(r) = \frac{\Gamma}{2\pi \, r} = \frac{\Gamma_0 \, r}{2\pi \, (r^2 + r_c^2)}$$

où r_c est le *vortex core size*. Dans un exemple numérique, [16] propose une valeur de $r_c \approx 0,05 b_0$, où b_0 est l'entraxe entre les vortex des deux extrémités de l'aile (voir Figure G.9). La circulation est également liée à la portance de l'aile :

$$L_{leader} = \; \rho \, U \, b_0 \, \Gamma_0$$

La distance b_0 est liée à l'envergure par le *load factor* s. Ce facteur dépend de la distribution de la circulation Γ le long de l'aile [76] :

$$b_0 = s \; b_{leader} \qquad \text{avec} \qquad s = \begin{cases} \pi/4 & \text{distribution elliptique} \\ 1 & \text{distribution constante } \Gamma = \Gamma_0 \\ 1/2 & \text{distribution triangulaire} \end{cases}$$

La portance L sur le *leader* peut se calculer à l'aide des formules que nous avons vu dans la section précédente :

$$L_{leader} = \frac{1}{2} \; \rho \; C_L(\alpha) \; b_{leader} \; c_{leader} \; V_\infty^2$$

Nous supposons que le profil du *leader* est un NACA2412 et nous prenons, pour C_L, la valeur maximale de 1,2 sans tenir compte de la réduction de la portance du fait du *wing tip* vortex (calcul conservateur). Les dimensions du *leader* sont : $b_{leader} = 0,6$ m et $c_{leader} = 0,1$ m. La vitesse V_∞ est égale à la vitesse d'entrainement du *leader* le long de la cuve, soit 1 m/s. Nous ignorons la distribution de la circulation le long du profil. Pour maximiser la vitesse, et donc les efforts sur la maquette, nous supposons qu'elle est triangulaire ($s = 1/2$).

La distribution de la composante verticale de la vitesse le long de la largeur de la cuve est représentée sur le graphique du dessus de la Figure G.10. Les deux traits verticaux représentent les limites du *workspace* dans lequel la maquette évolue. Le trait horizontal épais représente la maquette. Son centre peut se déplacer entre les deux traits verticaux.

Force et moment résultants appliqués sur la maquette

Nous assimilons la maquette à une plaque mince horizontale et située à la même altitude que le *leader*. On considère une tranche $dy \times c$ située en y. La force verticale appliquée sur cette tranche et le moment qu'elle génère par rapport à l'axe x sont donnés par :

$$\mathrm{d}D(y) = \mathrm{sign}(u)\ \frac{1}{2}\ \rho\ C_{Dplaque}\ \mathrm{d}y\ c\ u(y)^2$$

$$\mathrm{d}M(y) = -\mathrm{d}D(y)\ y$$

En intégrant ces expression sur la longueur b de la maquette, on trouve la force verticale resultante et le moment résultant autour de x. Les graphiques de la Figure G.10 donnent les valeurs de cette force et de ce moment en fonction de la position du centre de la maquette.

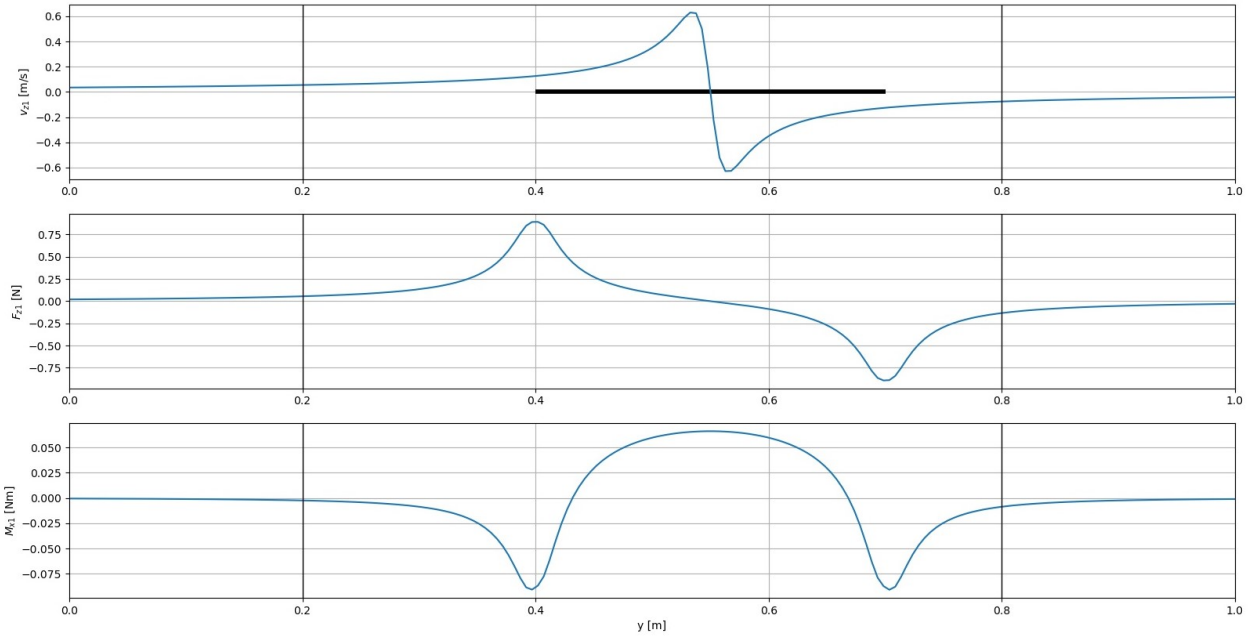


FIGURE G.10 – *En haut : distribution de la vitesse verticale du fluide dans le vortex. Les traits verticaux représentent la limite du workspace. Le trait horizontal épaix représente la maquette. Elle est supposée être horizontale et à la même altitude que le leader. Son centre peut se déplacer dans les limites du workspace. En dessous : résultante de la force et résultante du moment des forces appliquées sur la maquette par le vortex, en fonction de la position y du centre de la maquette.*

G.3.3 *Added mass* et *added inertia*

Principe

Lorsqu'un corps est accéléré, le fluide autour de lui subit également une accélération. On modéliser cet effet en augmentant la masse et l'inertie du corps de quantités appelées respectivement l'*added mass* et l'*added inertia*. Le moment et la force supplémentaires sont donnés par [69] :

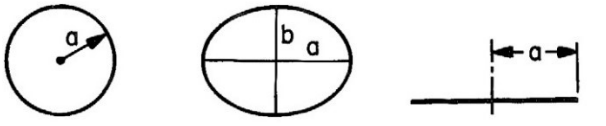
$$\begin{pmatrix} f_{1,am} \\ f_{2,am} \\ f_{3,am} \\ f_{4,am} \\ f_{5,am} \\ f_{6,am} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} & m_{15} & m_{16} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} & m_{24} & m_{25} & m_{26} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} & m_{34} & m_{35} & m_{36} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} & m_{45} & m_{46} \\ m_{51} & m_{52} & m_{53} & m_{54} & m_{55} & m_{56} \\ m_{61} & m_{62} & m_{63} & m_{64} & m_{65} & m_{66} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \dot{u}_3 \\ \dot{u}_4 \\ \dot{u}_5 \\ \dot{u}_6 \end{pmatrix}$$

où $f_{i,am}$ représente la force ou le moment supplémentaire suivant l'axe i , m_{ij} est la contribution de l'accélération suivant j à la force ou le moment suivant i, et $\dot{u}_j$ est l'accélération suivant j. ($i = 1, 2, 3$: translation/force, $i = 4, 5, 6$: rotation/moment autour des axes 1, 2 et 3.)

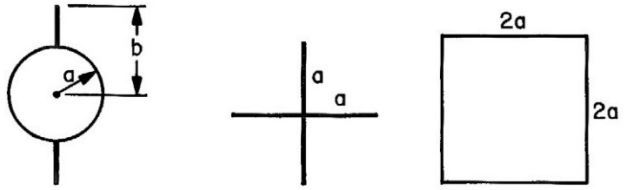
On trouve dans [53] les développements théoriques pour déterminer l'*added mass* et l'*added inertia* lorsque le fluide est non visqueux (idéal) et l'écoulement irrotationnel. Brièvement : leur détermination passe par le calcul de la résultante des forces et du moment résultant dus à la pression hydrodynamique exercée sur le corps (intégrale sur la surface du corps). La distribution de pression est liée à la vitesse du fluide par l'équation de Bernouilli. On peut donc exprimer la force et le moment résultants en fonction du *potential flow*. Au voisinage de l'objet, le *potential flow* est influencé par la géométrie de l'objet. Dans les expressions de la force et du moment résultants, on peut ainsi faire apparaitre des termes qui font intervenir la géométrie de l'objet. On identifie ces termes à l'*added mass* et à l'*added inertia*.

Si le corps immergé est élancé, on peut éviter les calculs décrits précédemment en utilisant la *slender body approximation* [26]. L'approximation consiste à découper le corps en tranches, perpendiculairement à la longueur du corps. Ensuite, on intègre la contribution des tranches sur la longueur du corps. Les tranches sont traitées comme des corps 2D. On trouve, dans la littérature, les expressions de l'*added mass* et de l'*added inertia* de figures géométriques 2D simples (Figure G.11).

Table 4.3
Added-Mass Coefficients for Various Two-Dimensional Bodies.



m_{11}:	$\pi\rho a^2$	$\pi\rho b^2$	0
m_{22}:	$\pi\rho a^2$	$\pi\rho a^2$	$\pi\rho a^2$
m_{66}:	0	$\frac{1}{8}\pi\rho(a^2 - b^2)^2$	$\frac{1}{8}\pi\rho a^4$



m_{11}:	$\pi\rho[a^2 + (b^2 - a^2)^2/b^2]$	$\pi\rho a^2$	$4.754\ \rho a^2$
m_{22}:	$\pi\rho a^2$	$\pi\rho a^2$	$4.754\ \rho a^2$
m_{66}:	*	$\frac{2}{\pi}\rho a^4$	$0.725\ \rho a^4$

FIGURE G.11 – *Coefficient d'added mass et d'added inertia pour différents corps 2D [53].*

Application à la maquette

La forme 2D la plus proche d'une aile pour laquelle nous trouvé des formules dans la littérature est une ellipse (Figure G.11). Nous assimilons donc l'aile à un cylindre elliptique. Voir Figure G.12. Si un corps est symmétrique, les termes hors diagonale de la matrice sont nuls [Severholt_2017]. Nous fixons donc un repère au centre de gravité du cylindre et nous effectons les calculs par rapport aux axes de ce repère.

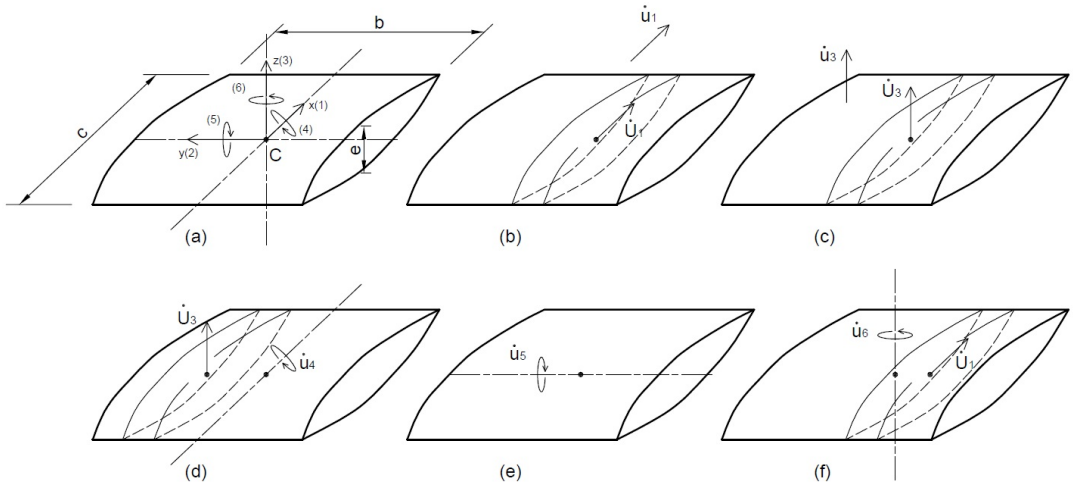


FIGURE G.12 – *Slender body approximation appliquée à la maquette. (a) La maquette est assimilée à un cylindre elliptique. (b)-(f) Le cylindre est découpé en tranches 2D. Les $\dot{u}_i$ designent la vitesse du centre de masse du cylindre, les U_i les vitesses des tranches 2D correspondantes.*

— $\mathbf{m_{11}}$. Dans le raisonnement qui suit, les lettres minuscules se rapportent au corps 3D, les lettres majuscules aux tranches 2D (attention, dans certains livres, c'est l'inverse). Accélérer le corps dans la direction 1 requiert une force dans la direction 1 égale à :

$$f_1 = -m_{11}\ \dot{u}_1 = \int_0^b F_1(y)\ \mathrm{d}y$$

où $F_1(y)$ est la contribution de la tranche située en y. Accélérer une tranche 2D dans la direction 1 requiert une force dans la direction 1 égale à :

$$F_1(y) = -M_{11}(y)\ \dot{U}_1(y)$$

Le cylindre étant en translation, $\dot{U}_1(y)$ est constant sur la longueur et est égal $\dot{u}_1$. La section de l'aile étant constante sur la longueur, M_{11} est constant. Pour une ellipse, on trouve dans [Newman_2017] :

$$M_{11} = \pi\ \rho\ \left(\frac{e}{2}\right)^2$$

En injectant l'expression de $F_1(y)$ dans l'intégrale et en identifiant les deux membres, on trouve :

$$m_{11} = M_{11}\ b = \pi\ \rho\ \left(\frac{e}{2}\right)^2\ b$$

— $\mathbf{m_{22}}$. Ce terme ne peut pas être calculé avec la *slender body approximation*. Dans [68], l'autrice donne les expressions de l'*added mass* et de l'*added inertia* des bras, supposés cylindriques, du manipulateur d'un robot sous-marin. Elle propose :

$$m_{22} = 0,1\ m$$

où m est la masse du cylindre. Faute de mieux, nous adoptons cette expression pour notre cylindre elliptique.

— $\mathbf{m_{33}}$. Le raisonnement est identique à celui mené pour m_{22}. La seule différence est que c'est la corde c et non l'épaisseur e qui intervient dans l'expression de M_{33} :

$$m_{33} = M_{33}\ b = \pi\ \rho\ \left(\frac{c}{2}\right)^2\ b$$

— $\mathbf{m_{44}}$. Imprimer une accélération angulaire autour de l'axe 1 requiert un couple :

$$f_4 = -m_{44}\ \dot{u}_4 = -\int_0^b F_3(y)\ y\ \mathrm{d}y$$

où $F_3(y)$ est la force suivant 3 pour accélérer une tranche 2D suivant l'axe 3. Cette force est donné par :

$$F_3(y) = -M_{33}(y)\ \dot{U}_3(y) = M_{33}\ y\ \dot{u}_4$$

En injectant cette expression dans l'intégrale, on trouve :

$$f_4 = -\int_{-l/2}^{l/2} M_{33}\ y^2\ \dot{u}_4\ \mathrm{d}y = -M_{33}\frac{b^3}{12}\dot{u}_4$$

Par identification avec la première expression de f_4, on trouve :

$$m_{44} = M_{33}\ \frac{b^3}{12} = \frac{\pi}{12}\rho\ \left(\frac{c}{2}\right)^2\ b^3$$

— $\mathbf{m_{55}}$. Imprimer une accélération angulaire autour de l'axe 2 requiert un couple :

$$f_5 = -m_{55}\ \dot{u}_5 = \int_0^b F_5(y)\ \mathrm{d}y$$

où $F_5(y)$ est le couple à fournir pour faire varier la vitesse angulaire d'une tranche 2D autour de l'axe 2. Ce couple est donné par :

$$F_5(y) = -M_{55}(y)\ \dot{U}_5(y) = -M_{55}\ \dot{u}_5$$

car l'accélération angulaire des tranches et la géométrie des tranches sont constantes sur la longueurs. Dans [Newman_2017], on trouve pour une ellipse en rotation autour de son centre :

$$M_{55} = \frac{1}{8}\pi\rho\left[\left(\frac{c}{2}\right)^2 - \left(\frac{e}{2}\right)^2\right]$$

En injectant l'expression de F_5 dans l'intégrale et en identifiant, on trouve :

$$m_{55} = M_{55}\ b = \frac{1}{8}\left[\left(\frac{c}{2}\right)^2 - \left(\frac{e}{2}\right)^2\right]\ b$$

— $\mathbf{m_{66}}$. Le raisonnement est le même que pour m_{44}. On trouve :

$$m_{66} = M_{22}\ \frac{b^3}{12} = \frac{\pi}{12}\rho\ \left(\frac{e}{2}\right)^2\ b^3$$

La matrice de masse augmentée et le tenseur d'inertie augmenté par rapport au centre de gravité G valent donc :

$$M = \begin{pmatrix} m+m_{11} & 0 & 0 \\ 0 & m+m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & m+m_{33} \end{pmatrix} \quad \text{et} \quad I^C = \begin{pmatrix} I_1+m_{44} & 0 & 0 \\ 0 & I_2+m_{55} & 0 \\ 0 & 0 & I_3+m_{66} \end{pmatrix}$$

où m est la masse de la maquette et I_i le moment d'inertie de la maquette par rapport à l'axe i du repère attaché à son centre de gravité.

G.4 Forces appliquées sur la maquette

Dans cette section, nous allons déterminer les efforts appliqués sur la maquette au niveau du point d'attache pour les mouvements décrits à la section 1 (Tables G.1 et G.2, Figures G.2 et G.3). Nous travaillons par superposition : les mouvements de translation dans la direction x_0 sont considérés comme les mouvements de base auxquels s'ajoutent les mouvements suivant les autres axes. Nous calculons les efforts pour chaque mouvement pris séparément, puis nous les additionnons.

La démarche pour calculer les efforts dus à un déplacement est la suivante : (1) exprimer les forces appliquées sur la maquette. La force et le moment appliqués par le robot sur la maquette sont les inconnues. (2) Utiliser les équations de la dynamique (Newton et Euler) pour déterminer la résultante des forces et la résultante des moments des forces agissant sur la maquette. (3) Connaissant toutes les autres forces et tous les autres moments, calculer la force et le moment appliqués par le robot sur la maquette.

On suppose que la maquette est attachée au robot en un point A situé au milieu du bord de fuite. Pour effecter ces calculs, nous utilisons trois repères : $\{0\}$, repère inertiel, $\{1\}$, repère fixé à la maquette en A et $\{2\}$, repère fixé à la maquette en C (centre de gravité). Voir la Figure G.13.

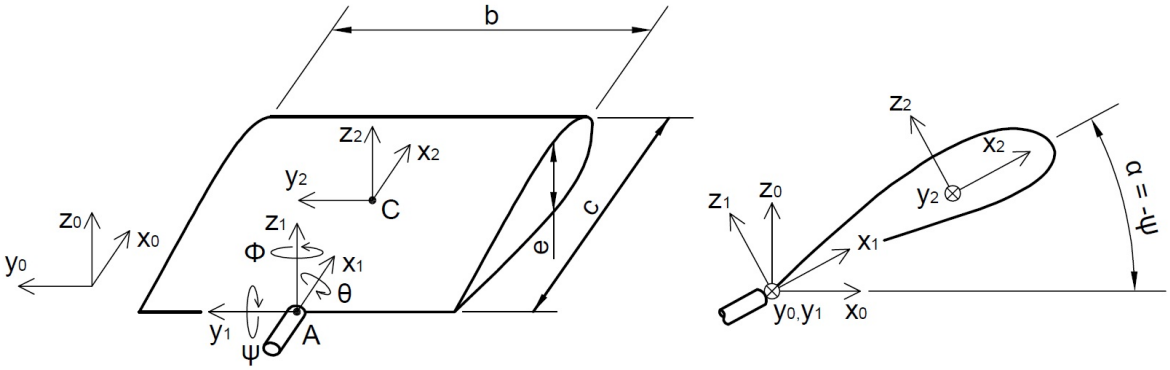


FIGURE G.13 – *Repères utilisés pour définir les mouvements de la maquette et calculer les efforts.*

Les caractéristiques de la maquette qui seront utilisées dans les calculs sont résumées dans la table ci-dessous.

Symbole	Définition	Valeur	Unités
b	Longueur de la maquette	0,300	m
c	Corde de la maquette	0,050	m
$C_D(\alpha)$	Coefficient de trainée totale (*induced* + *pressure*)	§3.1.3	s.d.
$C_{D,plaque}$	Coefficient de trainée d'une plaque perp. à l'écoulement	2 (rq.1)	s.d.
$C_{f,plaque}$	Coefficient de trainée due aux frottements	§3.1.3	s.d.
$C_L(\alpha)$	Coefficient de portance	§3.1.3	s.d.
e	Epaisseur de la maquette	0,012	m
I	Matrice d'inertie (maquette + *added*) par rapport à $\{2\}$	§3.3.2	s.d.
m	Masse de la maquette	0,1	kg
M	Matrice de masse (maquette + *added*)	§3.3.2	s.d.
V	Volume de la maquette	$\approx \pi \frac{c}{2}\frac{e}{2} b$ (rq.2)	m^3

Remarques :

1. Nous avons trouvé dans la littérature des valeurs allant de 1,2 à 2. Nous avons choisis la valeur donnée dans le livre [36], qui est celui que nous avons le plus utilisés pour la partie mécanique des fluides.
2. Nous approximons le profil par un cylindre elliptique.

G.4.1 Mouvements dans le plan vertical

Description des mouvements

Il s'agit des mouvements de translation suivant x_0 décrits dans les Figure G.2 et G.3 et les Tableaux G.2 et G.3. Brièvemement, le robot est entrainé le long de la cuve dans la direction x_0 tout en imprimant à la maquette un mouvement relatif. La maquette reste dans le plan vertical.

Efforts agissant sur la maquette

Les forces et les moments extérieurs appliqués sur la maquette sont représentés à la Figure G.14. Les efforts dus au *wing tip* vortex généré par le *leader* ne sont pas repris dans cette partie : ils seront ajoutés séparéments dans le tableau final afin de pouvoir distinguer les effets dus aux seuls mouvements de la maquette et ceux dus à l'environnement.

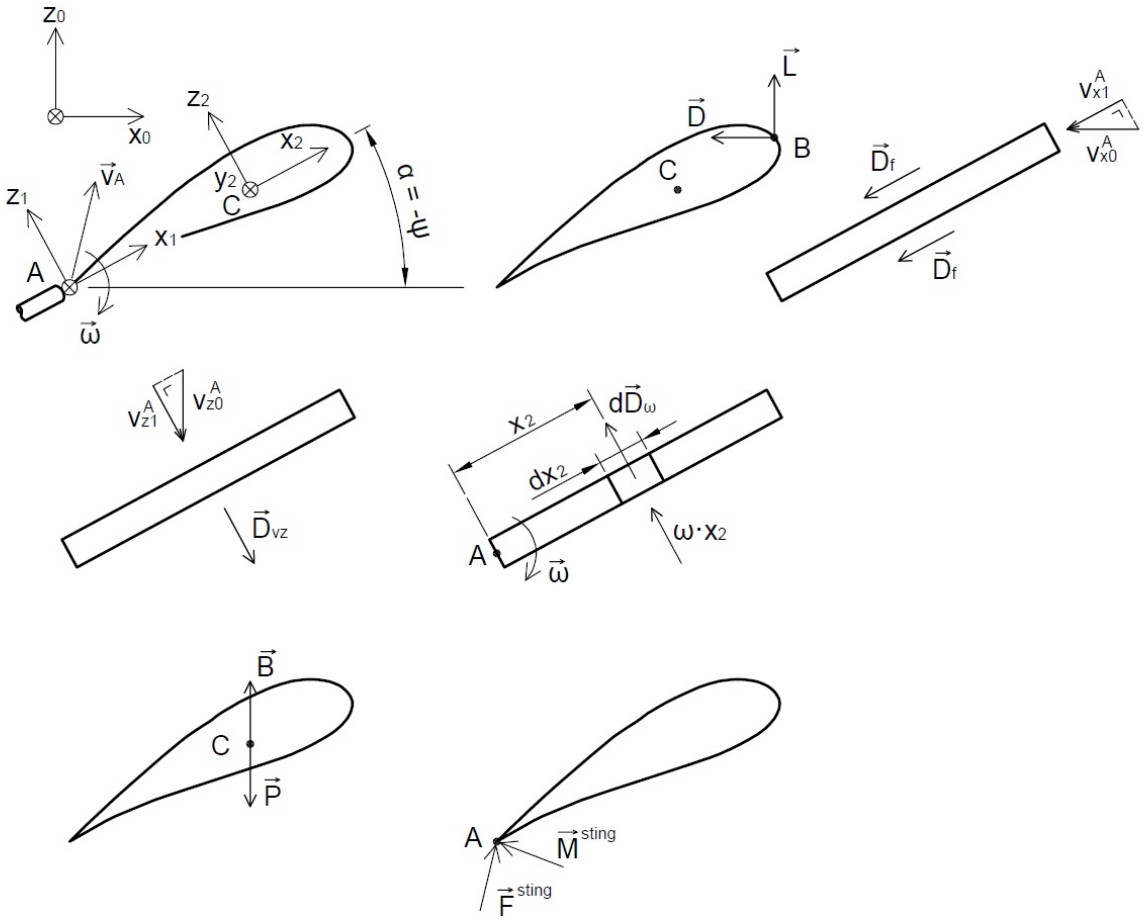


FIGURE G.14 – *Forces et moments extérieurs appliqués sur la maquette lorsqu'elle se déplace dans le plan vertical.*

Le poids et de la poussée d'Archimède agissent invariablement dans la direction verticale. On exprime leur composante dans le repère $\{0\}$:

$$P_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -m\ g \end{pmatrix} \qquad B_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho\ g\ V \end{pmatrix}$$

P_0 et B_0 sont appliqués au centre de gravité C de la maquette.

La trainée et la portance agissent respectivement suivant x_0 et z_0 :

$$L_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \text{sign}\left(v_{x0}^A\right) \frac{1}{2}\ \rho\ C_L(\alpha)\ b\ c\ \left(v_{x0}^A\right)^2 \end{pmatrix} \qquad D_0 = \begin{pmatrix} -\text{sign}\left(v_{x0}^A\right) \frac{1}{2}\ \rho\ C_D(\alpha)\ b\ c\ \left(v_{x0}^A\right)^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Dans ces expressions, v_{x0}^A est la composante horizontale de la vitesse absolue du point d'attache A de la maquette. En toute rigueur, si on n'accompagne pas les forces L_0 et D_0 d'un moment résultant, celles-ci doivent être appliquées au *center of pressure* de la maquette. Pour ne pas devoir la position de ce point, qui varie, nous considérons que L_0 et D_0 s'appliquent au milieu du bord d'attaque de l'aile (point B).

Pour le calcul de la force de trainée due au frottement, nous assimilons la maquette à une plaque mince. La force agit suivant x_1 et est donnée par :

$$D_{f1} = \begin{pmatrix} -\text{sign}\left(v_{x1}^A\right) \frac{1}{2}\ \rho\ C_{f,plaque}\ b\ c\ \left(v_{x1}^A\right)^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

où v_{x1}^A est la composante tangente à la plaque de la vitesse absolue du point d'attache A de la maquette. Nous supposons que la force D_{f1} s'applique au cenre de la plaque, soit à son centre de gravité C.

Lors des mouvement verticaux, la maquette subit un effort dans la direction z_1. Pour estimer cet effort, nous assimilons la maquette à une plaque mince placée perpendiculairement à un écoulement :

$$D_{vz,1} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\text{sign}\left(v_{z1}^A\right) \frac{1}{2}\ \rho\ C_{D,plaque}\ b\ c\ \left(v_{z1}^A\right)^2 \end{pmatrix}$$

où v_{z1}^A est la composante suivant z_1 de la vitesse absolue du point d'attache A. Nous supposons que la force $D_{v,z1}$ s'applique au cenre de la plaque et que celui correspond au centre de gravité C.

Pour le cas où le robot fait varier le *pitch* de la maquette pour la maintenir tangente à la trajectoire, nous assimilons la maquette à une plaque mince qui pivote autour de l'axe x_1. De ce mouvement résulte la force de trainée suivante :

$$D_{\omega,2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \text{sign}\left(\omega\right) \frac{1}{6}\ \rho\ C_{D,plaque}\ c^3\ b\ \omega^2 \end{pmatrix}.$$

Cette force s'applique en $x_1 = 3c/4$. Le raisonnement pour déterminer l'expression de la force et le point d'application est détaillé dans la section consacré au mouvement de *pitch*.

Equations de la dynamiques

Les équations de Newton et d'Euler sont les suivantes :

$$\mathbf{F}^C = \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}^C \qquad\qquad F_2^C = M \cdot \ddot{x}_2^C$$

$$\mathbf{M}^C = \dot{\mathbf{H}}^C = \mathbf{I}^C\dot{\omega} + \tilde{\omega}\ \mathbf{I}^C\omega \qquad\qquad M_2^C = \dot{H}_2^C = I_2^C \cdot \dot{\omega}_2^2 + \tilde{\omega}_2^2 \cdot I_2^C \cdot \omega_2^2$$

Pour résoudre le problème de manière informatique, nous utiliserons les formes matricielles de droite, où les vecteurs ont été exprimés dans le repère $\{2\}$. L'accélération absolue $\ddot{x}_2^C$ du centre de gravité, la vitesse angulaire de la maquette et l'accélération angulaire sont données par :

$$\ddot{x}_2^C = \tilde{\dot{\omega}}_2^2 \cdot AC_2 + \tilde{\omega}_2^2 \cdot \tilde{\omega}_2^2 \cdot AC_2 + \ddot{x}_2^A$$

$$\omega_2^2 = \begin{pmatrix} 0 \\ -\dot{\alpha} \\ 0 \end{pmatrix} \qquad \tilde{\omega}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\dot{\alpha} \\ 0 & 0 & 0 \\ \dot{\alpha} & 0 & 0 \end{pmatrix} \qquad \dot{\omega}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 \\ -\ddot{\alpha} \\ 0 \end{pmatrix} \qquad \tilde{\dot{\omega}}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\ddot{\alpha} \\ 0 & 0 & 0 \\ \ddot{\alpha} & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Dans le repère $\{2\}$, la résultante des forces F_2^C et la résultante des moments des forces M_2^C agissant sur la maquette sont données par :

$$F_2^C = L_2 + D_2 + 2 \cdot D_{f,2} + D_{vz,2} + D_{\omega,2} + B_2 + P_2 + F_2^{sting}$$
$$M_2^C = CB_2 \times L_2 + CB_2 \times D_2 + CB_2 \times D_{\omega,2} + CA_2 \times F_2^{sting} + M_2^{sting}$$

Dans la section précédente, les efforts ont été calculés dans les repères $\{0\}$, $\{1\}$ ou $\{2\}$, suivant ce qui était le plus facile. Pour les exprimer dans le repère $\{2\}$, on utilise la matrice de changement de base suivante :

$$R_0^1 = R_0^2 = \begin{pmatrix} \cos\alpha & 0 & -\sin\alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{pmatrix}$$

Résultats

Nous avons calculés les efforts appliqués par le robot sur la maquette à l'aide d'un programme *Python* pour les différents mouvements de translation des Figures G.2 et G.3 et des Tableaux G.1 et G.2.

Les évolutions des efforts appliqués par le robot sur le maquette dans le cas du mouvement sinusoidal horizontal avec un angle d'attaque de $10°$ et de $-10°$ sont représentées sur les Figures G.15 et G.16.

Les efforts dans le cas du mouvement sinusoidal dans le plan vertical sont représentés sur les Figures G.17 et G.18. L'angle d'attaque varie de telle sorte que la maquette reste tangente à la trajectoire. Avec l'amplitude et la période de la sinusoide (voir Table G.1, l'angle d'attaque atteint $\pm 17°$, alors que la limite de décrochage est de $\pm 10°$ (voir Figure G.5). Nous avons réalisés les calculs avec l'angle d'attaque non limité et avec l'angle d'attaque limité à $\pm 10°$.

Enfin, nous avons calculé les efforts pour différentes combinaisons de vitesses et d'accélérations d'entrainement et relatives. Les combinaisons les plus défavorables sont :

— Mouvement d'entrainement : $v_{x0} = 1$ m/s, mouvement relatif : $v_{x0} = 1$ m/s et $a_{x0} = 2$ m/s^2, angle d'attaque $\alpha = 10°$:

$$F_2^{sting} = \begin{pmatrix} -0,14 \\ 0 \\ -27,16 \end{pmatrix} \text{ [N]} \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} 0 \\ 1,34 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ [Nm]}$$

— Mouvement d'entrainement : $v_{x0} = 1$ m/s, mouvement relatif : $v_{x0} = 1$ m/s et $a_{x0} = 2$ m/s^2, angle d'attaque $\alpha = -10°$:

$$F_2^{sting} = \begin{pmatrix} 0,83 \\ 0 \\ 17,48 \end{pmatrix} \text{ [N]} \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} 0 \\ -0,88 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ [Nm]}$$

— Mouvement d'entrainement : $v_{x0} = 0$ m/s, mouvement relatif : $v_{x0} = 0$ m/s et $a_{x0} = -2$ m/s^2, angle d'attaque $\alpha = 0°$:

$$F_2^{sting} = \begin{pmatrix} -0,27 \\ 0 \\ -0,47 \end{pmatrix} \text{ [N]} \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} 0 \\ 0,01 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ [Nm]}$$

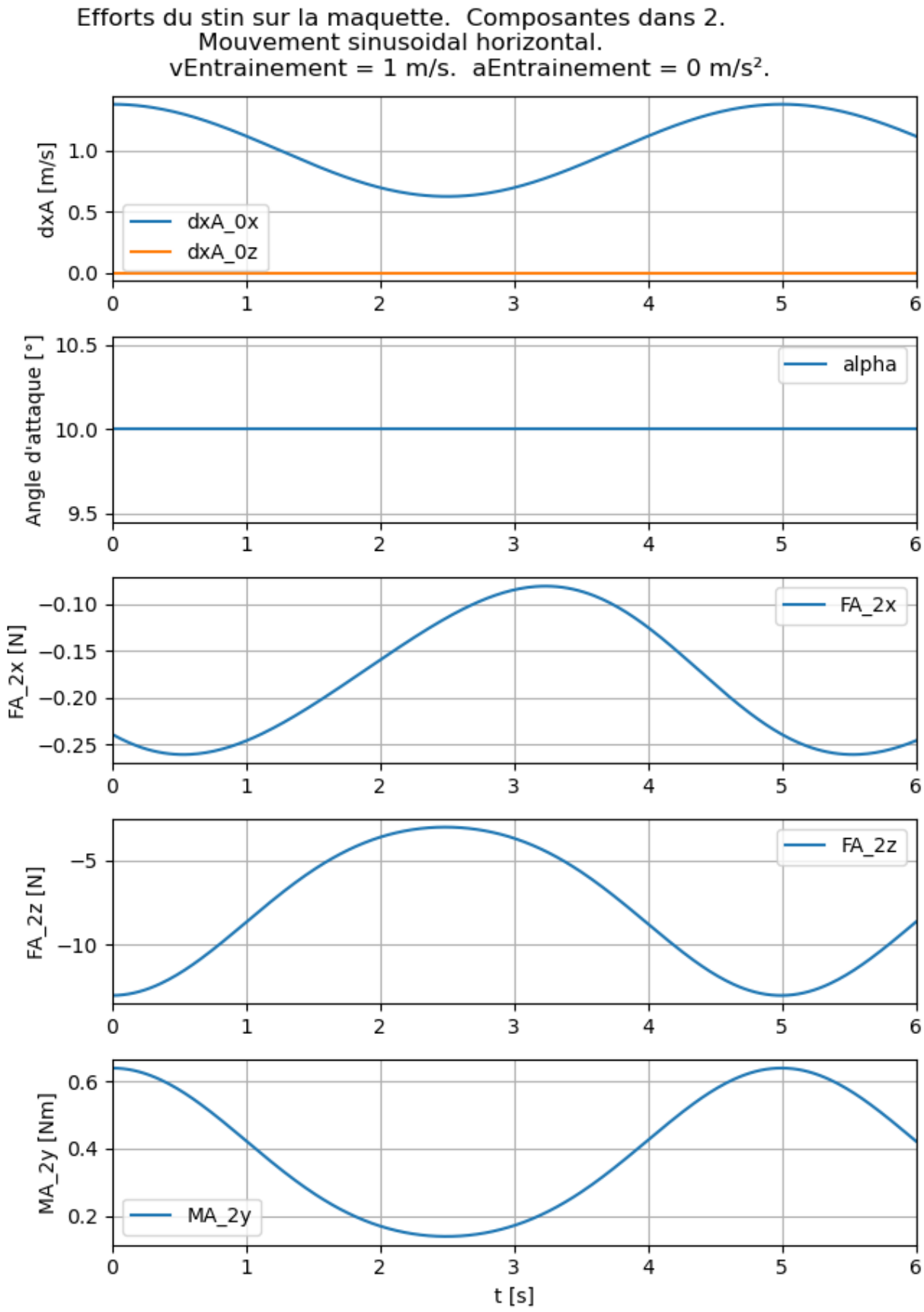


FIGURE G.15 – *Evolution des efforts appliqués par le robot sur la maquette lors d'un mouvement sinusoidal horizontal. Angle d'attaque :* 10°.

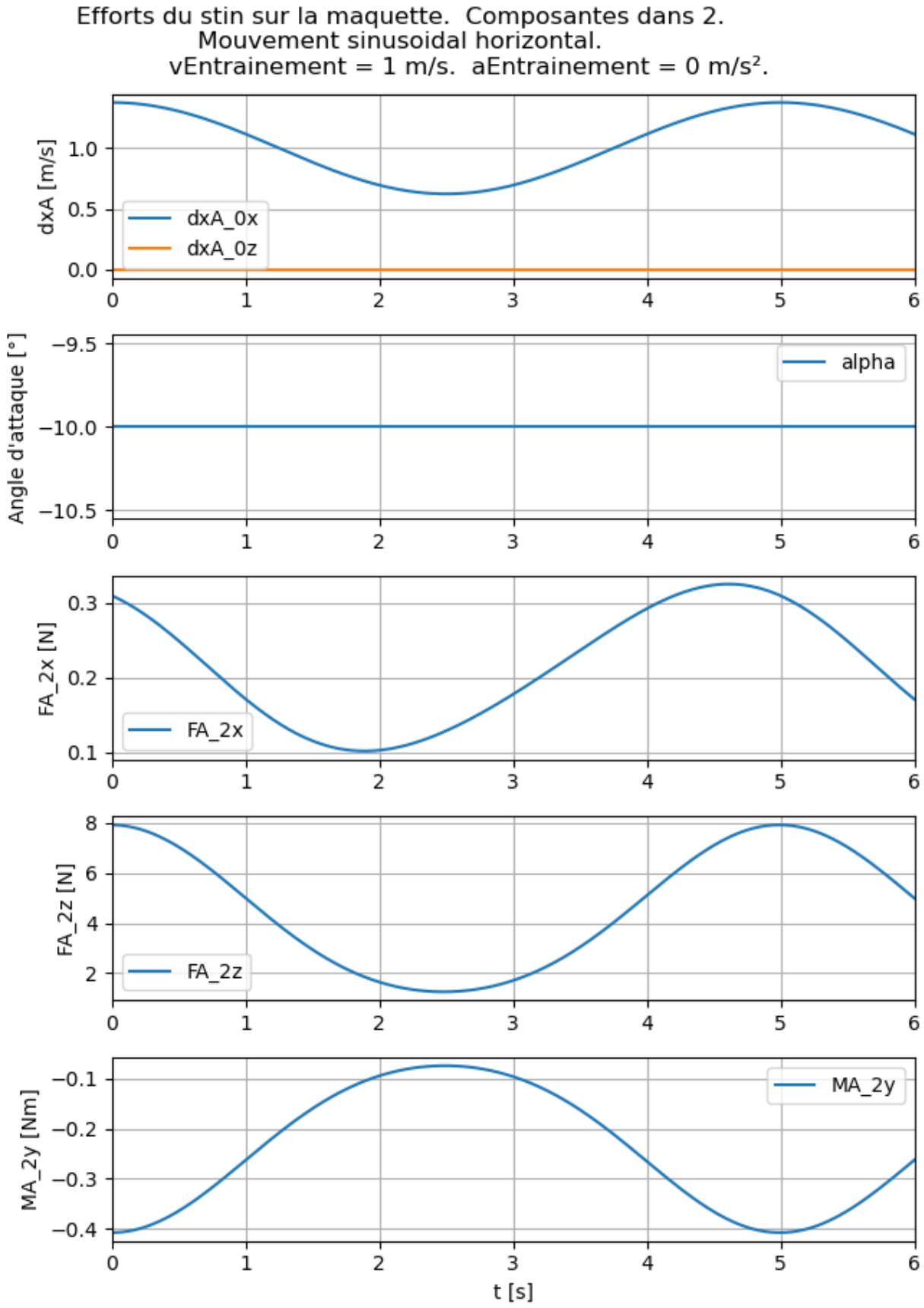


FIGURE G.16 – *Evolution des efforts appliqués par le robot sur la maquette lors d'un mouvement sinusoidal horizontal. Angle d'attaque :* $-10°$.

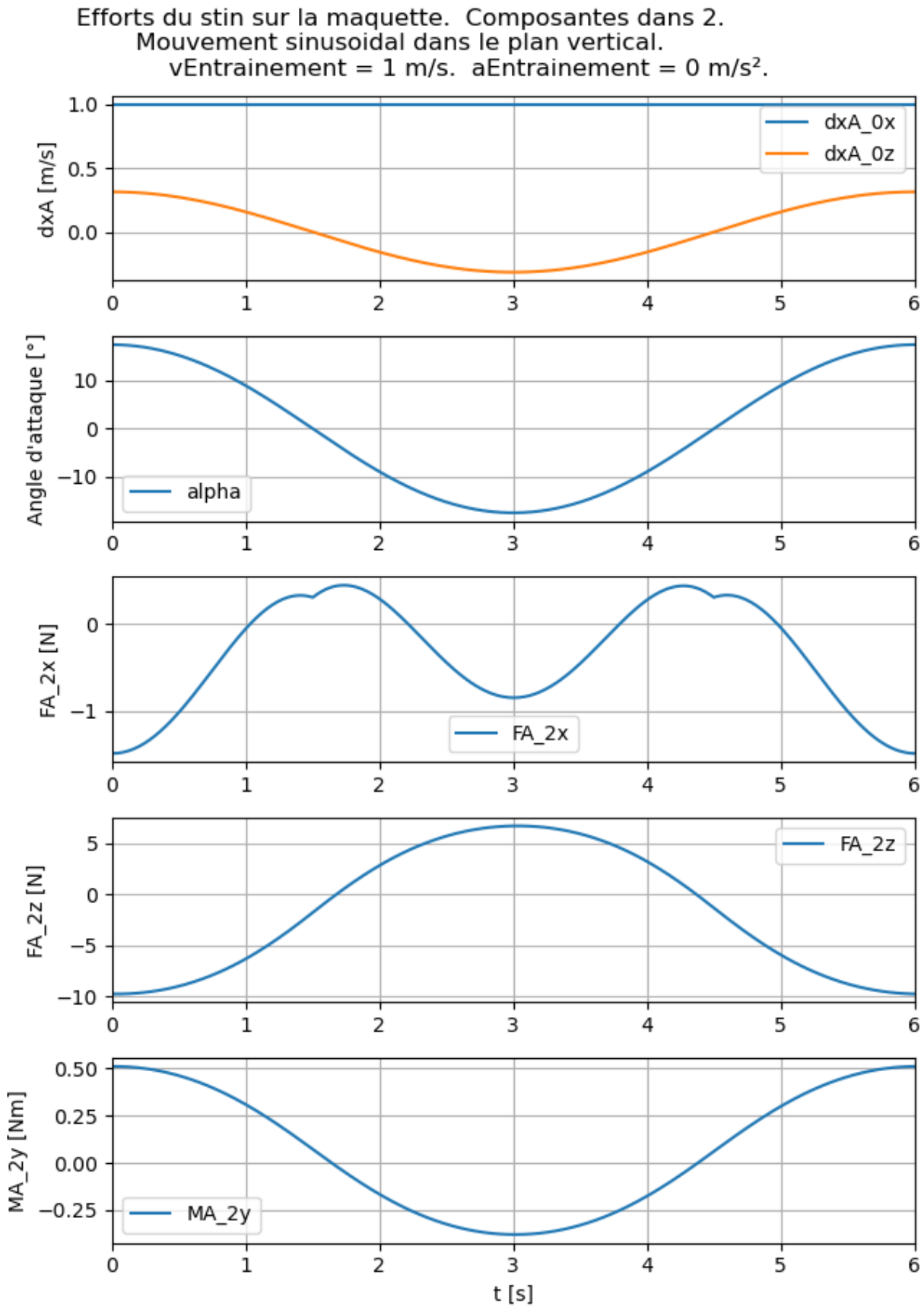


FIGURE G.17 – *Evolution des efforts appliqués par le robot sur la maquette lors d'un mouvement sinusoidal dans le plan vertical. L'angle d'attaque varie de telle sorte que la maquette soit tangente à la trajectoire. Cas impossible en pratique car l'angle d'attaque atteint ±17° tandis que le décrochage se produit vers ±10°.*

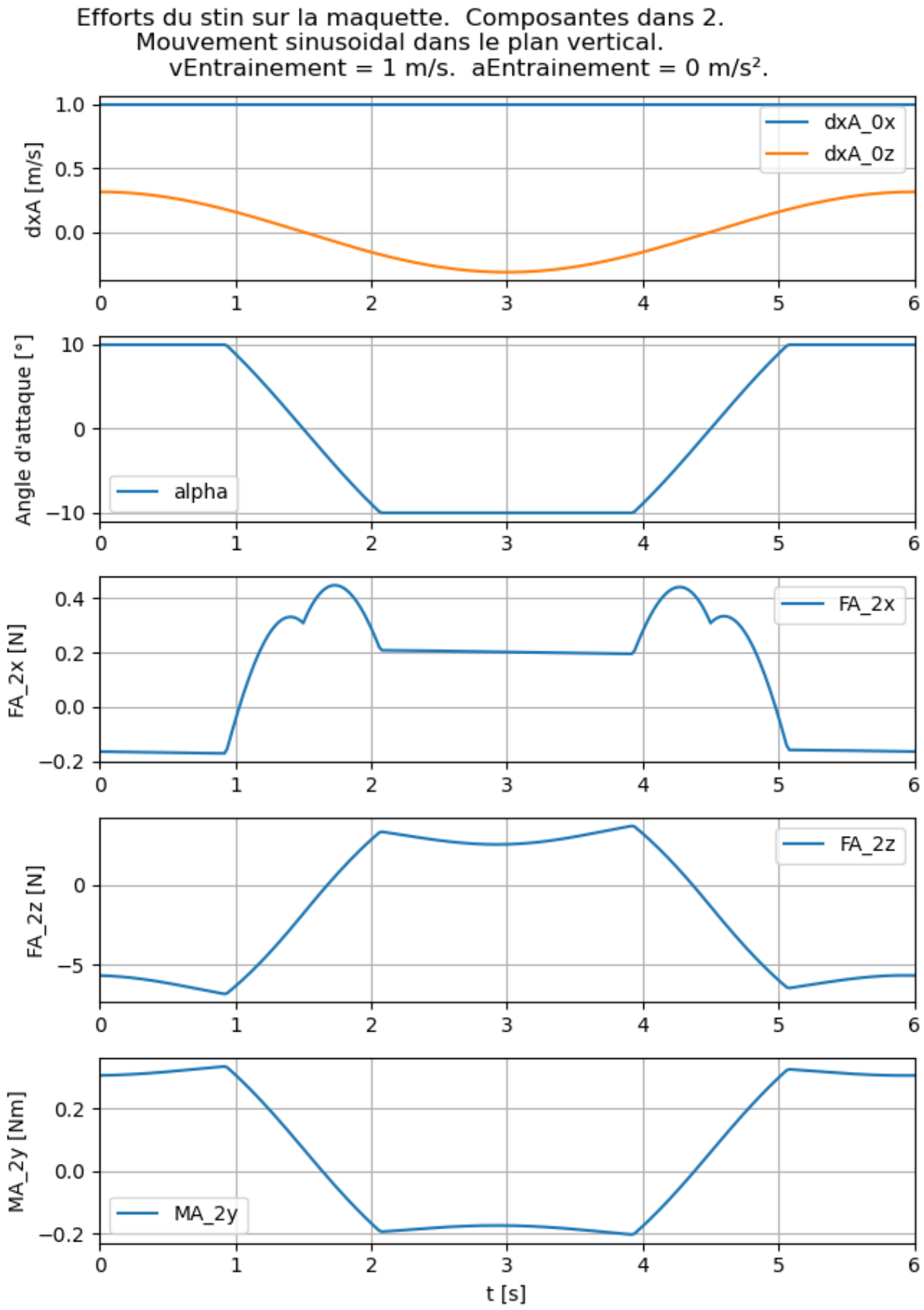


FIGURE G.18 – *Evolution des efforts appliqués par le robot sur la maquette lors d'un mouvement sinusoidal dans le plan vertical. L'angle d'attaque varie de telle sorte que la maquette soit tangente à la trajectoire, mais avec une limite de ±10° à cause du décrochage.*

G.4.2 Translation latérale

Description du mouvement

Le robot entraine la maquette dans un mouvement de translation suivant y_0 (Figure G.20). Pour se placer dans le cas défavorable, on considère le cas où la maquette est inclinée de 10°, la projection de la surface perpendiculairement à la vitesse étant ainsi maximale.

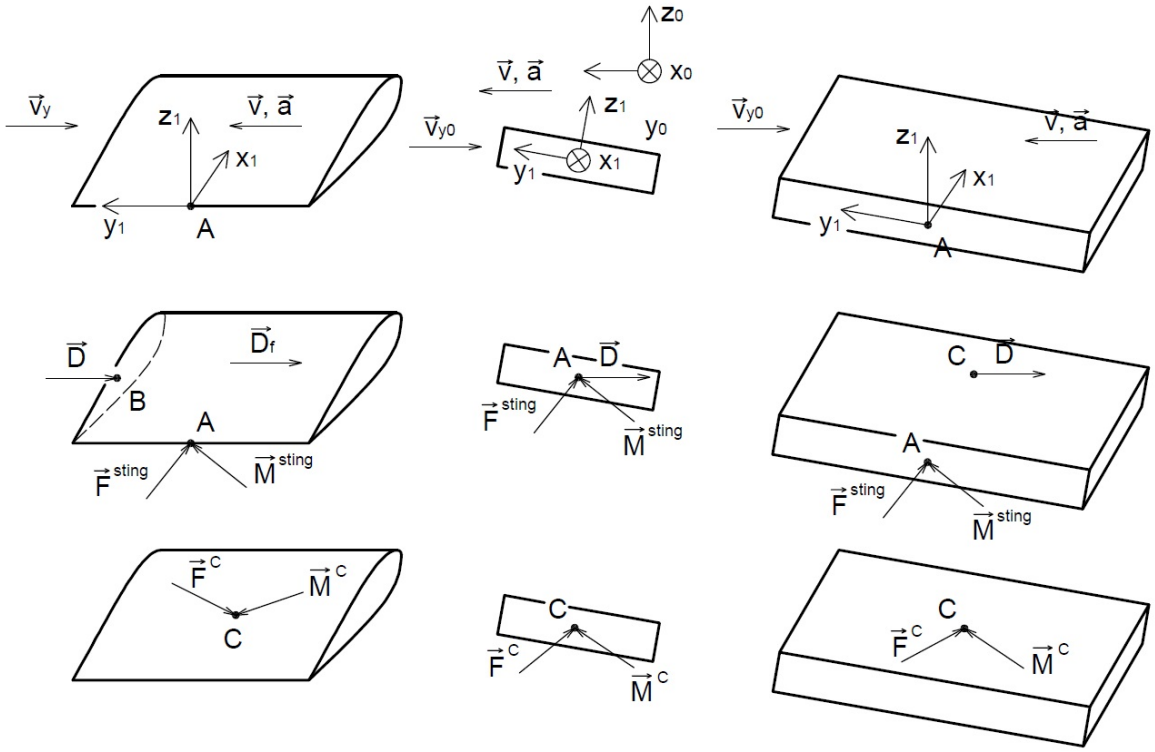


FIGURE G.19 – *Translation de la maquette dans la direction y_0. Au-dessus : vitesse et accélération. Au centre : diagramme corps libre. En bas : résultante des forces et résultante des moments des forces extérieures en C.*

Efforts agissants sur la maquette

La maquette est assimilée à une plaque mince. La translation suivant y_0 génère un effort de trainée

$$D_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ -\text{sign}(v_{y0}^A)\frac{1}{2}\ \rho\ C_{D,plaque}\ c\ b\ \sin\theta\ \left(v_{y0}^A\right)^2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

où $(c\ b\ \sin\theta)$ est la projection de la surface perpendiculaire à la vitesse. Nous faisons l'hypothèse que la force D_0 s'applique au centre de la plaque et que celui-ci coïncide avec le centre de gravité.

Equations de la dynamique

Dans le cas de la translation suivant y_0, les équations de Newton et d'Euler deviennent :

$$F_2^C = F_2^{sting} + D_2 = M \cdot \ddot{x}_2^C$$

$$M_2^C = CA_1 \times F_1^{sting} + M_2^{sting} = 0$$

Résultats

Dans le cas le plus défavorable(vitesse et l'accélération maximales et de même sens, angle $\phi = \pm 10°$), on a :

$$F_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} 0 \\ 11,01 \\ 2,65 \end{pmatrix} \text{ [N]} \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} 0 \\ 0,07 \\ 0,28 \end{pmatrix} \text{ [Nm]}$$

G.4.3 Translation verticale

Description du mouvement

Le robot entraine la maquette dans un mouvement de translation suivant z_0 (Figure G.20). Pour se placer dans le cas défavorable, on considère le cas où la maquette est horizontale, la projection de la surface perpendiculairement à la vitesse étant ainsi maximale.

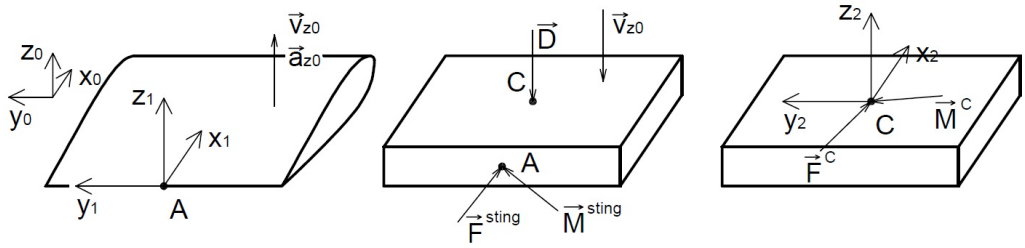


FIGURE G.20 – *Translation de la maquette dans la direction z_0. A gauche : vitesse et accélération. Au centre : diagramme corps libre. A droite : résultante des forces et résultante des moments des forces extérieures en C.*

Efforts agissants sur la maquette

La maquette est assimilée à une plaque mince placée perpendiculairement dans un écoulement. La translation génère une force de trainée dans la direction z_0 :

$$D_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\text{sign}\left(v_{z0}^A\right) \frac{1}{2} \rho \, C_{D,plaque} \, c \, b \, \left(v_{z0}^A\right)^2 \end{pmatrix}$$

Equations de la dynamique

Dans le cas de la translation suivant z_0, les équations de Newton et d'Euler deviennent :

$$F_2^C = F_2^{sting} + D_2 = M \cdot \ddot{x}_2^C$$
$$M_2^C = CA_1 \times F_1^{sting} + M_2^{sting} = 0$$

Résultats

Dans le cas le plus défavorable (vitesse et accélération maximales et de même sens, angle $\theta = 0°$), on a :

$$F_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 16,38 \end{pmatrix} \text{ [N]} \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} 0 \\ 0,41 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ [Nm]}$$

G.4.4 Mouvement de *roll*

Description du mouvement

Le robot entraine la maquette en rotation autour de l'axe x_1 (Figure G.21).

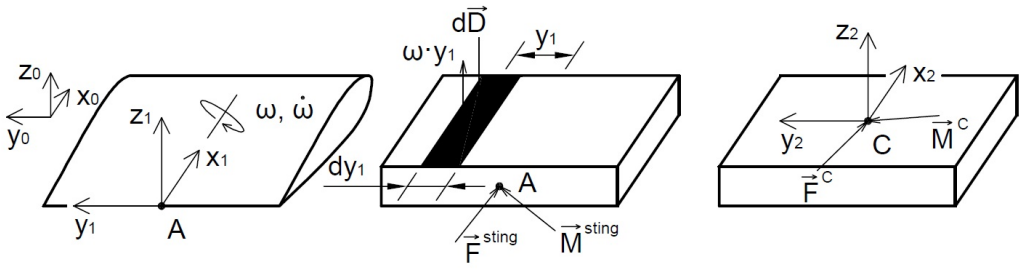


FIGURE G.21 – *Rotation de la maquette autour de x_1. A gauche : vitesse et accélération. Au centre : diagramme corps libre. A droite : résultante des forces et résultante des moments des forces extérieures en C.*

Efforts agissants sur la maquette

La maquette est assimilée à une plaque mince. La bande $\mathrm{d}y_1 \times c$ est soumise à une force $\mathrm{d}D$ dirigées suivant z_1. Cette force produit un moment $\mathrm{d}M$ par rapport à l'axe x_1. Voir Figure G.21. Ces efforts sont donnés par :

$$\mathrm{d}D = \frac{1}{2}\ \rho\ C_{D,plaque}\ \mathrm{d}y_1\ c\ \ (\omega y_1)^2$$
$$\mathrm{d}M = \mathrm{d}D\ y_1$$

En intégrant ces efforts de $y_1 = -b/2$ à $y_1 = b/2$, on obtient la résultante des forces et la résultantes de moments de force par rapport à x_1. La résultante des forces est nulle. Celle des moments des forces vaut :

$$M_1 = \begin{pmatrix} -\mathrm{sign}(\omega)\dfrac{1}{64}\ \rho\ C_{D,plaque}\ c\ b^4\omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Equations de la dynamique

La résultante F_2^C des forces extérieures et la force appliquées par le robot sur la maquette sont nulles. Les seuls moments extérieurs sont celui appliqué par le robot et celui dû à la rotation :

$$F_2^C = F_2^{sting} = 0$$
$$M_2^C = M_2^{sting} + M_2 = I_2^C \cdot \dot{\omega}_2^2 \quad \text{avec} \qquad \ddot{\omega}_2^2 = \begin{pmatrix} \ddot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Résultats

Dans le cas le plus défavorable (vitesse angulaire et accélération maximales et de même sens), on a :

$$F_2^{sting} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}\ [\mathrm{N}] \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \pm \begin{pmatrix} -0,01 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}\ [\mathrm{Nm}]$$

G.4.5 Mouvement de *pitch*

Description du mouvement

Le robot entraine la maquette en rotation autour de l'axe y_1 (Figure G.22).

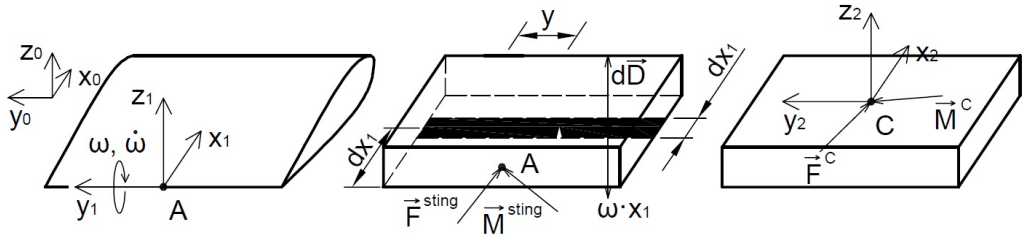


FIGURE G.22 – *Rotation de la maquette autour de y_1. A gauche : vitesse et accélération. Au centre : diagramme corps libre. A droite : résultante des forces et résultante des moments des forces extérieures en C.*

Efforts agissants sur la maquette

La maquette est assimilée à une plaque mince. La bande $\mathrm{d}x_1 \times b$ est soumise à une force de trainée $\mathrm{d}D$ dirigées suivant z_1. Cette force produit un moment $\mathrm{d}M$ par rapport à l'axe y_1. Voir Figure G.21. Ces efforts sont donnés par :

$$\mathrm{d}D = \frac{1}{2}\,\rho\, C_{D,plaque}\,\mathrm{d}x_1\; b\;\left(\omega\; x_1\right)^2$$
$$\mathrm{d}M = \mathrm{d}D\; x_1$$

En intégrant ces efforts de $x_1 = 0$ à $x_1 = c$, on obtient la résultante des forces et la résultante de moments des forces par rapport à x_1 :

$$D_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \mathrm{sign}(\omega)\dfrac{1}{6}\,\rho\, C_{D,plaque}\; b\; c^3\omega^2 \end{pmatrix} \qquad M_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ -\mathrm{sign}(\omega)\dfrac{1}{8}\,\rho\, C_{D,plaque}\; b\; c^4\omega^2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Nous choissisons d'appliquer la résultante des forces au point $B = (x_B, 0, 0)$ tel que $x_B = \dfrac{M_{y1}}{D_{z1}} = \dfrac{3c}{4}$. Le système des forces de trainée $\mathrm{d}D$ se réduit ainsi à la seule force résultante D_1.

Equations de la dynamique

La résultante F_2^C des forces extérieures et la résultante M_2^C des moments des forces sont données par les équations de Newton et d'Euler :

$$F_2^C = F_2^{sting} + D_2 = M \cdot \ddot{x}_2^C$$
$$M_2^C = CB_2 \times D_2 + CA_2 \times F_2^{sting} + M_2^{sting} = I_2^C \cdot \dot{\omega}_2^2$$

avec

$$\ddot{x}_2^C = \tilde{\dot{\omega}}_2^2 \cdot AC_2 + \tilde{\omega}_2^2 \cdot \tilde{\omega}_2^2 \cdot AC_2 \qquad \omega_2^2 = \begin{pmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{pmatrix} \qquad \dot{\omega}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 \\ \ddot{\theta} \\ 0 \end{pmatrix} \qquad \tilde{\dot{\omega}}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \ddot{\theta} \\ 0 & 0 & 0 \\ -\ddot{\theta} & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Résultats

Dans le cas le plus défavorable, où la vitesse angulaire et l'accélération sont maximales et de même sens, on a :

$$F_2^{sting} = \begin{pmatrix} 0,002 \\ 0 \\ \pm 0,006 \end{pmatrix} \text{ [N]} \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \begin{pmatrix} 0 \\ \pm 3 \cdot \mathrm{E}^{-5} \\ 0 \end{pmatrix} \text{ [Nm]}$$

G.4.6 Mouvement de *yaw*

Description du mouvement

Le robot entraine la maquette en rotation autour de l'axe z_1 (Figure G.23).

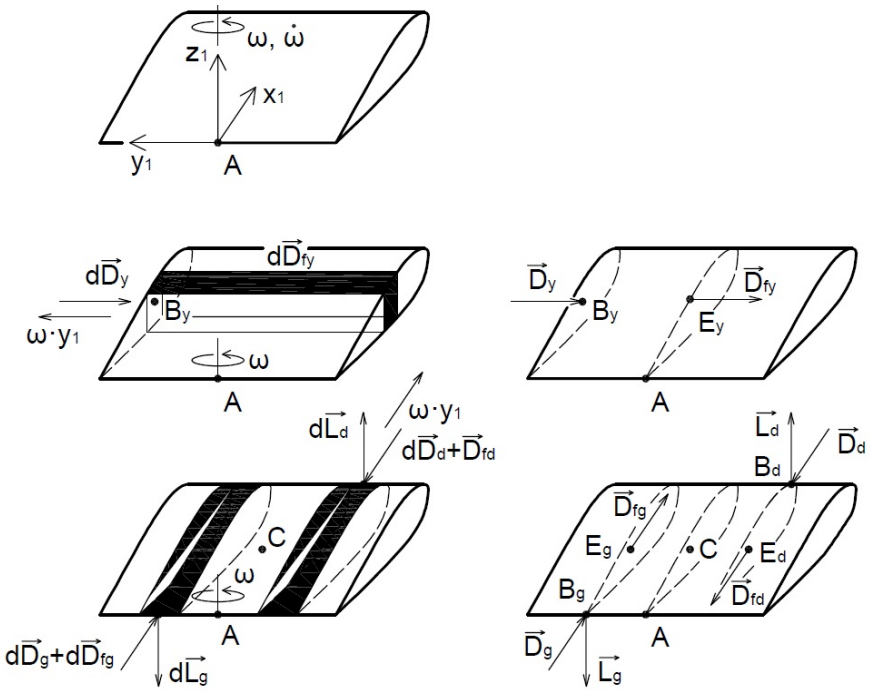


FIGURE G.23 – *Rotation de la maquette autour de z_1. A gauche : la maquette est découpée en bandes sur lesquelles s'appliquent des efforts élémentaires. A droite : résultantes des efforts élémentaires.*

Efforts agissants sur la maquette

Nous n'avons pas trouvé, dans la littérature, comment calculer les efforts pour ce cas-là. Nous proposons la simplification suivante. On peut observer, sur la Figure G.23, que plusieurs parties de la maquette rentrent dans le fluide : (1) la tranche gauche (2) la moitié droite, par le bord d'attaque et (3) la moitié gauche, par le bord de fuite. Nous allons calculer les efforts appliqués sur chacune de ces parties prises séparément, puis les combiner.

Nous assimilons la tranche de gauche à une plaque placée perpendiculairement à un écoulement. La surface élémentaire $\mathrm{d}x_1 \times e$ est soumises à une vitesse du fluide $\omega\ x_1$. Il en résulte une force et un moment par rapport à l'axe z_1 qui sont donnés par :

$$\mathrm{d}D_y = -\frac{1}{2}\ \rho\ C_{D,plaque}\ \mathrm{d}x_1\ e\ (\omega\ x_1)^2$$
$$\mathrm{d}M_y = \mathrm{d}D_y\ x_1$$

En intégrant ces efforts de $x_1 = 0$ à $x_1 = c$, on obtient la résultante des forces et la résultantes de moments de force par rapport à x_1 :

$$D_{y,1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\text{sign}(\omega)\frac{1}{6}\ \rho\ C_{D,plaque}\ e\ c^3\omega^2 \\ 0 \end{pmatrix} \qquad M_{y,1} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\text{sign}(\omega)\frac{1}{8}\ \rho\ C_{D,plaque}\ e\ c^4\omega^2 \end{pmatrix}$$

Nous choissisons d'appliquer la résultante des forces au point $B_g = (x_{Bg}, c/2, 0)$ tel que $x_{Bg} = 3c/4$. Le système des forces de trainée $\mathrm{d}D_y$ se réduit ainsi à la seule force résultante $D_{y,1}$.

On découpe également la maquette en bande $\mathrm{d}x_1 \times b$. Les faces supérieure et inférieure sont soumises à une force de frottement :

$$\begin{aligned} \mathrm{d}D_{fy} &= -\frac{1}{2}\ \rho\ C_{f,plaque}\ \mathrm{d}x_1\ b\ (\omega\ x_1)^2 \\ \mathrm{d}M_{fy} &= \mathrm{d}D_{fy}\ x_1 \end{aligned}$$

On intègre ces efforts de $x_1 = 0$ à $x_1 = c$, on applique la résultante des forces $\mathrm{d}D_{fy}$ en $x_1 = 3c/4$ et le système se réduit à la résultante :

$$D_{fy1} = \begin{pmatrix} -\text{sign}(\omega)\frac{1}{6}\ \rho\ C_{f,plaque}\ b\ c^3\omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

La partie droite rentre dans le fluide par son bord d'attaque. Le cas est identique à celui du mouvement dans le plan vertical, si ce n'est que, cette fois, la vitesse varie le long du bord d'attaque. On découpe la moitié droite en bande $\mathrm{d}x_1 \times c$. Chaque bande est soumises à une force de trainée $\mathrm{d}D_d$, de portance $\mathrm{d}L_d$ et de trainée de frottement $\mathrm{d}D_{fd}$:

$$\begin{aligned} \mathrm{d}L_{d1} &= \text{sign}(\omega)\frac{1}{2}\ \rho\ C_L(\alpha)\ \mathrm{d}y_1\ c\ (\omega\ y_1)^2 \\ \mathrm{d}L_{d1} &= -\text{sign}(\omega)\frac{1}{2}\ \rho\ C_D(\alpha)\ \mathrm{d}y_1\ c\ (\omega\ y_1)^2 \\ \mathrm{d}D_{fd1} &= -\text{sign}(\omega)\frac{1}{2}\ \rho\ C_{f,plaque}(\alpha)\ \mathrm{d}y_1\ c\ (\omega\ y_1)^2 \end{aligned}$$

Pour ne pas devoir déterminer la position du *center of pressure*, nous considérons que les efforts $\mathrm{d}L_d$ et $\mathrm{d}D_d$ sont appliqués au point B_d situé sur le bord d'attaque. On intègre les efforts de $y_1 = -b_2$ à $y_1 = 0$. On applique la résulante des forces de frottement en $B_d = (c, -3b/8, 0)$ et celles des forces de trainée et de portance en $E_d = (c/2, -3b/8, 0)$. Le système se réduit ainsi aux résultantes des forces :

$$L_{d1} = \begin{pmatrix} -\text{sign}(\omega)\frac{1}{48}\ \rho\ C_L(\alpha)\ c\ b^3\omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \qquad D_{d1} = \begin{pmatrix} -\text{sign}(\omega)\frac{1}{48}\ \rho\ C_D(\alpha)\ c\ b^3\omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$D_{fd1} = \begin{pmatrix} -\text{sign}(\omega)\frac{1}{48}\ \rho\ C_{f,plaque}\ c\ b^3\omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Pour la partie gauche, qui rentre dans le fluide par le bord de fuite, nous ne disposons pas des coefficients de trainée et de portance correspondants à cette situation. Faute de mieux, nous proposons d'utiliser ceux qui

s'appliquent dans le cas où le profil rentre dans le fluide par son bord d'attaque. Il en résulte des forces de trainée et de portance dont le sens est opposés à celles qui aggisent sur la moitié droite de l'aile :

$$L_{g1} = -L_{d1} \qquad D_{g1} = -D_{d1} \qquad D_{fg1} = -D_{fd1}$$

On applique la résulante des forces de frottement en $B_g = (c, 3b/8, 0)$ et celles des forces de trainée et de portance en $E_d = (c/2, 3b/8, 0)$.

Equations de la dynamique

La résultante F_2^C des forces extérieures et la résultante M_2^C des moments extérieurs sont donnés par les équations de Newton et d'Euler :

$$\begin{aligned}
F_2^C &= D_{y2} + 2 \cdot D_{fy2} + L_{d2} + D_{d2} + 2 \cdot D_{fd2} + L_{g2} + D_{g2} + 2 \cdot D_{fg2} + F_2^{sting} = M \cdot \ddot{x}_2^C \\
M_2^C &= CB_{y2} \times D_{y2} + 2 \cdot CE_{y2} \times D_{fy2} \\
&\quad + CB_{d2} \times D_{d2} + CB_{d2} \times L_{d2} + 2 \cdot CE_{d2} \times D_{fd2} \\
&\quad + CB_{g2} \times D_{g2} + CB_{g2} \times L_{g2} + 2 \cdot CE_{g2} \times D_{fg2} \\
&\quad + CA_2 \times F_2^{sting} + M_2^{sting} \\
&= I_2^C \cdot \dot{\omega}_2^2 + \tilde{\omega}_2^2 \cdot I_2^C \cdot \omega_2^2
\end{aligned}$$

avec

$$\ddot{x}_2^C = \tilde{\dot{\omega}}_2^2 \cdot AC_2 + \tilde{\omega}_2^2 \cdot \tilde{\omega}_2^2 \cdot AC_2$$

$$\omega_2^2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} \qquad \tilde{\omega}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 & \dot{\psi} & 0 \\ -\dot{\psi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \qquad \dot{\omega}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{\psi} \end{pmatrix} \qquad \tilde{\dot{\omega}}_2^2 = \begin{pmatrix} 0 & \ddot{\psi} & 0 \\ -\ddot{\psi} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Résultats

Nous considérons le cas le plus défavorable : vitesse et accélérations angulaires maximale et de même sens, et angle d'attaque maximum. Dans ces conditions, les efforts appliqués par le robot sur la maquette valent :

$$F_2^{sting} = \begin{pmatrix} 0,002 \\ \pm 0,002 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ [N]} \qquad ; \qquad M_2^{sting} = \begin{pmatrix} \pm 0,004 \\ 0 \\ \pm 0,0010 \end{pmatrix} \text{ [Nm]}$$

G.4.7 Synthèse

Les efforts calculés aux points précédents sont regroupés dans le tableau de la Figure G.24. Les ordres de grandeurs sont différents de ceux mentionnés dans les spécifications établies par [19] dans leur travail de fin d'étude. Les deux auteurs ont calculé la force de portance dans le cas où la maquette se déplace à une vitesse de 1 m/s et avec un coefficient $C_L = 1,2$. Ils ont obtenus une valeur de 6 N suivant x_1, puis ont proposé de l'arrondir à 10 et de considérer que cette force pouvait s'appliquer dans toutes les direction. Enfin, une seconde approximation a été faite en considérant ensuite que chacune des trois composantes de la force générée par le déplacement de la maquette était égale à 10N. En calculant les efforts généré par les mouvements pris séparément, puis en les additionnant, nous obtenons des valeurs moindre dans la direction x_1 (la trainée est faible) et une composante plus importante suivant y_1 et z_1 (contribution de la translation suivant y_1 avec l'aile inclinée, nous avons pris en compte la vitesse relative et celle d'entrainement ainsi que la contribution de la translation suivant z_0).

En ce qui concerne les moments par rapport aux axes y_1 et z_1, [19] avaient proposé une valeur de 6 Nm. Cette valeur a été calculée en considérant que des forces de 6 N s'appliquent à $0,1$ m du point de fixation. Quant au moment par rapport à l'axe x_1 estimé à $0,01$ Nm, il a été calculé en ne considérant qu'une accélération angulaire autour de l'axe x_1. Nous obtenons, pour le moment par rapport à y_1 des valeurs extrèmes plus importantes car les forces suivant z_1 que nous avons calculées sont plus importantes. Le moment suivant x_1 est également plus important du fait des *wing tip* du leader.

			Réf.	Fsting_x2	Fsting_y2	Fsting_z2	Msting_x2	Msting_y2	Fsting_z2
Mouvements de base	a1	Translation x0 Mouvement sinusoidal vertical Alpha variable -17°...17°	Fig.1 Tab.1	-0,15 ... 0,45		-9,76 ... 6,69		-0,38 ... 0,51	
	a2	Translation x0 Mouvement sinusoidal vertical Alpha limité à -10°...10°	Fig.1 Tab.1	-0,17 ... 0,45		-6,75 ... 3,29		-0,19 ... 0,44	
	a3	Translation x0 Mouvement sinusoidal horizontal Alpha = 10°	Fig.1 Tab.1	-0,26 ... -0,08		-13 ... -3		0,14 ... 0,64	
	a4	Translation x0 Mouvement sinusoidal horizontal Alpha = -10°	Fig.1 Tab.1	0,10 ... 0,33		1,25 ... 7,91		-0,41 ... -0,07	
	a5	Translation x0 Vitesse entrainement Vitesse relative > 0 et accélération relative > 0 Alpha = 10°	Fig.2 Tab.2	-0,14		-27,16		1,34	
	a6	Translation x0 Vitesse entrainement Vitesse relative > 0 et accélération relative > 0 Alpha = -10	Fig.2 Tab.2	0,83		17,48		-0,88	
	a7	Translation x0 Vitesse entrainement = 0 Vitesse relative = 0 et accélération relative < 0 Alpha = 0	Fig.2 Tab.2	-0,27		-0,47		0,01	
Suppléments	b	Translation y0, aile inclinée	Fig.2 - Tab.2		+-11,01	+-2,65		+-0,07	+-0,28
	c	Translation z0, aile horizontale	Fig.2 - Tab.2			+-16,38		+-0,41	
	d	Rotation x1	Fig.2 - Tab.2				+-0,01		
	e	Rotation y1	Fig.2 - Tab.2	0,002~0		+-0,006~0		+-3E5~0	
	f	Rotation z1	Fig.2 - Tab.2	0,002~0	+-0,002~0		+-0,004~0		+-0,001~0
	g	Wing tip vortex du leader	Fig.10			-0,87 ... 0,87	-0,09 ... 0,07		
Efforts combinés				-0,27 ... 0,83	-11,01 ... 11,01	-47,06 ... 37,38	-0,10 ... 0,08	-0,54 ... 1,82	-0,28 ... 0,28

FIGURE G.24 – *Tableau de synthèse des efforts appliqués par le robot sur la maquette.*

Bibliographie

[1] Airbus. 2021. URL : https://www.airbus.com/en/newsroom/press-releases/2021-11-airbus-and-its-partners-demonstrate-how-sharing-the-skies-can-save (visité le 23/05/2022).

[2] Airfoil Tools. URL : http://airfoiltools.com/ (visité le 14/11/2021).

[3] B.G. Alexeevich et al. « Device for suspension of aircraft model in wind tunnel. United States Patent 4116056. » In : (1977).

[4] E.J. Alle Jr. Store Separation Testing Techniques at the Arnold Engineering Development Center. Volume IV Descri Arnold Engineering Developement Center - Arnold Air Force Station, Tennesse - Air Force System Command - United States Air Force. Juin 1980.

[5] Hujjatul Anam et al. « Design of Diver Propulsion Vehicle Ganendra RI-1 Using SolidWorks Flow Simulation ». In : UNSYS Digital (2015).

[6] Jumpei Arata et al. « Haptic Device Using a Newly Developed Redundant Parallel Mechanism ». In : IEEE Transactions on Robotics 27.2 (2011), p. 201-214. DOI : 10.1109/TRO.2010.2098272.

[7] Harry H. Asada et Jose A. Cro Granito. « Kinematic and static characterization of wrist joints and their optimal design ». In : Proceedings. 1985 IEEE International Conference on Robotics and Automation 2 (1985), p. 244-250.

[8] ATI. F/T Transducer. Six-Axis Force/Torque Sensor System. Installation and Operation Manual. Document 9620-05-

[9] ATI. Multi-Axis Force/Torque Sensor F/T. 9205-05-1001-23 July 2014.

[10] Michel Aublin et al. Systèmes mécaniques. Théorie et dimensionnement. Dunod. Dunod, 2004. ISBN : 978-2-10-049104-0.

[11] S. Bai et J. Angeles. « The design of spherical multilobe-cam mechanisms ». In : Proceedings of the Institution of Mech 223.2 (2009), p. 473-482. DOI : 10.1243/09544062JMES1154.

[12] I. Bayati et al. « Design of a 6-DoF Robotic Platform for Wind Tunnel Tests of Floating Wind Turbines ». In : Energy Procedia 53 (2014), p. 313-323. ISSN : 1876-6102. DOI : https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.240. URL : https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610214011175.

[13] F. Bidault, C.Teng et J. Angeles. « Structural Optimization of a Spherical Parallel Manipulator Using a Two-Level Approach ». In : Proceedings of the ASME 2001 International Design Engineering Technical Confere (2001), p. 215-224. DOI : https://doi.org/10.1115/DETC2001/DAC-21030.

[14] Philippe Boisseau. La conception mécanique. Méthodologie et optimisation. Mécanique et Matériaux. Dunod, l'Usine Nouvelle, 2011. ISBN : 978-2-10-055926-8.

[15] Christopher E. Brennen. URL : http://brennen.caltech.edu/fluidbook/basicfluiddynamics/unsteadyflows/addedmass/valuesoftheaddedmass.pdf (visité le 09/04/2022).

[16] Laurent Bricteux. « Simulation of turbulent aircraft wake vortex flows and their impact on the signals returned by a coherent Doppler LIDAR system ». Prom. : Winckelmans, Grégoire http ://hdl.handle.net/2078.1/12702. Thèse de doct. Ecole polytechnique de Louvain, Université Catholique de Louvain, 2008.

[17] Tobias Bruckmann, Christian Sturm et Wildan Lalo. « Wire Robot Suspension Systems for Wind Tunnels ». In : (2011). DOI : 10.5772/21578.

[18] S.L. Canfield et C.F. Reinholtz. « Development of the carpal robotic wrist ». In : Casals A., de Almeida A.T. (eds) E 232 (1998). doi : https://doi.org/10.1007/BFb0112981.

[19] Pierre Ceysens et Sébastien Thomas. « Design of a robotic arm with force control for fluid mechanics experiments ». Prom. : Chatelain, Philippe ; Herman, Benoît. http ://hdl.handle.net/2078.1/thesis :19584. Mém. de mast. Ecole polytechnique de Louvain, Université Catholique de Louvain, 2019.

[20] Bruno Chanetz et al. Experimental Aerodynamics. An Introductory Guide. Springer Tracts in Mechanical Engineering. Springer, 2020. isbn : 978-3-030-35561-6.

[21] A. Chevalier. Guide du dessinateur industriel. Hachette Technique, 1998. isbn : 978-2011675835.

[22] Clearwater Composites. url : https://www.clearwatercomposites.com/ (visité le 12/02/2022).

[23] Rock West Composites. url : https://www.rockwestcomposites.com/ (visité le 12/02/2022).

[24] Nigel Cross. Engineering Design Methods. Strategies for Product Design. 2e éd. John Wiley & Sons, 1994. isbn : 0-471-94228-6.

[25] Ewellix. Pofile rail guides - LLT catalogue. PUB NUM IL-06004/1-EN_may 2020.

[26] O. M. Faltinsen. Sea Loads on Ships and Offshore Structures. 6e éd. Cambridge University Press, 2018. isbn : 0-521-45870-6.

[27] F. Freudenstein, R. W. Longman et C. K. Chen. « Kinematic analysis of robotic bevel-gear trains ». In : ASME. J. Mech., Trans., and Automation 106.3 (1984), p. 371-375. doi : https://doi.org/10.1115/1.3267421.

[28] C. Gosselin et M. Grenier. « On the determination of the force distribution in overconstrained cable-driven parallel mechanisms ». In : Meccanica 46(1) (2011), p. 3-15. doi : https://doi.org/10.1007/s11012-010-9369-x.

[29] C.M. Gosselin et J.-F. Hamel. « The agile eye : a high-performance three-degree-of-freedom camera-orienting device ». In : Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation 1 (1994), p. 781-786. doi : 10.1109/ROBOT.1994.351393.

[30] C.M. Gosselin, J. Sefrioui et M.J. Richard. « On the Direct Kinematics of Spherical Three-Degree-of-Freedom Parallel Manipulators with a Coplanar Platform ». In : ASME. J. Mech. Des. 116.2 (1994), p. 587-593. doi : https://doi.org/10.1115/1.2919418.

[31] Griffin. « Vane Support System (VSS), A New Generation Wind Tunnel Model Support System ». In : American Institute of Aeronautics and Astronautics AIAA 91-0398 (1977).

[32] HawkridgeSystems. Enhanced turbulence modeling in Solidworks flow simulation. Rapp. tech.

[33] Benoit Herman. « Étude, réalisation et validation d'un robot porte-endoscope pour chirurgie laparoscopique. Automatique / Robotique ». Français. Thèse de doct. Université Montpellier II - Sciences et Techniques du Languedoc ; Université Catholique de Louvain, 2009.

[34] Igus. drylin(R) W - Modular Guide Systems.

[35] Kiyoshi Ioi et Kenji Itoh. « Modelling and simulation of an underwater manipulator ». In : Advanced Robotics 4.4 (1989). doi : 10.1163/156855390X00152.

[36] Jr John D. Anderson. Fundamentals of Aerodynamics. 6e éd. McGraw-Hill Education, 2017. isbn : 978-1-259-12991-9.

[37] Robert C. Juvinall et Kurt M. Marshek. Juvinall's fundamentals of machine component design. SI version. John Wiley & Sons, 2017. isbn : 978-1-119-38290-4.

[38] Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Monorail Guidance Systems. PF1 / en-GB / DE / 2021-02.

[39] Schaeffler Technologies AG & Co. KG. Track Roller Guidance Systems. MATNR 032918356-0000/LF1/GB-D/2016062.5

[40] KHK. Gear Catalog. 2021. url : https://khkgears.net/new/gear_catalog.html (visité le 03/12/2021).

[41] KHK. Gear Technical Reference. url : https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/ (visité le 03/12/2021).

[42] S. Kitano et al. « TITAN-XIII : sprawling-type quadruped robot with ability of fast and energy-efficient walking ». In : Robomech Journal 3.8 (2016). doi : https://doi.org/10.1186/s40648-016-0047-1.

[43] W. Kraus, M. Kessler et A. Pott. « Pulley friction compensation for winch-integrated cable force measurement and verification on a cable-driven parallel robot. » In : 2015 IEEE International Conference on Robotics an 46(1) (2015), p. 1627-1632. doi : https://doi.org/10.1007/s11012-010-9369-x.

[44] Chin-Hsing Kuo, Jian S. Dai et Prokar Dasgupta. « Kinematic design considerations for minimally invasive surgical robots : an overview ». In : Int J Med Robotics Comput Assist Surg (2012).

[45] P. Lafourcade, M. Llibre et C. Reboulet. « Design of a parallel wire-driven manipulator for wind tunnels. In : Proceedings of the Workshop on Fundamental Issues and Future Research Directions for Parallel Mechanisms and Manipulators, pp. 187–194. » In : (2002).

[46] T.J. Lambert, B. Vukasinovic et A. Glezer. « A six degrees of freedom dynamic wire-driven traverse ». In : Aerospace 3.2 (2016). doi : 10.3390/aerospace3020011.

[47] Benoit Lévesque et Marc J. Richard. « Dynamic Analysis of a Manipulator in a Fluid Environment ». In : The International Journal of Robotics Reasearch 13.3 (1994), p. 221-231.

[48] Qinchuan Li, Jacques Marie Hervé et Pengcheng Huang. « Type Synthesis of a Special Family of Remote Center-of-Motion Parallel Manipulators with Fixed Linear Actuators for Minimally Invasive Surgery ». In : Journal of Mechanisms and Robotics 119 (2017). Manuscript, p. 184-197.

[49] S. McMillan, D. E. Orin et R. B. McGhee. « Efficient Dynamic Simulation of an Underwater Vehicle with a Robotic Manipulator ». In : IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics 25.8 (1995). doi : 10.1109/21.398681.

[50] J. Meng, G.F. Liu et Zexiang Li. « A Geometric Theory for Synthesis and Analysis of Sub-6 DoF Parallel Manipulators ». In : Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation (2005), p. 2938-2943. doi : 10.1109/ROBOT.2005.1570560.

[51] Nathan E. Murray et al. « Measurements of Store Separation Dynamics ». In : American Institute of Aeronautics and A (juin 2012).

[52] Nathan E. Murray et al. « Trajectory and attitude deviations for internal store separation due to unsteady and quasi-steady test method ». In : Chinese Journal of Aeronautics (2020).

[53] J. N. Newman. Marine Hydrodynamics. 40th anniversary edition. 6e éd. The MIT Press, 2018. isbn : 978-0-262-53482-6.

[54] Mohd Hafiz Mohd Noha et al. « Design of Diver Propulsion Vehicle Ganendra RI-1 Using SolidWorks Flow Simulation ». In : Procedia Engineering (2012).

[55] Nokov. url : https://www.nokov.com/en/support/case_studies_detail/Underwater-Motion-Capture-System-Applied-to-the-Development-of-Robotic-Dolphins.html (visité le 22/05/2022).

[56] K-Y. Park, Y-H. Sung et J-H. Han. « Development of a cable suspension and balance system and its novel calibration methods for effective wind tunnel tests, Measurement (2020). » In : (2020). doi : https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108717.

[57] Tap Plastics. url : https://www.tapplastics.com/ (visité le 14/02/2022).

[58] Dragon Plate. url : https://dragonplate.com/ (visité le 14/02/2022).

[59] Qualisys. url : https://www.qualisys.com/applications/human-biomechanics/underwater-human-motion/ (visité le 22/05/2022).

[60] Stephen P. Radzevich. Dudeley's handbook of practical gear design and manufacturing. Second edition. CRC Press. Taylor Francis Group, 2012. isbn : 978-1-4398-6602-3.

[61] Imadduddin Ramlan, Nofrizalidris Darlis et Lai Jun Jet. « Comparison between Solidworks and Ansys Flow Simulation on Aerodynamic Studies ». In : Journal of Industry, Engineering and Innovation 2.1 (2020), p. 1-9.

[62] Refitech. Customised solutions. 2017. url : https://www.refitech.nl/en/customised-solutions (visité le 13/02/2022).

[63] Reliance. Flexible Shaft Couplings, Clutches and Collars. RG36 Issue B2 – May 21.

[64] D. Rodriguez-Cianca et al. « A Flexible shaft-driven Remote and Torsionally Compliant Actuator (RTCA) for wearable robots ». In : Mechatronics 59 (2019), p. 178-188. doi : https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2019.04.004.

[65] Mathieu Rognant et Eric Courteille. « Improvement of Cable Tension Observability Through a New Cable Driving Unit Design ». In : Cable-Driven Parallel Robots. Sous la dir. de Clément Gosselin et al. Cham : Springer International Publishing, 2018, p. 280-291. isbn : 978-3-319-61431-1.

[66] Schaeffler. Plain Bearings. 2016, March. MATNR 083165991-0000/HG1/02/GB-D/2016031.5.

[67] A. Schiele et al. « Bowden Cable Actuator for Force-Feedback Exoskeletons ». In : 2006 IEEE/RSJ International Confe (2006), p. 3599-3604. doi : 10.1109/IROS.2006.281712.

[68] Ingrid Schjolberg. « Modeling and Control of Underwater Robotic Systems ». Thèse de doct. Department of Engineering Cybernetics Norwegian University of Science et Technology, 1996.

[69] Josefine Severholt. « Generic 6-DOF Added Mass Formulation for Arbitrary Underwater Vehicles based on Existing Semi-Empirical Methods ». Mém. de mast. Royal Institue of Technology, Sweden, 2017.

[70] Navid Shahriari et al. « Computed tomography (CT)-compatible remote center of motion needle steering robot : Fusing CT images and electromagnetic sensor data ». In : Medical Engineering and Physics (2017).

[71] Bruno Siciliano et al. Robotics. Modelling, Planning and Control. Springer, 2010. isbn : 978-1-84628-642-1.

[72] Bruno Siciliano et al. Robotics. Modelling, Planning and Control. Springer. Springer. isbn : 978-1-84628-642-1.

[73] SKF. Rolling Bearings.

[74] Sinisa Slavnic et al. « Mobile robotic gait rehabilitation system CORBYS - overview and first results on orthosis actuation ». In : 2014 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (2014), p. 2087-2094. doi : 10.1109/IROS.2014.6942842.

[75] SSWhite. url : https://www.sswhite.net/ (visité le 27/10/2021).

[76] Anton Stephan. « Wake Vortices of Landing Aircraft ». An optional note. Thèse de doct. Fakult¨at fur Physik der Ludwig–Maximilians–Universit¨at Munchen, 2013.

[77] T.J. Tarn, G.A. Shoults et S.P. Yang. « A Dynamic Model of an Underwater Vehicle with a Robotic Manipulator using Kane's Method ». In : Auton Robot 3 (1996). doi : https://doi.org/10.1007/BF00141159.

[78] THK. LM Guide. THK General Catalog. 513-2E.

[79] Trelleborg. Rotary seals. Edition September 2020.

[80] J.F. Veneman et al. « Design of a series elastic- and Bowden cable-based actuation system for use as torque-actuator in exoskeleton-type training ». In : 9th International Conference on Rehabilitation Robotics, 2005. ICO (2005), p. 496-499. doi : 10.1109/ICORR.2005.1501150.

[81] Nivedan Vishwanath et al. « A 3D Numerical Investigation into the Effect of Rounded Corner Radii on the Wind Loading of a Square Cylinder Subjected to Supercritical Flow ». In : 2021.

[82] Jospeh Scott Wallace. « Investigaton of Solidworks Flow Simulation as a valid tool for analysing airfoil performance caracteristics in low Reynolds number flows ». Mém. de mast. Oklahoma State University, 2017.

[83] F. Wang et al. « The continuous and coordinated control method of Captive Trajectory System in a Transonic Wind Tunnel. Chinese Control and Decision Conference (CCDC) ». In : (2016), p. 3229-3234.

[84] Zhipeng Wang et al. « Active Loading Control Design for a Wearable Exoskeleton with a Bowden Cable for Transmission ». In : Actuators 10.6 (2021). issn : 2076-0825. doi : 10.3390/act10060108.

[85] R Wei et al. « A three degree of freedom manipulator used for store separation wind tunnel test ». In : 372 (juin 2018). doi : 10.1088/1757-899x/372/1/012035.

[86] Karl WOHLHART. « Displacement analysis of the general spherical Stewart platform ». In : Mechanism and Machine Theo 29 (1994), p. 581-589.

[87] Y. WU et M.z. CARRICATO. « Design of a Novel 3-DoF Serial-Parallel Robotic Wrist : A Symmetric Space Approach ». In : Bicchi A., Burgard W. (eds) Robotics Research. Springer Proceedings in Advanced Robotics. Sp 2 (2018). DOI : https://doi.org/10.1007/978-3-319-51532-8_24.

[88] Ningbin ZHANG, Pengcheng HUANG et Qinchuan LI. « Modeling, design and experiment of a remote-center-of-motion parallel manipulator for needle insertion ». In : Robotics and Computer-Integrated Manufacturing 50 (avr. 2017), p. 193-202.

[89] Qiang ZHANG et al. « Modeling and Control of a Cable-Driven Rotary Series Elastic Actuator for an Upper Limb Rehabilitation Robot ». In : 14 (2020). ISSN : 1662-5218. DOI : 10.3389/fnbot.2020.00013.

[90] Y. ZHENG, Q. LIN et X. LIU. « Robot Manipulators Trends and Development, InTech, chapter A Wire-Driven Parallel Suspension System with 8 Wires (WDPSS-8) for Low-Speed Wind Tunnels. » In : (2010). DOI : 10.5772/9194.

[91] Yaqing ZHENG et al. « Preliminary Step Towards Wire-Driven Parallel Suspension Systems for Static and Dynamic Derivatives of the Aircraft in Low-Speed Wind Tunnels ». In : The Journal of Engineering Research 7.1 (2010).

UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN
École polytechnique de Louvain
Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | **www.uclouvain.be/epl**