

**École polytechnique de Louvain**

# **Démonstrateur électromécanique pour de la simulation Hardware-In-the-Loop :**

Conception mécanique

Auteur: **Bastien DEBROUX**  
Promoteurs: **Paul FISETTE, Nicolas DOCQUIER**  
Lecteurs: **Marine BOXUS, Benoît HERMAN**  
Année académique 2025–2026  
Master [120] : ingénieur civil mécanicien



# Remerciements

Je voudrais remercier les nombreuses personnes qui ont contribué à ce projet de fin d'étude.

En premier lieu, je voudrais grandement remercier mes deux promoteurs, les Professeurs Paul Fissette et Nicolas Docquier, pour leur encadrement tout au long de cette année. Ils ont été secondé par Marine Boxus qui, aux côtés des promoteurs de ce mémoire, m'a accompagné tout au long projet. Au cours de nos nombreuses réunions, nous avons discuté des avancées et fait face aux difficultés dans une ambiance très plaisante. Merci d'avoir veillé à prendre en compte, en plus des intérêts du mémoire, mes réflexions et mes questionnements.

Ensuite, je remercie tous les membres du milieu académique avec qui j'ai pu échanger et qui m'ont aidé par leurs conseils. Merci à Julien Guiaux Brinon, dont l'accompagnement pour les phases de design mécanique a été d'une grande aide, à la Professeure Aude Simar pour l'apport de son expertise sur le choix de solutions techniques, et au Professeur Issam Doghri pour ses recommandations en termes de dimensionnement.

Je remercie aussi le Professeur Benoît Herman d'avoir accepté de mettre son expertise au service de l'évaluation de mon travail.

Je voudrais remercier toute l'équipe des techniciens du CREDEM, en particulier Alban Matton et Lucas Mondo. Ils ont transformé mon travail théorique en réalisation concrète en usinant les pièces de mon démonstrateur. Je remercie aussi tous les autres membres de l'équipe avec qui j'ai pu échanger lors des réunions d'usinage et qui m'ont permis d'améliorer mes compétences pratiques grâce à leur expertise en usinage.

Enfin, je remercie mes proches, famille et amis, pour leur soutien au quotidien ainsi que Guillaume Hissette et Sylvain Bruyr, mes collègues de travail. Bien que nous formions deux groupes distincts, nous sommes toujours entraïdés pour mener à bien ce projet. Je les remercie pour leur investissement et leur solidarité.



# Table des matières

|                                                                                             |           |
|---------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Introduction</b>                                                                         | <b>1</b>  |
| <b>1 État de l'art : Hardware-In-the-Loop</b>                                               | <b>3</b>  |
| 1.1 Revue de littérature . . . . .                                                          | 3         |
| 1.1.1 Applications du HIL dans l'industrie . . . . .                                        | 3         |
| 1.1.2 Implémentations du HIL dans le domaine académique . . . . .                           | 4         |
| 1.2 Moteur de simulation : formalisme multi-corps . . . . .                                 | 5         |
| 1.2.1 Architecture de Robotran . . . . .                                                    | 5         |
| 1.2.2 Formalisme multi-corps . . . . .                                                      | 5         |
| 1.2.3 Simulation en temps réel . . . . .                                                    | 7         |
| 1.2.4 Simulation Hardware in the loop . . . . .                                             | 8         |
| <b>2 Clarification des besoins du projet</b>                                                | <b>9</b>  |
| 2.1 Limites d'utilisation du démonstrateur HIL . . . . .                                    | 9         |
| 2.2 Graphe des fonctions . . . . .                                                          | 9         |
| 2.3 Cahier des charges . . . . .                                                            | 10        |
| <b>3 Conception mécanique</b>                                                               | <b>15</b> |
| 3.1 Méthodologie de design . . . . .                                                        | 15        |
| 3.2 Variants de concepts . . . . .                                                          | 16        |
| 3.2.1 Variant 1 : Guidage linéaire et entraînement par vérin électrique, Fig. 3.2 . . . . . | 18        |
| 3.2.2 Variant 2 : Guidage linéaire et entraînement par courroie, Fig. 3.3 . . . . .         | 20        |
| 3.2.3 Variant 3 : Guidage par bras de levier, Fig. 3.4 . . . . .                            | 22        |
| 3.2.4 Évaluation . . . . .                                                                  | 24        |
| 3.3 Design préliminaire . . . . .                                                           | 28        |
| 3.3.1 Bras de levier . . . . .                                                              | 30        |
| 3.3.2 Structure . . . . .                                                                   | 34        |
| 3.3.3 Assemblage TF . . . . .                                                               | 34        |
| 3.3.4 Conclusion du design préliminaire . . . . .                                           | 35        |
| 3.4 Design définitif . . . . .                                                              | 36        |
| 3.4.1 Pièces électromécaniques sélectionnées . . . . .                                      | 36        |
| 3.4.2 Structure . . . . .                                                                   | 38        |
| 3.4.3 Assemblage TF . . . . .                                                               | 39        |
| 3.4.4 Bras de levier . . . . .                                                              | 42        |
| 3.4.5 Roulements et rotules . . . . .                                                       | 43        |
| 3.5 Dimensionnement . . . . .                                                               | 44        |
| 3.5.1 Bras de levier . . . . .                                                              | 44        |
| 3.5.2 Axe 1 . . . . .                                                                       | 59        |
| 3.5.3 Axe TF 1 et axe vérin . . . . .                                                       | 62        |
| 3.5.4 Axe TF 3 . . . . .                                                                    | 63        |
| 3.5.5 Structure . . . . .                                                                   | 64        |

|          |                                                                                      |           |
|----------|--------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>4</b> | <b>Documentation du projet</b>                                                       | <b>67</b> |
| 4.1      | Fabrication . . . . .                                                                | 67        |
| 4.1.1    | Bras de levier . . . . .                                                             | 68        |
| 4.1.2    | Système d'encastrement . . . . .                                                     | 68        |
| 4.2      | Analyse de risque . . . . .                                                          | 70        |
| <b>5</b> | <b>Caractérisation</b>                                                               | <b>72</b> |
| 5.1      | Modèle multi-corps . . . . .                                                         | 72        |
| 5.1.1    | Assemblage des corps . . . . .                                                       | 72        |
| 5.2      | Impact de la masse du bras de levier sur les performances du démonstrateur . . . . . | 73        |
| 5.3      | Erreurs de positionnement . . . . .                                                  | 76        |
| 5.4      | Compliance machine . . . . .                                                         | 78        |
|          | <b>Conclusion</b>                                                                    | <b>79</b> |
| 5.5      | Conclusion . . . . .                                                                 | 79        |
| 5.6      | Perspectives . . . . .                                                               | 80        |
| 5.6.1    | Améliorations possibles . . . . .                                                    | 80        |
| 5.6.2    | Utilisation future . . . . .                                                         | 80        |
| <b>A</b> | <b>Table morphologique</b>                                                           | <b>82</b> |
| <b>B</b> | <b>Evaluation des concepts variants</b>                                              | <b>86</b> |
| <b>C</b> | <b>Assemblage TF - Design définitif</b>                                              | <b>88</b> |
| <b>D</b> | <b>Liste des pièces</b>                                                              | <b>89</b> |

# Introduction

Le propre d'une simulation en ingénierie est de refléter le plus précisément possible le comportement réel de ce qui est étudié. Pour ce faire, les chercheurs ont développé des modèles mathématiques, pour toute sorte de pièces utilisées dans des systèmes mécaniques, capables de capturer le comportement d'intérêt pour l'application développée. Bien qu'un modèle analytique permette de mettre en évidence les paramètres importants à l'œuvre dans le phénomène étudié, son obtention peut s'avérer être une tâche longue de par le nombre de pièces à modéliser et fastidieuse pour les phénomènes les plus complexes. Par conséquent, très tôt dans l'histoire des simulations sur ordinateur, les chercheurs ont tenté de lier leurs simulations au réel par d'autres moyens que des modèles mathématiques.

L'une des méthodes utilisées est le Hardware-In-the-Loop (HIL). Ceci consiste à intégrer une pièce réelle à la boucle de simulation virtuelle. L'équipement testé est placé dans un instrument de test capable, en temps réel, de l'actionner et d'effectuer des mesures pour alimenter la simulation. Ce type d'expérimentation se place donc à l'intersection entre la simulation informatique et l'expérimentation réelle (Fig.1).

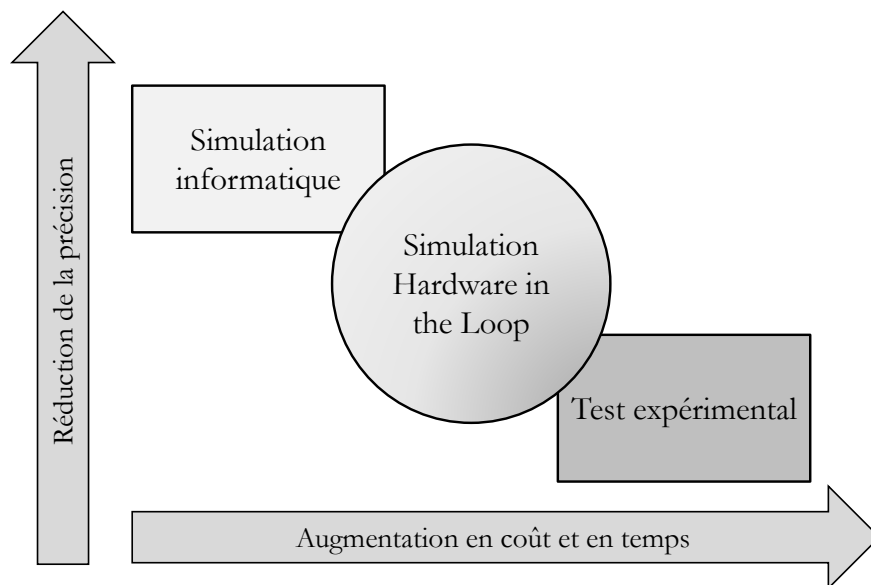


FIGURE 1 – HIL : intersection entre la simulation et l'expérimental, traduction de l'illustration de la Fig.2 de [14]

Dans le milieu académique, le HIL est intéressant pour simuler des mécanismes qu'il est difficile de modéliser. En effet, certains champs de recherche proposent des modèles simples pour comprendre des phénomènes physiques mais limités dans leur précision. Par exemple, la loi de Coulomb pour le frottement mécanique est une loi très facile à implémenter mathématiquement dans une simulation mais beaucoup plus complexe à mettre en œuvre en pratique. En effet, le coefficient de frottement doit être calibré pour chaque couple de matériaux utilisés et la loi ne prend pas en compte les comportements non linéaires.

Le HIL offre une solution intéressante à ce problème car il permet de prendre en compte tous les comportements réels du composant étudié sans devoir développer aucun modèle. La précision du résultat obtenu dépendra alors de la précision des appareils de mesure et d'actionnement utilisés. Évidemment, ce principe d'utilisation peut être retourné. Le HIL peut être également utilisé pour des composants dont le modèle a déjà été développé et consensuellement validé mais auquel des modifications ou altérations ont été intentionnellement ajoutées. Les résultats du modèle mathématique de la pièce d'origine peuvent donc être comparés aux résultats obtenus avec le test HIL de la pièce modifiée.

Dans l'industrie, le HIL est déjà massivement utilisé pour faciliter la validation d'un design. Avec le HIL, il n'est en effet plus nécessaire de fabriquer le système complet dans lequel la pièce sera installée. Lors de l'étape de design, la machine développée n'est, par définition, pas encore produite et n'est par conséquent pas disponible pour effectuer des tests en situation réelle sur une pièce en particulier. Avec le HIL en revanche, le système peut être simulé dans une simulation multi-corps à partir d'un modèle plus simple disponible à l'étape de design et seule la pièce à tester doit être fabriquée. La pièce peut alors être testée en situation quasi-réelle à moindre coût.

La conception complète de ce projet représente une tâche conséquente. Elle a donc été séparée en deux parties distinctes : la conception mécanique, présentée dans ce document, et la conception électromécanique, présentée dans le mémoire [15]. La première a été conduite par le groupe 1 composé de l'auteur de ce mémoire, Bastien Debroux. La seconde a été conduite par le groupe 2 composé de Guillaume Hisette et Sylvain Bruyr. Le projet global étant commun aux deux mémoires, les chapitres introduction, état de l'art et clarification du projet sont identiques dans les deux manuscrits.

# Chapitre 1

## État de l’art : Hardware-In-the-Loop

Ce chapitre vise à donner une vision d’ensemble du *Hardware-In-the-Loop*. Dans un premier temps, une revue de littérature décrit les utilisations du HIL dans l’industrie. Elle décrit également deux implémentations du HIL dans le domaine académique. Dans un second temps, ce chapitre décrit le modèle mathématique utilisé comme moteur de simulation pour le démonstrateur développé au cours de ce mémoire.

### 1.1 Revue de littérature

#### 1.1.1 Applications du HIL dans l’industrie

Dans l’industrie, les ingénieurs tirent parti des nombreux avantages du HIL au quotidien. Cette section se base sur les conclusions de [14] sur l’utilité du HIL dans l’industrie. En effet, cet article liste les avantages du HIL traduits ci-dessous dans le design et le développement de systèmes :

1. Test et développement d’algorithmes et de logiciels en présence de conditions plus réalistes
2. Test et développement de sous-systèmes d’électronique embarqué
3. Étude précise des opérations d’actionneurs et de capteurs
4. Étude de logiciels et matériel embarqué et étude de leur effets mutuels
5. Vérification et validation des opérations de logiciels ou matériel
6. Évaluation des performances d’un système dans des conditions proches des conditions réelles, dans un environnement de laboratoire
7. S’exercer dans des conditions réelles pour l’utilisateur et détecter des sources d’erreurs
8. Évaluer la tolérance aux erreurs d’un système par injection de différentes erreurs dans chaque sous-système
9. Augmentation considérable de la fiabilité et de la probabilité de succès
10. Réduction de la probabilité d’un dommage financier destructif ou d’un dommage de santé
11. Réduction du coût global du projet par détection des modes de défaillance
12. Diminution du temps écoulé entre le design et la production

## HIL dans le processus de design

Aujourd'hui, le HIL est largement utilisé pour ses avantages dans le domaine du design. Selon [14], les principaux facteurs qui donne au HIL son intérêt dans le design de systèmes sont :

- La possibilité d'effectuer des tests destructifs ou coûteux du système réel
- L'existence d'éléments hautement non-linéaires et difficiles à modéliser précisément, comme des actionneurs ou des capteurs
- La complexité des logiciels de contrôle, l'interaction entre un contrôleur implémenté et le matériel

Dans le secteur automobile, le processus de design en V est souvent utilisé. Dans la branche de droite du V, les concepteurs doivent valider par étapes successives les pièces conçues. Le HIL permet de faire des tests en situation quasi-réelle. Sans installation HIL dans les laboratoires de l'entreprise, si une nouvelle suspension a été développée et doit être testée en conditions réelles, ils faut organiser un test sur circuit, adapter un véhicule à la nouvelle suspension, trouver un moyen de récupérer les données d'intérêt, ... Avec le HIL, la suspension est placée dans le banc de test et la voiture est simulée. Toutes les données d'intérêt, nécessaires à la validation de la pièce, sont disponibles grâce à la simulation multi-corps, sans capteurs additionnels. Tout cela sans devoir ni fabriquer un véhicule ni en adapter un existant. Des applications similaires sont trouvées dans les secteurs de l'aérospatial, de l'énergie, de la robotique et de la marine [14].

## HIL hors du scope du mémoire

Les points 1, 2 et 4 concernent des bancs d'essai HIL très distincts de celui développé ici. Ils testent des systèmes logiciels et électroniques (puces et PCB). Les caractéristiques du système de test sont alors très différentes d'un banc conçu pour tester une pièce mécanique.

Le point 7 concerne des bancs dans la catégorie des *Pilot-in-the-Loop*. D'un point de vue historique, les premières applications du HIL étaient pour des simulateurs. Ces implémentations ne correspondent pas réellement à l'application développée dans ce mémoire car les données mesurées sont produite par un humain et non une pièce mécanique. La technologie est toutefois similaire (simulation - action de l'environnement - prise de mesure - réaction de la simulation). Les premières applications ont vu le jour dans le secteur aéronautique et spatial, notamment pour les simulations pour l'entraînement des pilotes à l'atterrissage lunaire dans le programme Apollo de la NASA. Dans le secteur automobile, les simulateurs automobiles sont autant utilisés par les professionnels de sport moteur que par les particuliers au travers du *simracing*.

### 1.1.2 Implémentations du HIL dans le domaine académique

Deux applications qui entrent dans le scope de ce mémoire sont décrites ci-dessous. Ces deux papiers de recherche ont servi de base de réflexion.

#### **Development of a Biomechanical Multibody Model for the Hardware-in-the-Loop Simulation of Total Hip Endoprostheses**

La première application est le développement d'un modèle multi-corps pour de la simulation HIL d'une prothèse de hanche [10]. Comme dans notre application, un lien entre un logiciel de simulation multi-corps et un setup expérimental est établi.

#### **Test bench design for motorcycle suspensions HIL test**

La seconde application est la conception d'un banc de test pour étudier le comportement d'une suspension arrière de moto grâce à une simulation HIL [13]. A nouveau, un lien entre les mesures prises sur un système physique et une simulation informatique est établi.

## 1.2 Moteur de simulation : formalisme multi-corps

Comme son nom l'indique, une simulation HIL repose en partie sur la modélisation numérique d'un système. Dans le cadre de ce mémoire, une simulation multi-corps est mise en œuvre afin d'alimenter le démonstrateur en données physiques.

Le logiciel utilisé est Robotran, développé par le groupe de recherche en Mécatronique, Énergie Électrique et Systèmes Dynamiques (MEED) de l'Université catholique de Louvain (UCLouvain). Robotran constitue aujourd'hui un environnement de modélisation complet, capable de réaliser diverses analyses multi-corps. Il permet notamment d'effectuer des analyses d'équilibre, des analyses modales, de la dynamique directe et inverse, ainsi que de la simulation en temps réel.

### 1.2.1 Architecture de Robotran

L'environnement Robotran s'articule autour de trois modules complémentaires, illustrés à la figure 1.1 :

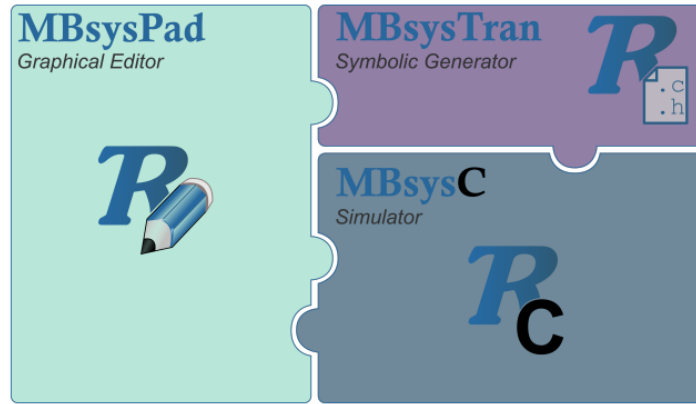


FIGURE 1.1 – Environnement Robotran - Figure tiré de [8]

- **MBsysPad** : Il s'agit de l'éditeur graphique permettant de décrire la topologie du système. C'est via cette interface que l'utilisateur définit la géométrie, les masses, centre de masse et les inerties de tous les corps. Les corps sont eux reliés par une articulation à un degré de liberté de type translation (prismatique) ou rotation (révolute). Les mouvements relatifs plus complexes sont modélisés par une succession de ces articulations élémentaires, séparées par des corps fictifs sans dimension ni masse.
- **MBsysTran** : Il s'agit du générateur symbolique qui traduit, à partir de la description du système, la forme analytique des équations cinématiques et dynamiques du modèle multi-corps. Ces équations, générées en une seule étape, sont ensuite exploitées par les modules de simulation. Cette approche analytique permet d'obtenir des simulations nettement plus rapides qu'avec des méthodes purement numériques.
- **MBsysC** : Il s'agit de l'environnement de simulation. L'utilisateur garde un contrôle total sur la simulation en implémentant directement ses propres lois constitutives (forces externes, couples, forces articulaires, déplacements) agissant dans les corps et articulations.

### 1.2.2 Formalisme multi-corps

Les systèmes multi-corps se divisent en deux familles distinctes : les systèmes en arbre et les systèmes comportant des boucles cinématiques. L'équation générale 1.1 régit la dynamique directe de ces systèmes sous forme matricielle :

$$M(q)\ddot{q} + c(q, \dot{q}, \delta, frc, trq, g) = Q(q, \dot{q}) + J(q)^t \lambda \quad (1.1)$$

Où :

- $M \in R^{n \times n}$  est la matrice de masse généralisée symétrique du système

- $q, \dot{q}, \ddot{q} \in R^{n \times 1}$  désignent respectivement les coordonnées, vitesses et accélérations généralisées relatives aux articulations.
- $c \in R^{n \times 1}$  est le vecteur dynamique non linéaire contenant les termes gyroscopiques, centripètes et gravitationnels, ainsi que la contribution des forces ( $frc$ ) et couples ( $trq$ ) externes.
- $\delta \in R^{10n \times 1}$  regroupe les paramètres dynamiques du système (masses, positions des centres de masse et matrice d'inertie).
- $Q \in R^{n \times 1}$  contient les  $n$  forces et couples généralisés agissant dans les articulations.
- $J \in R^{m \times n}$  est la matrice jacobienne des contraintes.
- $\lambda \in R^{m \times 1}$  représente le multiplicateur de Lagrange associés aux contraintes.

Dans le cas d'un système en arbre, le terme de force lié aux contraintes est nul ( $J(q)^t \lambda = 0$ ).

Afin de fermer complètement les boucles du système multi-corps, il convient d'ajouter les contraintes géométrique en position  $h$ , ainsi que leurs dérivées temporelles en vitesse et en accélération :

$$h(q) = 0 \quad (1.2)$$

$$\dot{h}(q, \dot{q}) = J(q)\dot{q} = 0 \quad (1.3)$$

$$\ddot{h}(q, \dot{q}, \ddot{q}) = J(q)\ddot{q} + \dot{J}(q)\dot{q} = 0 \quad (1.4)$$

Ce système d'équations différentielles-algébriques (DAE) peut être transformé en équations différentielles ordinaires (ODE) afin d'en permettre l'intégration numérique. Cette réduction repose sur une procédure mathématique de partitionnement consistant à séparer les coordonnées généralisées ( $q$ ) en variables indépendantes ( $q_u$ ) et dépendantes ( $q_v$ ). L'équation 1.1 est ensuite réduite par le biais de permutations matricielles et d'opérations algébriques, suivant la méthodologie détaillée dans le document de référence *Robotran basics* et dans [8]. Cela permet d'obtenir en sortie un système dont la seule inconnue est l'accélération des variables indépendantes ( $\ddot{q}_u$ ), afin de la transmettre à l'intégrateur numérique (Runge-Kutta, Euler implicite, Euler explicite, etc.). Un schéma bloc illustrant cette résolution est présenté à la figure 1.2.

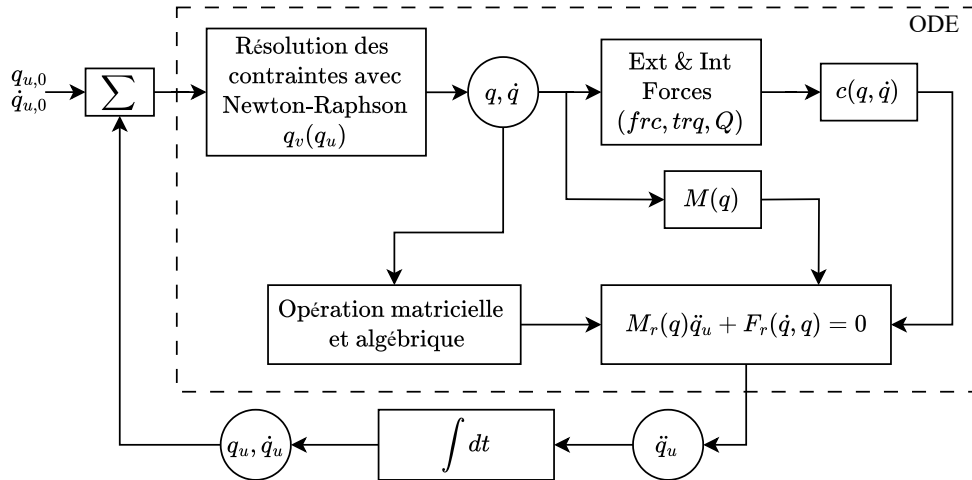


FIGURE 1.2 – Schéma-bloc du solveur Robotran - Figure inspirée et simplifiée de [8]

**Modélisation des efforts et lois de comportement :** Il est également possible d'imposer le mouvement de certaines coordonnées. Celles-ci sont appelées variables commandées ( $q_c$ ). Bien que ces variables interviennent dans le calcul de la matrice de masse et du vecteur dynamique  $c$ , elles ne sont pas traitées par l'intégrateur numérique puisque leur évolution temporelle est connue et imposée par l'utilisateur.

Trois types de forces peuvent être intégrés au modèle multi-corps qui sont calculés sur base de la cinématique du mouvement  $q, \dot{q}$  :

- **Forces et couples articulaires** : Directement intégrés au vecteur  $Q$ , ils modélisent les efforts internes aux articulations, tels que des forces produites par du frottement, un ressort ou un amortisseur.
- **Efforts externes** : Ils représentent les interactions entre un corps et son environnement (forces de contact pneu-sol, résistance aérodynamique, ...). Ces efforts sont regroupés dans une force résultante  $frc$  et un couple résultant  $trq$  appliqués au centre de masse du corps considéré.
- **Liens (Links)** : Utilisés pour modéliser des transmetteurs d'efforts entre deux points (par exemple une suspension arrière de VTT), ils ne sont applicables que si la masse de l'élément de liaison est négligeable. Le solveur Robotran les traite comme des forces d'action-réaction externes s'exerçant entre deux corps.

### 1.2.3 Simulation en temps réel

Le logiciel Robotran offre également la possibilité d'exécuter des simulations en temps réel. La figure 1.3 illustre de manière conceptuelle la répartition temporelle au sein d'un pas de simulation. Le temps total d'une itération se décompose en trois phases distinctes :

- **Le temps d'évaluation du système DAE** ( $\Delta t_{DAE}$ ) : Cette phase correspond au temps de calcul nécessaire pour évaluer la dynamique du système. À titre d'exemple, l'utilisation d'une méthode d'intégration de type Runge-Kutta d'ordre 4 (RK4) requiert quatre appels au système pour évaluer les accélérations  $\ddot{q}_u$  pour un pas de temps. Le terme  $\Delta t_{DAE}$  représente alors la somme des temps d'exécution de ces appels successifs. L'utilisation d'un générateur symbolique permet de réduire ce temps de calcul.
- **Le temps d'intégration** ( $\Delta t_{int}$ ) : Il s'agit du temps processeur requis pour effectuer les opérations mathématiques inhérentes au schéma d'intégration numérique (telles que le calcul des sommes pondérées, la division du pas de temps, etc.).
- **Le temps d'attente** ( $\Delta t_{wait}$ ) : Afin de garantir le strict respect du temps réel, le système effectue une période de temporisation. Cette attente permet d'ajuster la durée totale du pas de calcul afin qu'elle corresponde exactement à l'écoulement du temps physique, assurant ainsi la condition de synchronisation  $\Delta t_{sim} = \Delta t_{réel}$ .

Une simulation est considérée en temps réel uniquement si  $\Delta t_{DAE} + \Delta t_{int} < \Delta t_{sim}$ .

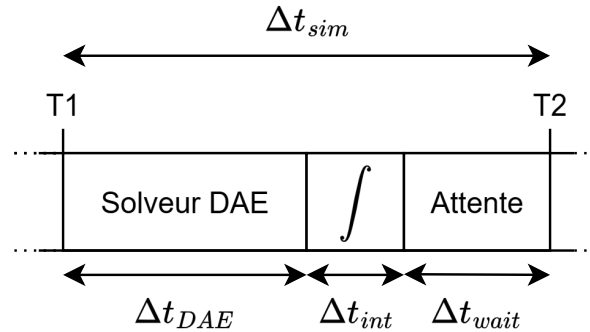


FIGURE 1.3 – Répartition temporelle d'un pas de calcul pour une simulation en temps réel

### 1.2.4 Simulation Hardware in the loop

Dans le cas d'une simulation HIL, la simulation envoie les données de position et de vitesse au démonstrateur, qui transmet en retour l'effort associé afin de permettre le calcul du vecteur  $c$ . Ce processus est illustré à la figure 1.4. Cette interaction introduit par ailleurs un délai temporel  $\Delta t_{HIL}$  englobant le temps de communication avec le démonstrateur, le contrôle et l'acquisition de données. Dès lors, il devient nécessaire de respecter la condition  $\Delta t_{DAE} + \Delta t_{int} + \Delta t_{HIL} < \Delta t_{sim}$  afin de garantir le respect du temps réel.

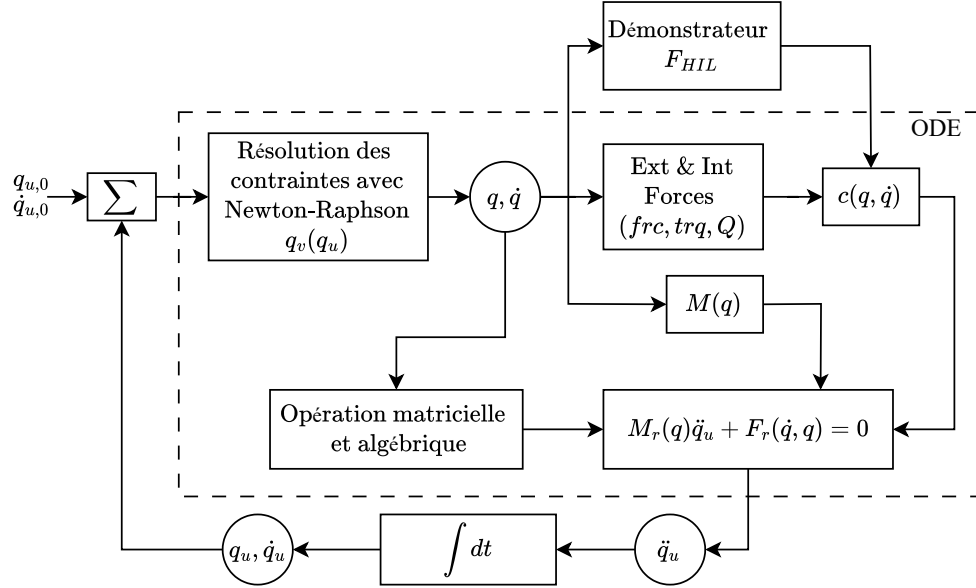


FIGURE 1.4 – Schéma-bloc du solveur Robotran avec du HIL - Figure inspirée et simplifiée de [8]

## Chapitre 2

# Clarification des besoins du projet

### 2.1 Limites d'utilisation du démonstrateur HIL

Le démonstrateur développé ici sera utilisé comme *Proof of Concept* dans la thèse d'une doctorante membre du groupe de recherche MEED. Le projet se limitera par conséquent pour cette année à un actionnement d'une pièce mécanique selon un degré de liberté en translation. Dans ce qui suit, il sera fait référence à la pièce testée par le nom générique de transmetteur de force (TF). Ce nom englobe toute sorte de pièces que l'on peut trouver dans des mécanismes. Les exemples les plus courants sont les ressorts et amortisseurs. Les types de TF que le banc doit pouvoir tester sont décrits dans le cahier des charges. Cependant, il a été décidé de retenir l'étude d'une suspension arrière de vélo comme transmetteur de force de référence pour ce mémoire.

### 2.2 Graphe des fonctions

Le démonstrateur est utilisé en parallèle d'une simulation *Robotran*. Son utilisation se découpe en deux séquences. La première est représentée horizontalement dans le graphe des fonctions et concerne la mise en place du test (Fig.2.1). Le transmetteur de force est monté dans la machine et maintenu en place dans sa position neutre. Ensuite la phase de test peut démarrer. Après le test, le démonstrateur doit revenir à l'arrêt en position neutre.

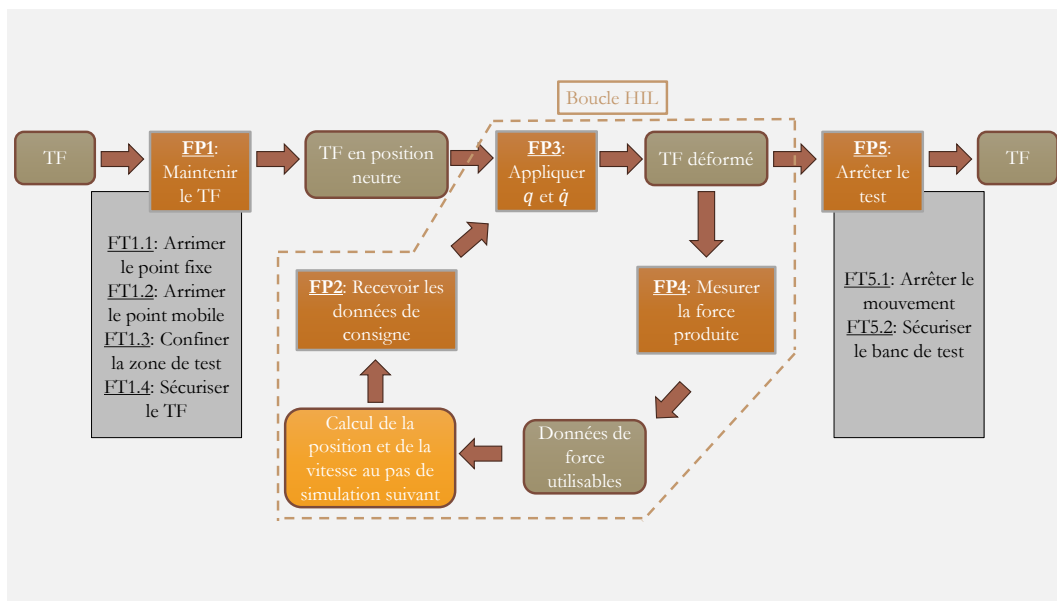


FIGURE 2.1 – Graphe des fonctions - Séquence de mise en place

La phase de test (Fig.2.2) est une boucle qui commence avec le transmetteur de force en position neutre. Ensuite, la simulation multi-corps donne la position à laquelle la machine doit amener le transmetteur. Une fois cette position atteinte, la force produite par le transmetteur dans cette position est mesurée et les données transformées en une forme utilisable par la simulation. La boucle pour le premier pas de temps est alors complétée. Avec la mesure de la force, la simulation calcule la position à appliquer sur le TF au pas de temps suivant. Ces données sont transmises au banc de test et la boucle continue pour chaque pas de temps jusqu'à la fin de la simulation. Après cela, la séquence principale reprend pour terminer le test.

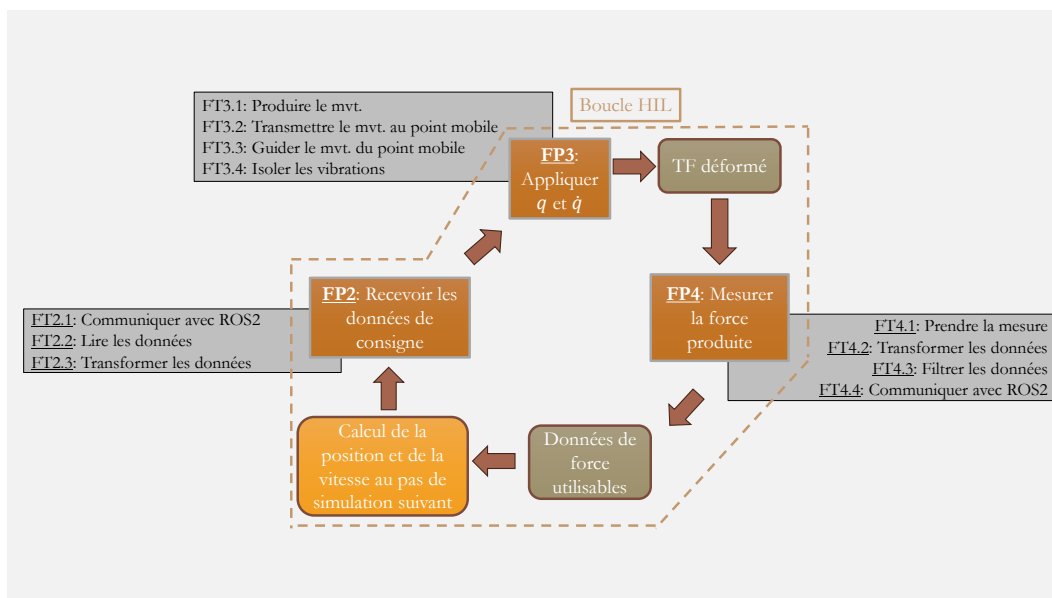


FIGURE 2.2 – Graphe des fonctions - Boucle de test

## 2.3 Cahier des charges

---

## Cahier des charges

---

**Auteur** : Bastien Debroux

**Promoteurs** : Paul Fisette et Nicolas

Docquier

**Assistante** : Marine Boxus

**Date** : 02-05-26

**Version** : 3.0

**Modifications apportées** :

Version finale

---

**Contexte** : Conception d'un démonstrateur électromécanique pour de la simulation HIL. Le logiciel Robotran, développé par l'équipe de recherche en ingénierie mécanique de l'école polytechnique de Louvain, est un logiciel de simulation dynamique d'un système multi-corps. Le but de la thèse de Marine Boxus est d'inclure le comportement mécanique réel d'un transmetteur de force à Robotran au moyen d'un banc de test dans lequel le transmetteur de force est substitué à la fonction décrivant son équation constitutive dans le modèle mathématique simulé. La conception de ce banc de test est le sujet du mémoire présent.

---

Groupe 1 : Bastien Debroux (conception mécanique)

Groupe 2 : Guillaume Hisette et Sylvain Bruyr (conception électromécanique)

| <b>Date</b> | <b>Origine</b>       | <b>Groupe à charge</b> | <b>Fonctions Principales (FP)</b>                                                                                              |
|-------------|----------------------|------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 13-10-25    |                      | 1 et 2                 | <b>FP1</b> : Appliquer une position et une vitesse au point d'ancrage d'une extrémité du transmetteur de force                 |
| 13-10-25    |                      | 1 et 2                 | <b>FP2</b> : Mesurer la force produite par le transmetteur de force                                                            |
| 13-10-25    |                      | 2                      | <b>FP3</b> : Extraire en temps réel de la simulation multi-corps les données de consigne (position et vitesse)                 |
| 13-10-25    |                      | 2                      | <b>FP4</b> : Transmettre en temps réel à la simulation multi-corps les forces mesurées                                         |
| 13-10-25    |                      | 1                      | <b>FP5</b> : Maintenir et guider le transmetteur de force                                                                      |
|             |                      |                        |                                                                                                                                |
|             |                      |                        | <b>Exigences Fonctionnelles (EF), critères et valeurs</b>                                                                      |
| 23-09-25    | Restriction initiale |                        | <b>EF 1.1</b> : Appliquer le déplacement et la vitesse selon l'unique degré de liberté du transmetteur dans l'axe de celui-ci. |

|          |                                              |  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |
|----------|----------------------------------------------|--|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 07-10-25 | Restriction [1] <sup>1</sup>                 |  | EF 1.2 : Fréquence d'excitation max. = 20 Hz                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
| 13-10-25 | Objectif de performance <sup>2</sup>         |  | EF 1.2 : Précision déplacement = 0.1 mm                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |
| 13-10-25 | Restriction [1]                              |  | EF 1.3 : Course max. = 75 mm                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
| 07-10-25 | Restriction [1]                              |  | EF 1.4 : Temps de simulation max. = 15 min                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
| 13-10-25 | Restriction [1]                              |  | EF 2.1 : Force max. = 3000 N                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
| 13-10-25 | Exigence de précision dynamique <sup>3</sup> |  | EF 2.2 : Mesure de la force en moins de 0.1 ms                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| 13-10-25 | Imposé par les promoteurs                    |  | EF 3.1 : Les données de consigne sont calculées par le logiciel Robotran et manipulées via ROS                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| 13-10-25 | Imposé par les promoteurs                    |  | EF 4.1 : La force mesurée est prise en compte par Robotran et les données sont manipulées via ROS                                                                                                                                                                                                                                                                                                             |
| 13-10-25 | Restriction [1]                              |  | EF 5.1 : Accepter des transmetteurs de force de type assemblage ressort + amortisseur                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |
| 13-10-25 | Restriction [1]                              |  | EF 5.2 : Accepter des transmetteurs mesurant, en pleine extension, au maximum 250 mm et au minimum 100 mm                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |
| 02-05-26 |                                              |  | EF 5.2 : Le transmetteur de force est composé de trois parties, représentées à la figure 1. Au centre, le moyen de produire la force est considéré comme une boîte noire (ressort, amortisseur, guidage, ...). À chaque extrémité, un tenon d'arrimage percé d'un alésage permet la fixation du transmetteur de force. La force produite est appliquée aux centres des alésages le long de l'axe les reliant. |
|          |                                              |  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |
|          |                                              |  | <b>Contraintes (C)</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| 07-10-25 | Voir contexte                                |  | C1 : Utilisation aisée à des fins de recherche                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                |
| 07-10-25 | Imposé par les promoteurs                    |  | C2 : Stockage et utilisation dans le laboratoire Stevin a047 de la plateforme CREDEM                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| 07-10-25 |                                              |  | C3 : Garantir la sécurité de l'utilisateur                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
| 07-10-25 |                                              |  | C4 : Garantir l'intégrité fonctionnelle du transmetteur de force                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |
| 07-10-25 |                                              |  | C5 : Prendre en compte des possibilités d'évolution                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
| 13-10-25 |                                              |  | C6 : Assurer un cycle de vie durable                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| 13-10-25 |                                              |  | C7 : Maintenance aisée                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
| 13-10-25 |                                              |  | C8 : Entrer dans le budget alloué au projet                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |
|          |                                              |  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |

<sup>1</sup> Restriction [1] : basée sur le cas d'étude type supposé du banc de test : test d'une suspension de vélo. Le tableau 1 reprend une gamme de produit type de suspension arrière de vélo. La fréquence d'actionnement équivalente correspond aux impuretés sur la route (bosses, graviers, pavés, ...).

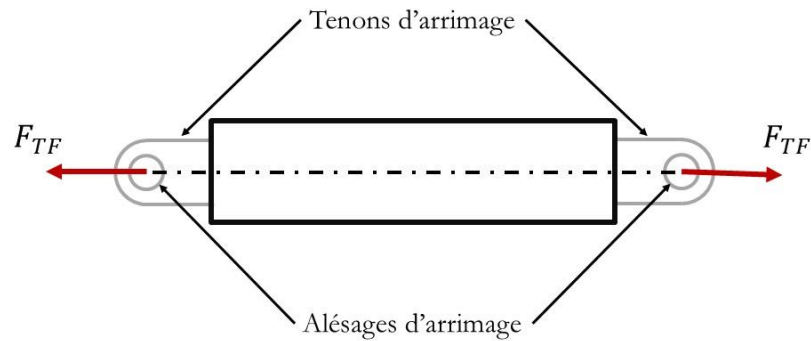
<sup>2</sup> Imposé par les promoteurs

<sup>3</sup> Si le temps de mesure est trop important, la mesure sera faussée et ne représentera plus la valeur dynamique réelle.

|          |                                                                              |  | <b>Exigences de Contrainte (EC), critères et valeurs</b>                                                                                                            |
|----------|------------------------------------------------------------------------------|--|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 07-10-25 | Imposé par les promoteurs                                                    |  | <u>EC 1.1</u> : Utilisation exclusivement réservée à une chercheuse de l'équipe                                                                                     |
| 07-10-25 | Permettre de réaliser une batterie de test sans une trop longue interruption |  | <u>EC 1.2</u> : Temps de cycle faible (< 5min entre deux tests)                                                                                                     |
| 07-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 1.3</u> : Changement rapide et aisé du transmetteur de force en moins de 30min                                                                                |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 2.1</u> : Reste monté en permanence sur le banc de test du laboratoire                                                                                        |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 3.1</u> : Stopper automatiquement tout mouvement des actionneurs lorsque l'utilisateur est exposé au danger par manipulation du dispositif                    |
| 18-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 3.2</u> : Intégrer une fonction d'arrêt d'urgence manuelle                                                                                                    |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 3.3</u> : Respecter les normes de sécurité de l'université conformément au document Procédure d'implantation d'un prototype dans un bâtiment UCL <sup>4</sup> |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 4.1</u> : Empêcher toute déformation non souhaitée du transmetteur de force par des vérifications redondantes                                                 |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 5.1</u> : Pouvoir installer ou monter deux démonstrateurs identiques pour tester plusieurs transmetteurs en simultané                                         |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 6.1</u> : Rendre le dispositif démontable et le démantèlement possible                                                                                        |
| 23-09-25 |                                                                              |  | <u>EC 6.2</u> : Inclure autant que possible le matériel déjà à disposition                                                                                          |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 7.1</u> : Rendre accessible au démontage toute pièce critique ou nécessitant une action de maintenance                                                        |
| 13-10-25 |                                                                              |  | <u>EC 8.1</u> : Budget disponible pour l'ensemble du mémoire = 7000 €                                                                                               |

<sup>4</sup> <https://www.uclouvain.be/fr/myuclouvain/serp/les-prototypes-et-autres-installations-experimentales>

**Figure 1**



**Tableau 1**

| Marque          | Modèle                                 | Longueur [mm]     | Course [mm]                         | Type de ressort                 |
|-----------------|----------------------------------------|-------------------|-------------------------------------|---------------------------------|
| RockShox        | Vivid Ultimate RC2T                    | 210<br>230<br>250 | 55<br>57.5/60/62.5/65<br>70/72.5/75 | Pneumatique                     |
| Fox Racing Shox | Float X Evol LV 2Pos Factory           | 190<br>210<br>230 | 45<br>50/52.5/55<br>57.5/60/62.5/65 | Pneumatique                     |
| Fox Racing Shox | DHX2 2Pos Factory                      | 210<br>230        | 50/55<br>60/65                      | Ressort hélicoïdal              |
| Öhlins          | TTX 22M Coil                           | 210<br>230<br>250 | 50/55<br>57.5/60/65<br>70/75        | Ressort hélicoïdal              |
| Marzocchi       | Bomber CR Trunnion                     | 205               | 60                                  | Ressort hélicoïdal              |
| Riverside       | Amortisseur arrière à ressort pour 28" | 234               | 52                                  | Ressort hélicoïdal (53.8 N/m)   |
| Rockrider       | UFIT (900g)                            | 190               | 51                                  | Ressort hélicoïdal              |
| Riverside       | Amortisseur arrière ressort btwin7     | 150               | 31                                  | Ressort hélicoïdal (750 Lbs/in) |

## Chapitre 3

# Conception mécanique

### 3.1 Méthodologie de design

Suivre une méthodologie de design structurée et rationnelle est important pour s'assurer que le produit final rencontre les demandes des promoteurs. La méthode qui a été appliquée tout au long de l'année pour la partie portant sur la conception mécanique de ce mémoire est celle décrite par Pahl et Beitz dans [12]. La figure 3.1 schématise cette méthode.

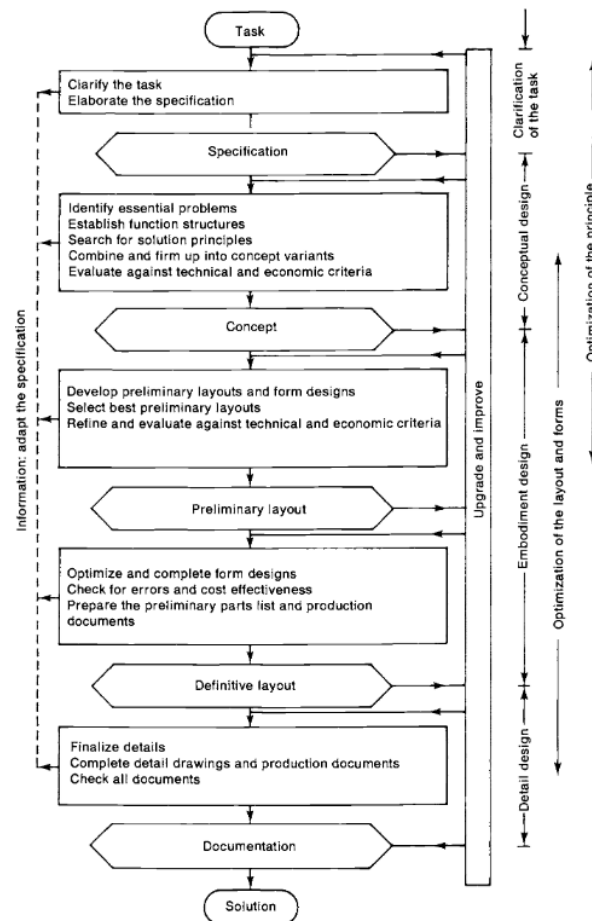


Figure 16 Pahl and Beitz's model of the design process

FIGURE 3.1 – Méthode de design recommandée dans le cours LMECA2840 : Project in mechanical design II, image tirée de [12]

Cette méthode commence par l'étape **de clarification de la tâche**. Cette étape a été décrite dans la partie commune du mémoire. Elle consiste en la clarification des besoins du projet afin de structurer et de guider la phase de design. Elle comprend l'élaboration du cahier des charges, obtenu en listant les contraintes et limites du projet. Le graphe des fonctions, théoriquement associé à l'étape suivante, a été ajouté à l'étape de clarification car il est commun aux deux mémoires. Il est utilisé pour comprendre la suite d'étapes menant au fonctionnement souhaité de la machine. Le cahier des charges et le graphe fonctionnel doivent rester à un niveau conceptuel, sans envisager de solutions concrètes au problème pour laisser un maximum de degrés de liberté au concepteur.

La seconde étape est le **design conceptuel**. Pour chaque fonction du graphe des fonctions, des solutions techniques indépendantes sont d'abord listées dans une table morphologique. Ensuite, différents variants de concepts sont imaginés. Ceux-ci rassemblent des solutions techniques proposées dans la table morphologique en un tout cohérent remplissant les fonctionnalités décrites au préalable. Les contraintes du cahier des charges sont ensuite utilisées pour évaluer les concepts et choisir quel variant sera retenu pour la suite du design.

L'idée retenue est par la suite transformée en un **design préliminaire**. Celui-ci développe le concept initial en lui ajoutant des dimensions générales et la morphologie des assemblages. Toutes les pièces mécaniques nécessaires au fonctionnement du produit final sont représentées mais les références de ces pièces ne sont pas encore fixées. Des pièces "génériques" sont dessinées.

Pour finir, le **design définitif** est l'étape au cours de laquelle toutes les références des composants sont choisies, les pièces sont dimensionnées et la machine est fabriquée. Tous les documents nécessaires à sa fabrication et à son assemblage sont produits.

## 3.2 Variants de concepts

La phase des variants de concepts va être réalisée en deux étapes. D'abord, trois concepts vont être proposés ci-après. Ils regroupent des solutions techniques différentes permettant de réaliser les fonctions listées dans le graphe des fonctions. La gamme de design envisagée est ainsi variée et l'on s'assure qu'aucune solution n'est omise. Ensuite, ils seront comparés entre eux pour faire ressortir les avantages et inconvénients de chacun. Finalement, il en ressortira deux concepts reprenant les points forts des concepts initiaux en vue de l'évaluation finale. Celle-ci permettra de sélectionner le concept le plus approprié pour le banc de test.

Afin d'alléger la description des différents concepts et d'en faciliter la compréhension, la même structure de présentation sera utilisée pour tous les concepts. En effet, ceux-ci sont tous composés : d'une structure rigide servant de cadre à la machine, d'un mécanisme de guidage, d'un système d'arimage du transmetteur de force et d'un moyen d'actionnement. De plus, la table morphologique telle que décrite dans [5] a été élaborée au cours du processus de design mais ne sera pas décrite en détail ici. Cette étape est en effet longue et peu pertinente pour comprendre la démarche globale et les choix qui ont mené au design final. La table morphologique est disponible à l'annexe A. Enfin, la façon de mesurer de la force développée par le transmetteur de force n'a pas été prise en compte pour l'instant. De fait, elle prendra forcément la forme d'un capteur de force. Il sera ajouté au design préliminaire et le choix du capteur porté par le groupe mécatronique sera décrit lors de l'étape de design définitif.



### 3.2.1 Variant 1 : Guidage linéaire et entraînement par vérin électrique, Fig. 3.2

**Structure :** mécano-soudée en tubes d'acier couverts de plaques de protection. Ce type de structure permet une très bonne rigidité et est fiable dans le temps. En effet, les tubes étant assemblés par des soudures, ils ne sont pas soumis à un décalage progressif de leur position au cours du temps, à moins d'une rupture de la soudure. Celle-ci doit par conséquent être dimensionnée avec beaucoup d'attention, en particulier pour un cas de chargement en fatigue, ce qui est le cas ici. Ce type d'assemblage ne permet toutefois pas d'obtenir une grande précision géométrique et dimensionnelle et ne peuvent pas être modifiés après assemblage. Une étude de faisabilité a été élaborée en suivant les conseils de la professeure Aude Simar, voir le paragraphe 3.2.4 : Études de faisabilité.

**Guidage :** linéaire sur chariot. Ce type de guidage est constitué d'un rail surmonté d'un chariot dont les roulettes se logent dans les rainures latérales du rail. Il permet de contraindre tous les degrés de liberté sauf la translation dans une direction. Ce type de guidage se vend en tant que produit fini.

**Arrimage :** le transmetteur de force est fixé par une goupille sur la structure d'un côté et au chariot du guidage linéaire de l'autre côté. La goupille rend le changement de TF aisé car aucun outil n'est nécessaire mais augmente le jeu mécanique lors du fonctionnement.

**Actionnement :** vérin électrique à vis sans fin. La rotule au bout de la tige de celui-ci se fixe sur le chariot de guidage et l'autre extrémité sur la structure. Un vérin à vis sans fin peut fournir une force axiale très importante grâce à la démultiplication du couple moteur par la vis. La vitesse d'actionnement est cependant limitée dans ce cas. Une vis sans fin est également auto-bloquante (phénomène de "self-locking") ce qui limite le nombre d'accessoires de sécurité à ajouter comme un frein.

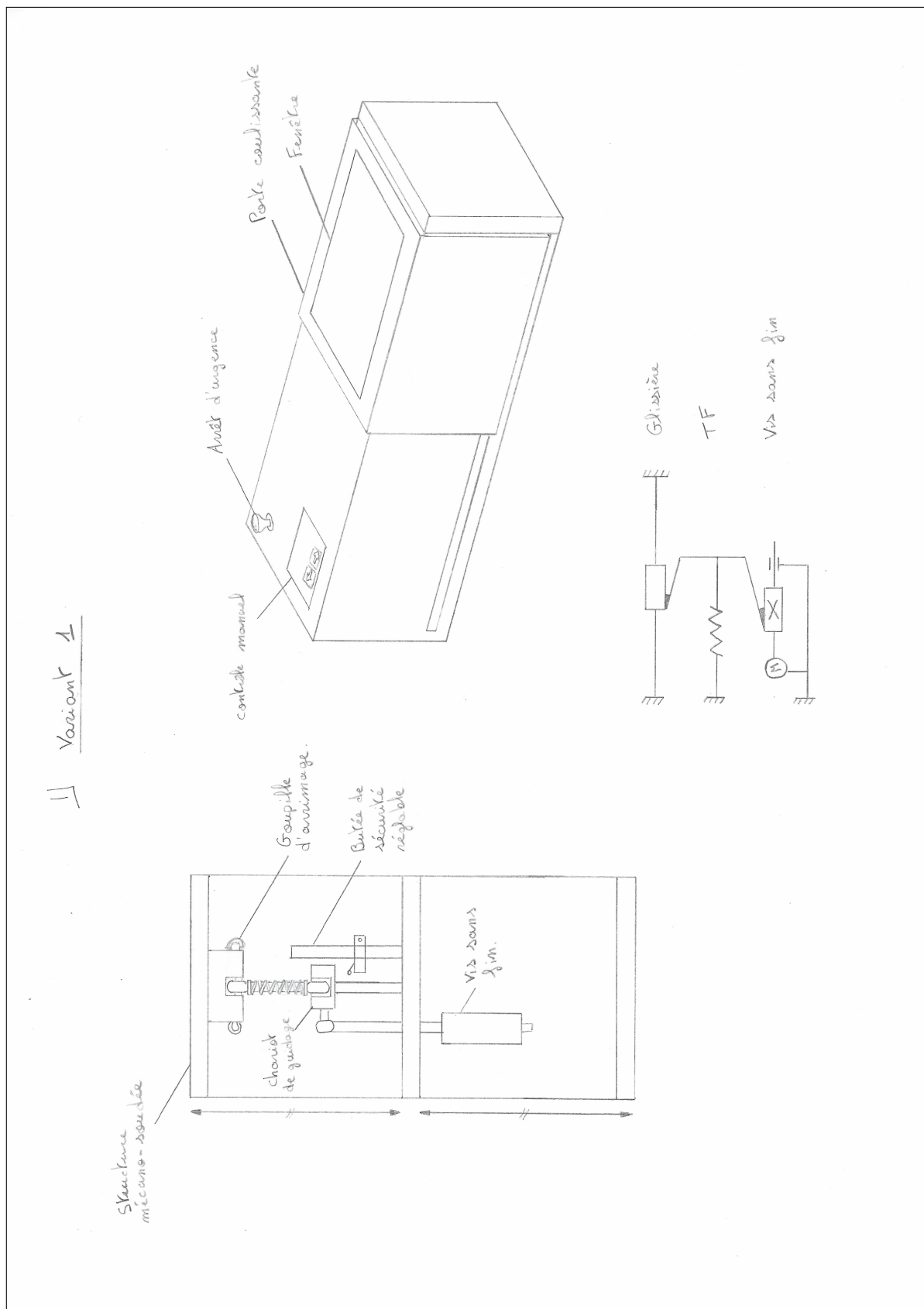


FIGURE 3.2 – Variant de concept 1 : guidage linéaire et entraînement par vérin électrique

### 3.2.2 Variant 2 : Guidage linéaire et entraînement par courroie, Fig. 3.3

**Structure :** en profilés aluminium extrudés "T-Slot". Les profilés sont assemblés par des équerres et des boulons. Le risque de perte de précision dimensionnelle avec le temps est plus important qu'avec la structure mécano-soudée car les boulons d'assemblage peuvent se desserrer, notamment lors qu'ils sont soumis à des vibrations. Une meilleure précision géométrique est en revanche garantie d'une part par l'utilisation d'équerres aux angles de la structure et d'autre part par l'absence d'échauffement et de passage en phase liquide lors de l'assemblage. Il n'y a donc pas de retrait de solidification menant à une perte de précision. Les profilés "T-Slot" sont souvent appelés profilés "modulaires" car ils offrent d'excellentes possibilités d'évolutions et de modifications après assemblage. Pour cette raison, ils sont recommandés pour la fabrication de prototypes, lorsque le design est potentiellement sujet à changements.

**Guidage :** linéaire sur chariot entraîné par une courroie. Le principe est le même que pour le rail linéaire classique mais le mode de transmission de l'actionnement est différent. Une courroie souple est accrochée de part et d'autre du chariot de guidage de sorte qu'elle tire le chariot dans la direction souhaitée. Ce genre de guidage se vend en temps que produit fini comprenant le rail, le chariot et la courroie.

**Arrimage :** le TF est fixé aux mêmes endroits que pour le variant 1 (chariot et structure) mais par un raccord fileté. La liaison se fait donc par frottement, ce qui annule complètement le jeu mécanique car le transmetteur est serré contre le chariot. Cette solution nécessite l'utilisation d'un outil de serrage pour pouvoir installer et enlever le TF.

**Actionnement :** moteur rotatif entraînant le chariot par une courroie. La courroie peut être directement utilisée sur un pignon solidarisé à l'axe de sortie du moteur. La vitesse de déplacement est donc directement imposée par la vitesse de rotation du moteur. Celle-ci peut être très grande mais dans ce cas la précision sera diminuée. En effet, lors d'un changement de direction, le couple du moteur doit compenser l'inertie des pièces en mouvement (rotation du pignon, translation du chariot). De plus, la courroie étant élastique, une latence sera ajoutée à l'application effective du déplacement. Enfin, il pourrait être nécessaire d'ajouter un frein sur le pignon moteur pour des raisons de sécurité car un moteur rotatif n'a pas de position de repos pour laquelle sa position est bloquée.

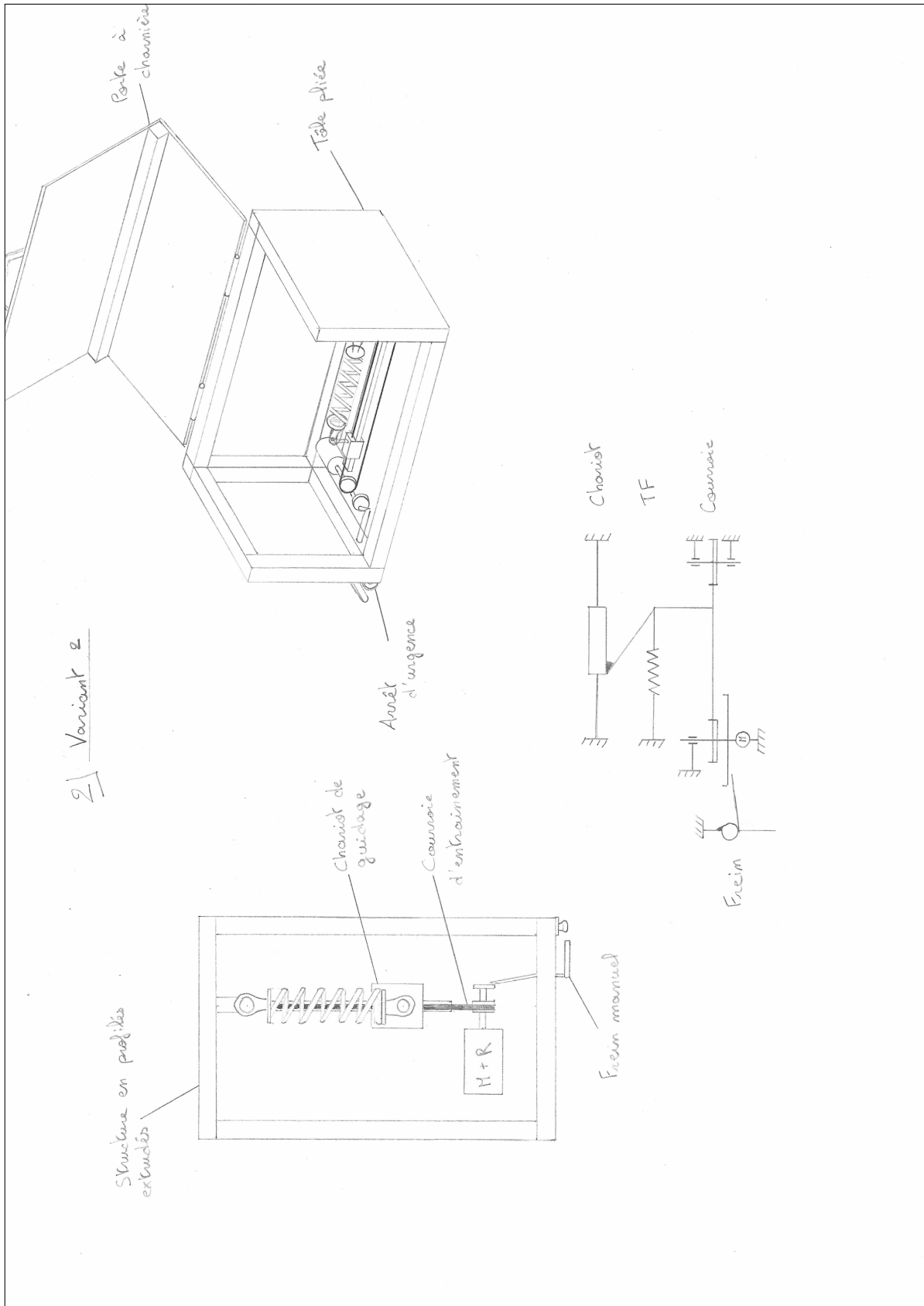


FIGURE 3.3 – Variant de concept 2 : guidage linéaire et entraînement par courroie

### 3.2.3 Variant 3 : Guidage par bras de levier, Fig. 3.4

**Structure :** mécano-soudée, idem variant 1.

**Guidage :** bras de levier sur paliers. Le TF est attaché à la structure et au bras de levier. Lorsque celui-ci est actionné, il tourne autour de l'axe des paliers et modifie la distance entre les deux extrémités du transmetteur de force. Seul le degré de liberté en rotation est autorisé par les paliers et une relation mathématique peut être établie qui relie la longueur du vérin à la longueur du transmetteur de force. Ce concept nécessite un plus grand nombre d'articulations mais celles-ci sont exclusivement en rotation dans un même plan. Or une articulation en rotation est plus résiliente car elle n'est pas soumise en phénomène de coincement comme une translation.

**Arrimage :** le TF est accroché au bras de levier d'un côté et à la structure de l'autre par des attaches rapides comme on trouve sur les roues de vélo. La liaison se fait par frottement ce qui annule le jeu mais nécessite des usinages sur les pièces plus complexes. Il faut en effet que la tige de la fixation passe au travers d'un axe creux.

**Actionnement :** vérin à vis à bille. Il fonctionne sur le même principe que le vérin à vis sans fin classique mais le raccord entre la vis et la tige se fait dans ce cas par l'utilisation de billes. Ce système permet de grandement réduire le jeu (backlash) et les pertes par frottement dans le vérin mais en augmente le prix. Ce système n'est pas autobloquant, une partie du couple produit par le moteur sera par conséquent utilisé pour porter le poids du bras de levier.

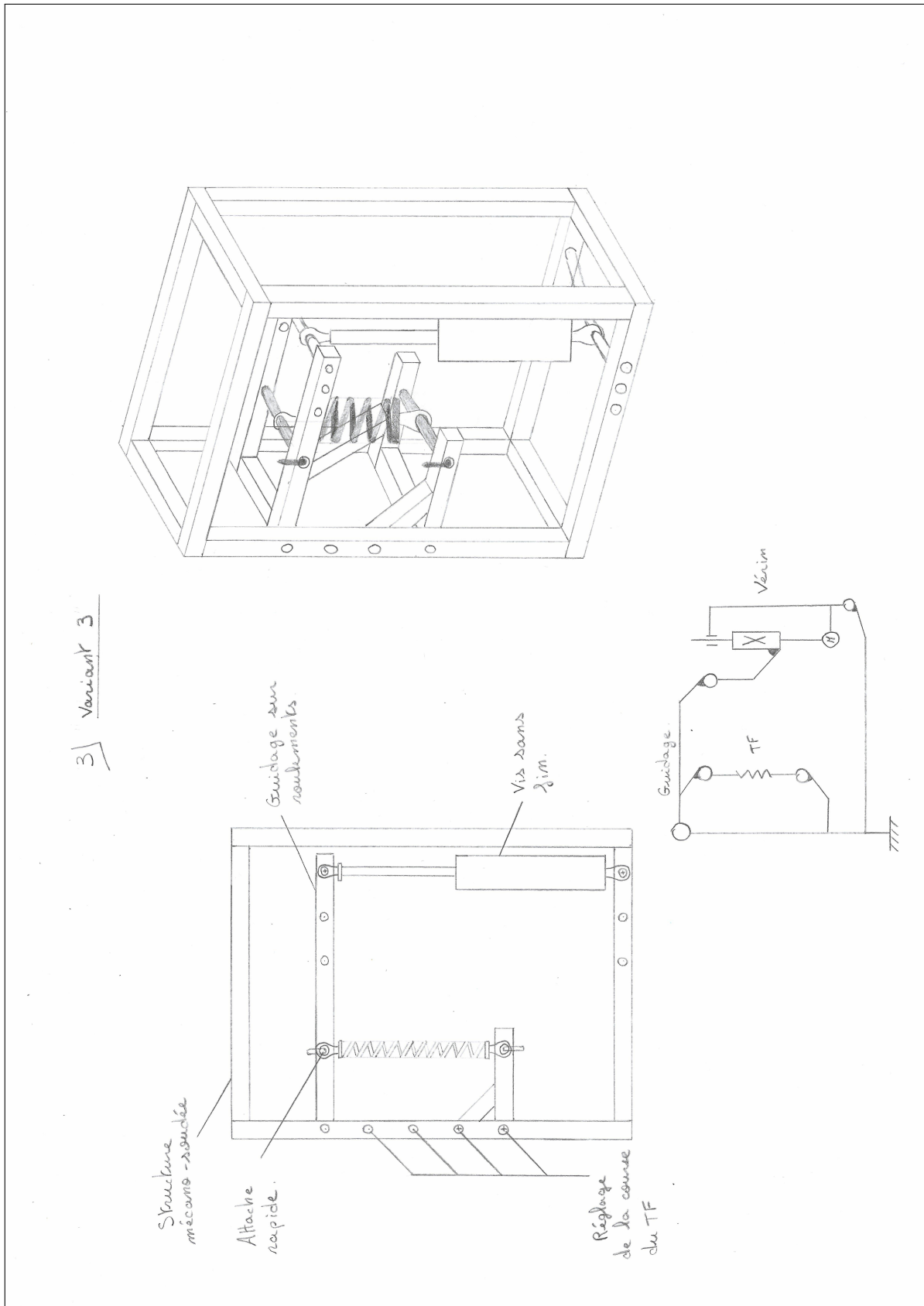


FIGURE 3.4 – Variant de concept 3 : guidage par bras de levier

### 3.2.4 Évaluation

L'évaluation des concepts variants permet de déterminer quel concept est le plus adapté pour remplir les objectifs du démonstrateur. Afin de faire un choix le plus objectif possible, les concepts seront notés en prenant en compte un certain nombre de critères d'évaluation auxquels un poids a été attribué en fonction de leur importance dans le cahier des charges. La méthode d'évaluation utilisée est proposée par N. Cross dans [5].

#### Calcul de la note de performance

L'évaluation se fait en définissant des critères en cascade, comme décrit dans la méthode proposée par Cross. Au premier niveau, des critères généraux sont énoncés, reflétant les objectifs globaux du démonstrateur (précision, sécurité, adaptabilité, ...). Un poids est attribué à chaque critère pour les classer par ordre d'importance. Comme il est difficile d'évaluer chaque concept par rapport à ces critères généraux de manière objective, les critères de niveau 1 sont complétés par des critères de niveau 2, également classés par ordre d'importance. Le niveau 2 se focalise sur des critères plus précis et plus tangibles qu'il est possible d'évaluer de manière plus objective. D'autres niveaux de critères peuvent être ajoutés si les critères de niveau 2 sont jugés trop subjectifs. Le résultat obtenu prend la forme d'un graphe simple (voir Fig.3.5) dont les feuilles sont les critères développés les plus précisément. Ici, la table d'évaluation a été développée jusqu'au niveau 3 mais seuls les critères de niveau 1 seront présentés et justifiés dans ce rapport. Le tableau d'évaluation complet se trouve à l'annexe B.

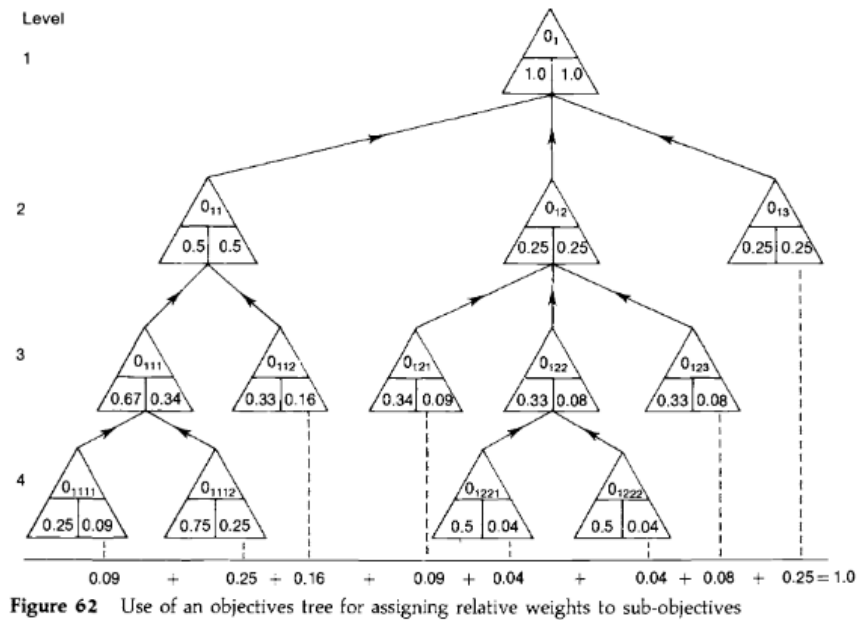


FIGURE 3.5 – Schéma explicatif de la méthode d'évaluation des variants de concepts, image tirée de [5].

Les cases de gauche sont les poids non pondérés,  $w$ . Ils reflètent l'importance de chaque sous critère par rapport aux autres critères du même niveau. Pour ce faire, un poids leur est attribué. La valeur du poids n'a pas de sens seule. Elle n'a de sens que par rapport aux valeurs données aux autres critères. Ils forment une classification relative et non absolue car les poids sont par la suite pondérés.

En effet, les cases de droite sont les poids pondérés ( $W$ ) par niveau. La somme des poids pondérés des feuilles vaut toujours 1.

Mathématiquement, les critères pondérés sont calculés via

$$W_{crit \in N_i} = \frac{w_{crit}}{\sum_{c \in N_i} w_c}$$

$N_i$  est l'ensemble des nœuds du graphe correspondant au niveau  $i$ . La note attribuée au concept est donnée par

$$note = \sum_{crit \in N_f} W_{crit} note_{crit}$$

avec  $N_f$ , l'ensemble des critères correspondant aux feuilles du graphe.

## Critères d'évaluation

TABLE 3.1 – Classement de l'importance des critères de niveau 1

| Critères de niveau 1      | $w$ | Justification                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        |
|---------------------------|-----|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Précision du banc de test | 9   | La priorité de la machine développée est de garantir une prise de mesure la plus précise possible. En effet, l'intégrateur numérique de la simulation multi-corps tournant en parallèle est très sensible aux variations de la valeur de la force produite par la pièce testée.                                                                                                                                                                                      |
| Sécurité                  | 8   | Le démonstrateur se doit d'être sûr pour l'utilisateur. Il est important de noter toutefois qu'il s'agit d'un prototype installé dans un environnement contrôlé et utilisé par des personnes formées. Dès lors le niveau de sécurité exigé n'est pas aussi contraignant que s'il était destiné à un usage grand public.                                                                                                                                              |
| Utilisation aisée         | 7   | Le démonstrateur sera utilisé dans un cadre de recherches d'une doctorante. Il doit lui être facile de l'utiliser mais ne doit pas correspondre aux exigences d'un appareil destiné au public.                                                                                                                                                                                                                                                                       |
| Budget                    | 5   | Ce critère se place d'un point de vue pragmatique. Il n'a pas été décidé d'un budget précis dans le cahier des charges mais il doit toutefois rester raisonnable pour un projet de la taille d'un mémoire.                                                                                                                                                                                                                                                           |
| Fabrication aisée         | 5   | Ce critère est également lié aux contraintes relatives à un mémoire. Ce projet est limité à une année de travail or garder une maîtrise sur les délais permet de réduire les incertitudes.                                                                                                                                                                                                                                                                           |
| Cycle de vie              | 4   | La thèse de la doctorante est limitée à 6 ans. Le démonstrateur ne devrait pas être utilisé au-delà et sera probablement démantelé. Il est par conséquent préférable de privilégier l'utilisation de composants réutilisés ou réutilisables ou ne contenant pas de matériaux rares.                                                                                                                                                                                  |
| Adaptabilité              | 3   | Une simulation multi-corps peut simuler un nombre important de situations différentes. Le banc doit par conséquent pouvoir tester des pièces non standardisées. Cependant, les cas d'application à prendre en considération ont été délimités dans le cahier des charges et le cas d'application retenu pour ce démonstrateur est le comportement d'une suspension arrière de vélo. La pièce à utiliser pour valider le banc de test a été fournie au début d'année. |

## Résultats

Le processus d'évaluation tel que décrit ci-dessus permet d'obtenir une note unique pour chaque concept.

TABLE 3.2 – Tableau des résultats après la première évaluation

|      | 1     | 2     | 3     |
|------|-------|-------|-------|
| Note | 56.45 | 55.01 | 74.44 |

Le tableau complet se trouve en annexe B. Celui-ci met en évidence les points forts et points faibles des concepts variants. Le concept 2 ressort le moins bien noté. La combinaison de ses systèmes de guidage et d'actionnement a été jugée la moins fiable tant en terme de précision que de durée de vie. Toutefois, le point où il se démarque est le type de structure. La structure en "T-Slot" répond le mieux aux critères, principalement pour des raisons pratiques de simplicité à assembler et de modularité. Le point fort du variant 3 est sa capacité d'adaptation aux différents TF utilisés. Cet avantage n'est cependant pas transposable au variant 1. En effet, celui-ci n'a pas de système de démultiplication de la course ou de la force du fait que le vérin est monté en série avec le transmetteur de force.

### Combinaison des concepts variants et seconde évaluation

En se basant sur les conclusions tirées des observations faites sur le tableau des résultats, les concepts variant 1 et 3 ont été modifiés pour passer une seconde évaluation. Les deux variants ont vu leur structure changer pour une structure en profilé "T-Slot" modulable, mieux adaptée à un prototype. Le système d'arrimage du variant 1 a été changé d'une goupille vers un raccord fileté pour améliorer la précision, au détriment cependant de la facilité d'utilisation. L'attache rapide du variant 3 a été changée pour les mêmes raisons. Les changements apportés modifient les notes comme suit :

TABLE 3.3 – Tableau des résultats après la seconde évaluation

|      | 1     | 3     |
|------|-------|-------|
| Note | 64.17 | 80.94 |

Le concept variant le plus adapté pour remplir les objectifs du cahier des charges est, en conclusion de cette analyse, le concept variant à bras de levier. En effet, celui-ci permet une bonne adaptabilité au transmetteur de force tant en force appliquée qu'en déplacement imposé. Le changement d'un transmetteur de force à un autre devrait être aisé et la sécurité de l'utilisateur est assurée par une enceinte fermée. Un grand nombre de pièces peuvent être réalisées en interne, ce qui laisse plus de choix au concepteur pour correspondre au budget souhaité et respecter le planning imposé.

Seul le bras de levier est une pièce usinée sur mesure et pourra difficilement être utilisé pour une autre application. Les autres pièces sont des pièces standard et largement utilisées dans toute sorte de machines. Elles pourront par conséquent être utilisées par d'autres chercheurs pour de futurs projets après la fin de l'utilisation du démonstrateur par la chercheuse pour la recherche concernée.

La seconde version du concept à bras de levier présente l'inconvénient d'être moins précise pour imposer le déplacement sur le TF que les autres concepts. Il y a en effet une pièce intermédiaire entre le vérin et le TF qui ajoute de l'incertitude sur le déplacement réellement imposé de par l'élasticité de la pièce (déformation élastique sous chargement) et le jeu présent dans tout assemblage. Ce variant nécessitera par conséquent d'accorder une attention particulière aux choix posés dans le dimensionnement et dans les ajustements pour garantir une précision équivalente aux variants sans pièce intermédiaire.

## Études de faisabilité

**Structure mécano-soudée** Afin d'obtenir une évaluation la plus réaliste possible, l'avis de la professeure Aude Simar, experte en science des matériaux et procédés de fabrication, dont la soudure, a été consulté. Il en est sorti de cette discussion qu'une structure mécano-soudée présente l'avantage d'une excellente rigidité et tenue dans le temps. En effet, un assemblage par soudure rend les deux pièces assemblées parfaitement solidaires l'une de l'autre. Il est alors raisonnable de faire l'hypothèse que la structure peut être considérée fixe, notamment dans la relation non-linéaire du bras de levier. Les soudures sont également résistantes aux vibrations.

En revanche, la professeure Simar a également pointé les défauts qu'une structure mécano-soudée présente dans le cadre de ce mémoire. D'abord, obtenir une bonne précision dimensionnelle requerrait d'usiner les points d'ancrage des éléments mécaniques après soudure. Ainsi, les imprécisions dues aux retraits de solidification et au procédé d'assemblage (clampage de la structure) seraient évitées et la précision du centre d'usinage serait la précision finale réellement obtenue sur le démonstrateur. Cependant, cette démarche limiterait les dimensions extérieures maximales du banc car la structure doit pouvoir rentrer entièrement dans la machine d'usinage. Elle nécessiterait aussi de rendre accessible à la fraiseuse tous les trous de fixation. Or, la plupart des centres d'usinage sont des machines à 3 axes. Il faudrait par conséquent que tous les trous de fixation fassent partie d'un plan accessible depuis un côté de la structure (comme représenté sur le dessin de gauche de la Figure 3.6).

Ensuite, d'un point de vue pragmatique dans le cadre de ce mémoire, une structure mécano-soudée serait plus difficile à réaliser. En effet, l'assemblage de la structure serait réalisé par les techniciens de la plateforme CREDEM (plateforme interne à l'UCLouvain experte en Conception, Réalisation et Essais de Dispositifs Electro-Mécaniques). Le nombre d'intermédiaires entre le design et la réalisation serait par conséquent augmenté. Ce qui ajoute un risque de mauvaise compréhension lors de la communication des demandes et in fine une augmentation du délai.

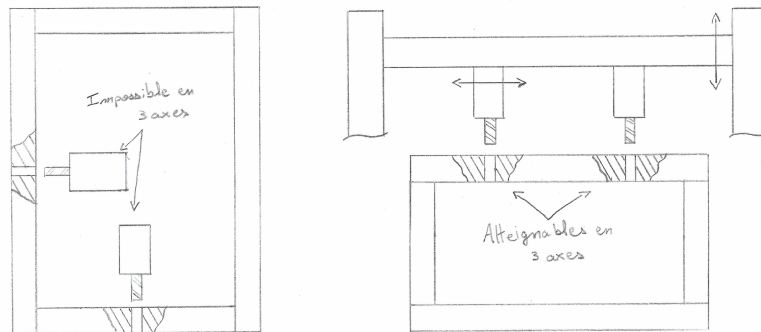


FIGURE 3.6 – Étude de faisabilité : usinage de la structure après soudure

**Guidage par bras de levier** Le guidage par un bras de levier impose une étape supplémentaire entre la commande en position sur le vérin et le déplacement imposé sur le transmetteur de force. En effet, il faut trouver la relation mathématique entre la longueur du vérin et la longueur du TF. Celle-ci a une expression analytique mais elle est non linéaire. Elle devra être résolue pour chaque pas de temps pour convertir la longueur du TF demandée par la simulation en la longueur qu'il faut appliquer au vérin. Ceci peut représenter un inconvénient pour le concept à guidage à bras de levier. En effet, il est possible que la puissance de calcul embarquée dans l'équipement électronique choisi par le groupe 2 ne soit pas suffisante. Le concept demanderait alors une carte de contrôle plus puissante et certainement plus coûteuse.

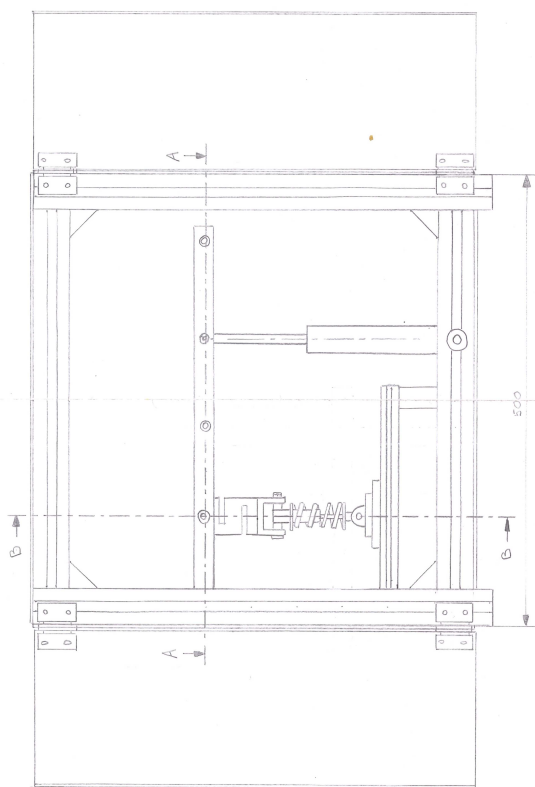
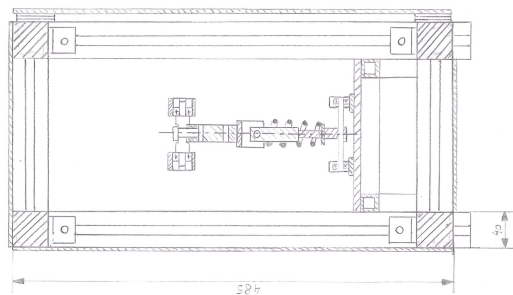
L'hypothèse est donc posée ici que la relation analytique est faiblement non-linéaire autour de la position pour laquelle le bras de levier est horizontal. Par conséquent, il sera possible, s'il est nécessaire, de l'approximer par une relation linéaire. Cette hypothèse sera vérifiée à l'étape de design préliminaire, lorsque les dimensions générales du démonstrateur auront été fixées.

### 3.3 Design préliminaire

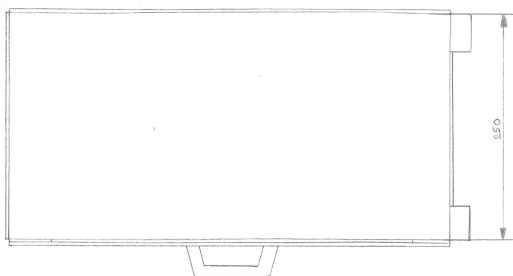
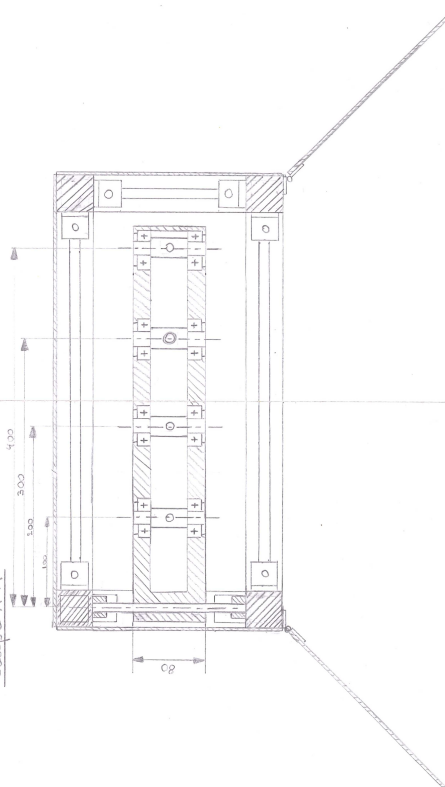
Le plan du design préliminaire est présenté à la Figure 3.7. Ce plan a initialement été réalisé dans un format A3 mais a été réduit à un format A4 par soucis de présentation. L'échelle indiquée n'est donc pas correcte sur la figure. Le plan dans son format original est disponible dans le document "Debroux\_52632100\_2026\_Appendix1.pdf". Les dessins restent conceptuels, ils ne représentent pas encore les pièces réelles utilisées dans la machine, mais quelques dimensions importantes mettent en forme le design.

Afin de faciliter la compréhension du lecteur, lorsque le nom d'une pièce mécanique est donné pour la première fois, il est surligné en gras. Cela signifie que ce nom reviendra tout au long du texte et il est définit immédiatement après.

Coupe B-B (porte fermée)



Coupe A-A



|                      |                                          |
|----------------------|------------------------------------------|
| Echelle 1:5          | TFE 86-630 : Démontage H34               |
| Nom: Delphine Boutin | Design Préliminaire V2                   |
| Date: 24/11/25       | Unité: UC Louvain - Ecole polytechnique  |
| Unité: mm            | Enseignant: Paul Fieffe et Nicolas Dequy |
|                      | Assistante: Florine Bours                |

FIGURE 3.7 – Design préliminaire - plan

### 3.3.1 Bras de levier

Le bras de levier est la pièce centrale du design. Ses dimensions sont donc imposées en premier et elles vont dicter les choix pour les autres composants.

Premièrement, le bras de levier comprend quatre logements de roulement permettant d'accueillir les axes d'articulation. Ils sont positionnés à 100 mm, 200 mm, 300 mm et 400 mm de l'**axe 1**. Cet axe lie le bras de levier à la structure. Ils représentent respectivement les positions 1 (100 mm), 2 (200 mm), la position du vérin (300 mm) et la position 3 (400 mm). La Figure 3.8 illustre la forme générale du bras de levier. Les définitions des positions décrites ci-dessus sont utilisées tout au long de ce rapport.

**Remarque :** lorsqu'une position est décrite comme étant plus à gauche ou plus à droite par rapport à une autre position, cette description fait référence à la Figure 3.8 et veut dire que la position considérée est respectivement plus proche ou plus éloignée de l'axe 1.

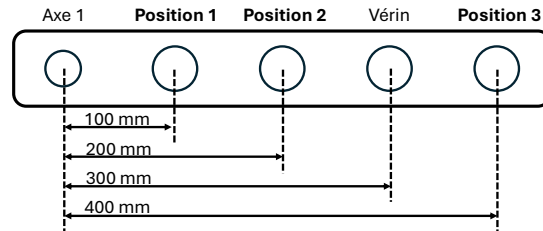


FIGURE 3.8 – Forme générale du bras de levier

La distance entre deux logements de roulement est fixée à 100 mm. En effet, cet espace permet d'assurer le placement des roulements et le passage du capteur sans risque de toucher d'autres composants. En particulier, l'assemblage capteur - TF doit éviter de toucher la structure en position 1 et 3 et éviter de toucher le vérin en position 2 et 3. Cet assemblage étant monté sur paliers semelles en bas, il faut également laisser suffisamment de place pour le carter des paliers.

Les deux pièces principales du bras de levier, appelées bras de levier droit et gauche, se font face en miroir et forment la structure du bras de levier. Les logements de roulements se trouvent sur leurs faces intérieures. L'axe supporté par ces roulements est appelé **axe TF 1**. Il est épaulé des deux côtés. Les deux épaulements sont en contact avec les bagues intérieures des roulements pour former un montage en "X" (voir Fig.3.9). Les raisons qui ont mené au montage du capteur tel que montré sur cette figure sera décrit dans la Sous-Section 3.3.3.

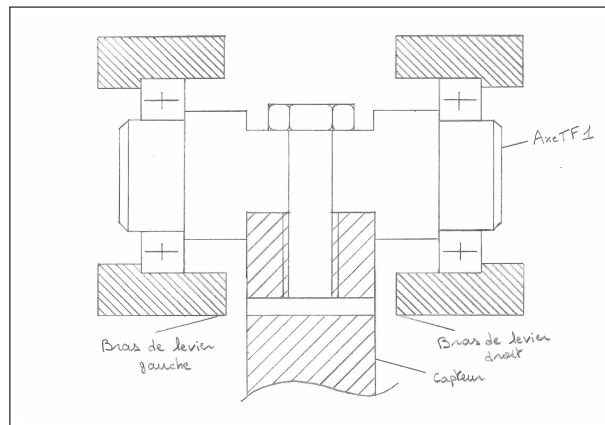


FIGURE 3.9 – Assemblage du capteur à l'axe TF 1

## Modèle cinématique

Le modèle cinématique en deux dimensions décrit ci-dessous va être utilisé comme référence pour la suite de ce rapport. Il décrit mathématiquement la cinématique de l'assemblage de la structure, du bras de levier, du vérin et du TF.

### Définitions

- $d_{TF}$  : position horizontale du point d'ancrage bas du TF dans le repère inertiel. Elle dépend de la position du TF :  $d_{TF,1} = 100mm$ ,  $d_{TF,2} = 200mm$  et  $d_{TF,3} = 400mm$ . C'est aussi la distance entre l'axe 1 et le centre du roulement dans lequel le TF est positionné
- $d_v$  : position horizontale du point d'ancrage bas du vérin dans le repère inertiel. C'est aussi la distance entre l'axe 1 et le centre du roulement dans lequel le vérin est positionné
- $h_{TF}$  : distance verticale entre le point de rotation du bras de levier et le point d'ancrage bas du TF
- $h_v$  : distance verticale entre le point de rotation du bras de levier et le point d'ancrage bas du vérin
- $\theta$  : l'angle que forme le bras de levier par rapport à l'horizontale
- $L_{TF}$  : longueur du TF
- $L_{TF,0}$  : longueur neutre du TF (au repos)
- $L_v$  : longueur du vérin
- $L_{v,0}$  : longueur du vérin lorsque la tige est rétractée (au repos)

**Géométrie** La géométrie est décrite à la Figure 3.10.

- A :  $(d_{TF}, h_v - h_{TF})$ , le point d'ancrage bas du transmetteur
- B :  $(d_v, 0)$ , le point d'ancrage bas du vérin
- P :  $(d_{TF} \cos(\theta), h_v + d_{TF} \sin(\theta))$ , le point d'accroche du TF sur le bras de levier
- Q :  $(d_v \cos(\theta), h_v + d_v \sin(\theta))$ , le point d'accroche du vérin sur le bras de levier

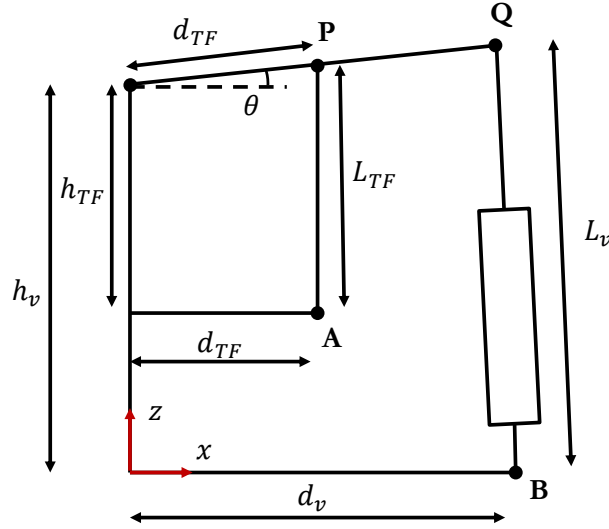


FIGURE 3.10 – Modèle cinématique 2D - Design préliminaire

Les longueurs du TF ( $L_{TF}$ ) et du vérin ( $L_v$ ) s'écrivent

$$L_{TF}^2 = (d_{TF} \cos(\theta) - d_{TF})^2 + (h_v + d_{TF} \sin(\theta) - (h_v - h_{TF}))^2 \quad (3.1)$$

$$= 2d_{TF}^2(1 - \cos(\theta)) + h_{TF}^2 + 2d_{TF}h_{TF} \sin(\theta) \quad (3.2)$$

$$L_v^2 = (d_v \cos(\theta) - d_v)^2 + (d_v \sin(\theta) + h_v)^2 \quad (3.3)$$

$$= 2d_v^2 * (1 - \cos(\theta)) + h_v^2 + 2d_vh_v \sin(\theta) \quad (3.4)$$

L'angle  $\theta$  est obtenu par

$$\begin{aligned} D &= \frac{L_{TF}^2 - h_{TF}^2 - 2d_{TF}^2}{2d_{TF}} \\ R &= \sqrt{h_{TF}^2 + d_{TF}^2} \\ \phi &= \arctan\left(\frac{d_{TF}}{h_{TF}}\right) \\ \Rightarrow \theta &= \phi + \arcsin\left(\frac{D}{R}\right) \end{aligned}$$

Dans ces équations, les paramètres géométriques (4 premiers points des définitions 3.3.1) sont connus. Leurs valeurs théoriques sont imposées durant la conception. La longueur  $L_{TF}$  est la consigne que le logiciel de simulation multi-corps renseigne au contrôleur du démonstrateur à chaque pas de temps. La longueur que le vérin doit avoir pour respecter cette consigne est finalement obtenue en calculant :

$$L_v = \sqrt{2d_v^2(1 - \cos(\theta)) + h_v^2 + 2d_vh_v \sin(\theta)} \quad (3.5)$$

### Vérification de l'hypothèse de quasi-linéarité

L'hypothèse posée dans le paragraphe 3.2.4 peut maintenant être vérifiée. Celle-ci postulait que la relation mathématique entre la longueur du vérin et la longueur du TF est, dans la plage de valeurs considérée, quasi-linéaire.

Le graphe de la Figure 3.11 montre la forme de la relation analytique 3.5 (traits continus). Les longueurs au repos  $L_{TF,0}$  et  $L_{v,0}$  ont été soustraites aux longueurs  $L_{TF}$  et  $L_v$  respectivement pour centrer la fonction autour de (0, 0). C'est donc le déplacement du TF et du vérin qui est calculé au lieu de leurs longueurs absolues. Les courbes en traits pointillés de couleur sont les approximations linéaires des lignes continues de la même couleur. Les lignes pointillées gris clair verticales montrent les limites imposées par le cahier des charges sur le déplacement qui doit être imposé au TF (75 mm de course).

Entre ces limites, le graphe de la Figure 3.11 montre que les longueurs approximées linéairement sont très proches des longueurs analytiques, puisque les courbes de même couleur sont presque confondues. Pour les positions 2 et 3, la différence entre les courbes pleines et pointillées n'est même pas visible sur le graphe de la Figure 3.11. Le second graphe (Fig. 3.12) montre la différence entre la relation 3.5 et les approximations linéaires pour chaque position dans la plage de valeur donnée dans le cahier des charges. Il confirme que la relation 3.5 est très proche de son approximation linéaire pour les positions 2 et 3. Pour la position 1 en revanche, la différence est plus marquée proche des limites. L'erreur reste toutefois de l'ordre du millimètre.

En conclusion, dans l'intervalle de valeurs renseignées dans le cahier des charges pour la course du TF, les courbes obtenues sont effectivement quasi-linéaires autour de la position  $\theta = 0^\circ$  (bras de levier horizontal). Si le temps de calcul de cette relation s'avère trop long par rapport au temps de calcul disponible pour de la simulation en temps réel, il sera par conséquent possible de l'approximer par une relation linéaire sans commettre une trop grande erreur.

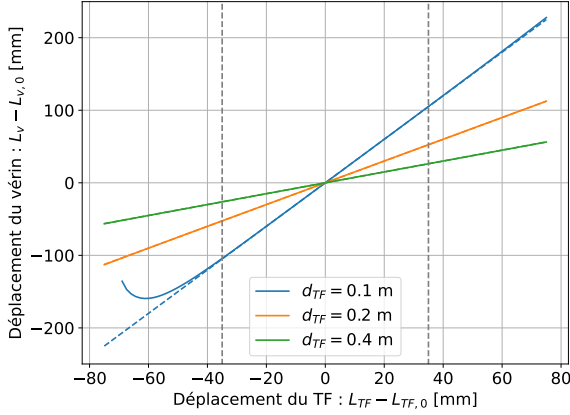


FIGURE 3.11 – Déplacement du vérin en fonction du déplacement du transmetteur de force pour différentes positions le long du bras de levier.

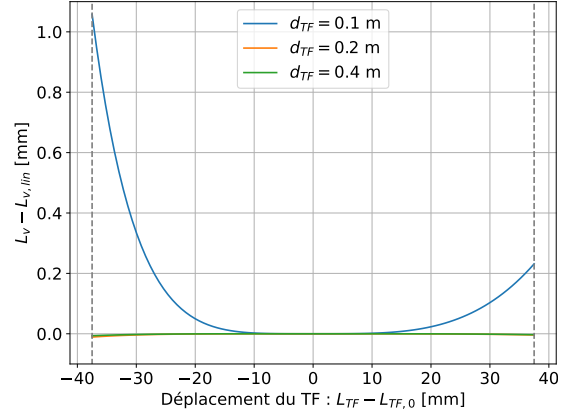


FIGURE 3.12 – Différence entre la relation analytique non-linéaire et les approximations linéaires.

### Choix de conception : angle maximal du bras de levier et position du vérin

Le vérin étant une pièce de précision et potentiellement lourde, il est préférable de lui imposer une position fixe et de laisser le choix à l'utilisateur sur la position du TF. Cette configuration est l'inverse de celle représentée sur le concept variant illustré par la Figure 3.4. Le transmetteur de force peut ici être placé à trois positions différentes le long du bras de levier. Ce changement préserve l'intérêt de l'utilisation d'un bras de levier comme moyen de guidage décrit dans le paragraphe sur la justification des notes. Il permet de soit multiplier le déplacement, soit multiplier la force atteignable en fonction des besoins de l'application.

Les déplacements maximaux pour chaque position sont obtenus par le modèle cinématique développé précédemment (eq.3.2).

$$c_{max,i} = L_{TF}(\theta_{max}) - L_{TF}(-\theta_{max}) \quad (3.6)$$

L'angle  $\theta$  maximal fixé pour le bras de levier est de  $15^\circ$ . Cette valeur a été choisie pour avoir les longueurs de débattement qui correspondent aux exigences du cahier des charges. L'équation 3.6 dépend de la position verticale du point A ( $h_{TF}$ ). Elle peut cependant être approximée par la relation suivante qui ne dépend que de  $\theta$  et de la position du TF.

$$c_{max,i} \approx 2d_{TF,i} \sin(\theta_{max}) \quad (3.7)$$

Par l'équilibre des moments, la force maximale que le vérin peut appliquer pour chaque position est obtenue par :

$$F_{TF} = F_v \frac{d_v}{d_{TF}}$$

TABLE 3.4 – Courses et forces maximales pour chaque position de l'assemblage TF le long du bras de levier

|                                                                                  | Position 1<br>( $d_{TF} = 100 \text{ mm}$ ) | Position 2<br>( $d_{TF} = 200 \text{ mm}$ ) | Position vérin<br>( $d_v = 300 \text{ mm}$ ) | Position 3<br>( $d_{TF} = 400 \text{ mm}$ ) |
|----------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|---------------------------------------------|----------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Débattement (3.6)<br>pour $h_{TF} = 150 \text{ mm}$<br>et $h_v = 300 \text{ mm}$ | 51.75 mm                                    | 103.46 mm                                   | 155.2 mm                                     | 206.4 mm                                    |
| Débattement (3.7)                                                                | 52 mm                                       | 104 mm                                      | 155.29 mm                                    | 207 mm                                      |
| Force                                                                            | $3 F_v$                                     | $3/2 F_v$                                   | $F_v$                                        | $3/4 F_v$                                   |

Le cahier des charges impose un débattement minimal de 75 mm. Celui-ci n'est pas atteint pour la première position mais la force applicable est, elle, supérieure à ce que le cahier des charges demande. Cette position est par conséquent conçue pour des applications nécessitant une force importante mais un plus faible déplacement. Par exemple, pour des ressorts très rigides que l'on trouve sur des véhicules lourds. Les positions 2 et 3 atteignent le débattement minimal demandé. La position 3 diminue toutefois la force applicable en-dessous de la force du vérin. Cette position est donc conçue pour des applications où le TF se déforme beaucoup avec une force limitée, ce qui correspond à des comportements visqueux. La position 2 correspond finalement à l'application de référence choisie pour ce mémoire : le déplacement et la force observés dans une suspension arrière de vélo. La force que produit la suspension arrière d'un vélo a été estimée à 3000 N par le groupe 2 grâce à une simulation multi-corps décrite dans leur manuscrit [15].

### 3.3.2 Structure

La structure est réalisée en profilés aluminium "T-Slot" assemblés par des équerres. Ces profilés sont modulaires : ils permettent de facilement adapter la structure si une modification est nécessaire. Ses dimensions sont reprises dans le plan de la Figure 3.7.

Des panneaux rigides couvrent l'ensemble de la structure pour garantir la sécurité de l'utilisateur. Ils ajoutent également un effet de contreventement qui rigidifie la structure et assure la préservation de l'équerrage dans le temps. Pour permettre l'accès au TF, deux portes sont montées sur charnières à la face avant.

Le profilé sur lequel les paliers à semelle de l'assemblage capteur - TF sont montés sont appelés les **guides horizontaux**. Ils sont libres de glisser verticalement le long des montants de gauche. Cela permet d'adapter la distance entre les paliers à semelle et le bras de levier à la longueur neutre du TF. Une fois la hauteur ajustée à la longueur neutre, ces profilés sont maintenus en place par les équerres vissées latéralement.

### 3.3.3 Assemblage TF

L'assemblage TF consiste en l'ensemble des pièces qui lient le TF au banc de test. Les deux rôles principaux du démonstrateur, à savoir d'imposer un déplacement au transmetteur de force et de mesurer la force que celui-ci produit en réaction, sont concernés dans cet assemblage. Par conséquent, deux contraintes sont à prendre en compte sur le design de cet assemblage. La première concerne la position du capteur et la seconde concerne les degrés de liberté qu'il faut contraindre. L'assemblage est composé du TF, du capteur et de tous les axes et supports intermédiaires qui contraignent ses degrés de liberté. Il est placé entre les points A et P sur le schéma du modèle cinématique (Fig.3.10).

D'abord, pour obtenir une mesure de la force développée par le TF la plus précise possible, il faut éviter toute perturbation entre le capteur et le TF. L'idéal est donc de placer le capteur de force le plus près possible du TF. De fait, au plus il y a de pièces intermédiaires entre le capteur et la force qu'il mesure, au plus il y a de perturbations potentielles (élasticité des pièces, jeu dans les assemblages, ...).

Ensuite, le banc d'essai ne doit avoir qu'un seul degré de liberté. Comme précisé dans le cahier des charges, les alésages présents aux deux extrémités du TF doivent être utilisés pour installer le TF dans le démonstrateur. Les axes qui passent dans les alésages du haut et du bas de TF sont respectivement appelés **axe TF 2** et **axe TF 3**. En théorie, ils autorisent chacun un degré de liberté en rotation. Pour que le banc n'ait qu'un seul degré de liberté, il faut toutefois que la rotation de l'axe 2 soit bloquée. Il faut donc trouver un moyen de lier le TF au capteur de telle sorte que le TF n'ait plus de degré de liberté par rapport au capteur.

Le système imaginé est décrit ci-dessous :

- Le capteur de force est assemblé à l'axe TF 1 correspondant à la position souhaitée par une vis épaulée traversante en prise avec le filetage supérieur du capteur (Fig.3.9).
- Deux méplats sont réalisés sur les axes TF 1 pour offrir une surface de contact plane. La face supérieure du capteur s'appuie dessus pour garantir la rigidité de l'assemblage. Les surfaces latérales du méplat centrent le capteur entre les bras de levier (Fig.3.9).
- Le transmetteur de force est ensuite solidarisé au capteur par l'intermédiaire d'une pièce de **support en U**. L'axe TF 2 traverse les murs latéraux du U et l'alésage du TF. Sa position centrée par rapport au capteur est assurée par deux entretoises. Le filetage de l'axe TF 2 est utilisé pour serrer le tout et éviter la rotation entre le transmetteur et le capteur. (Fig.3.13)
- Cinématiquement, celle-ci est aussi évitée grâce à l'orientation des axes. Les axes TF 1 et 3 sont parallèles mais l'axe TF 2 leur est perpendiculaire. Toute rotation autour de cet axe est par conséquent impossible.

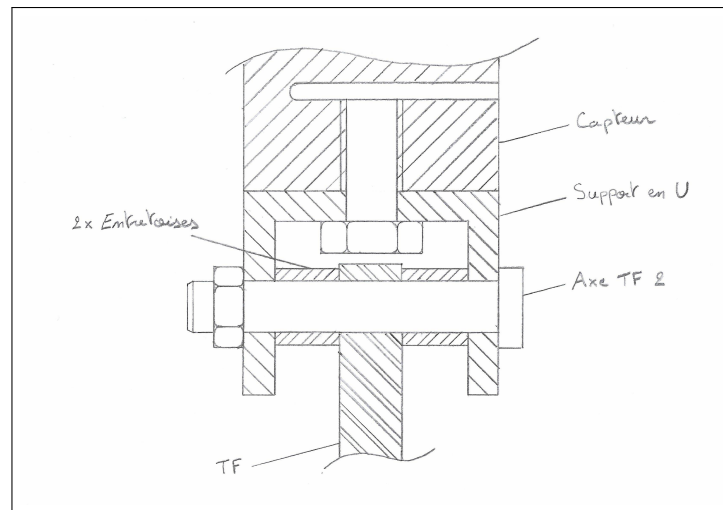


FIGURE 3.13 – Assemblage du TF au capteur

### 3.3.4 Conclusion du design préliminaire

Le design préliminaire valide les points du cahier des charges suivants :

- Sécurité : le démonstrateur assure la sécurité de l'utilisateur grâce aux panneaux de protection et aux portes
- Adaptabilité : le démonstrateur s'adapte au débattement nécessaire à l'application simulée grâce aux positions le long du bras de levier et à la longueur neutre du TF grâce au profilé horizontal réglable
- Utilisation aisée : seulement deux axes (axe TF 2 et 3) sont à enlever pour libérer le TF dans le but de le remplacer ou le modifier
- Fabrication aisée : toutes les pièces peuvent soit être achetées chez Misumi, soit être fabriquées au CREDEM
- Cycle de vie : l'utilisation de profilés T-Slot pour la structure et de pièces standards pour les roulements et autres accessoires augmente la probabilité de réutilisation du matériel en fin de vie du prototype

## 3.4 Design définitif

Cette section détaille les choix de conception qui ont mené au design définitif du démonstrateur. Les plans du design définitif sont disponibles dans le document "Debroux\_52632100\_2026\_Appendix1.pdf". Cette section détaille également les choix des pièces standards qui sont utilisées dans la machine. Leurs références et les liens vers le site du fournisseurs seront regroupés dans le chapitre 4 : Documentation du projet.

### 3.4.1 Pièces électromécaniques sélectionnées

A partir du design préliminaire décrit ci-dessus, le groupe 2 s'est chargé de sélectionner les composants électromécaniques nécessaires au fonctionnement du démonstrateur. Ces pièces sont le système d'actionnement (vérin et motorisation) et le capteur de force. Leurs dimensionnements complets se trouvent dans le manuscrit associé à leur mémoire, [15].

#### Actionneur mécanique

Le vérin choisi par le groupe mécatronique est un vérin de la marque Festo : ESBF-BS-40-200-10P.



FIGURE 3.14 – Vérin<sup>1</sup>

TABLE 3.5 – Principales caractéristiques mécaniques du vérin choisi

| Caractéristique | valeur        |
|-----------------|---------------|
| Course          | 200 [mm]      |
| Force axiale    | 3000 [N]      |
| Jeu (backlash)  | 30 [ $\mu$ m] |
| Longueur        | 375 [mm]      |
| Largeur         | 40 [mm]       |

La course du vérin a été sélectionnée en prenant la valeur, disponible dans le catalogue du fabricant, juste au-dessus de la course maximale calculée dans le tableau 3.4.

Ce vérin peut être monté de différentes manières, comme détaillé dans sa notice de montage [7]. Cependant, le montage par une rotule à chaque extrémité, comme prévu dans le design préliminaire, n'est possible que si le moteur est monté en parallèle du vérin. Le moteur est alors relié à la vis sans fin par l'intermédiaire d'une courroie souple. Afin de garantir une meilleure précision et répétabilité du positionnement imposé, le groupe 2 a préféré éviter d'utiliser une courroie élastique et se diriger vers un montage du moteur en série avec la vis à bille. Ce montage requiert d'utiliser une bride de montage à fixer sur le fût du vérin (Fig.3.15). Le vérin repose alors sur deux portées d'axe qui s'emmanchent dans des paliers lisses fixés au sommet des **guides verticaux** (Fig.3.16).

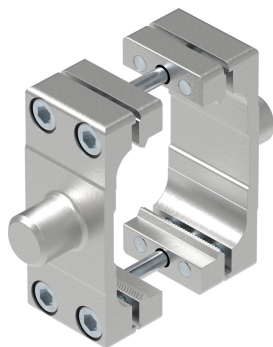


FIGURE 3.15 – Kit de fixation à tourillons<sup>2</sup>

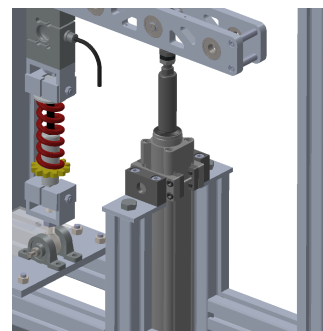


FIGURE 3.16 – Vérin monté sur paliers

1. Image tirée de <https://www.festo.com/be/fr/a/8022578/>, consulté le 22-05-26

2. Image tirée de <https://www.festo.com/be/fr/a/2214899/>, consulté le 22-05-26

## Moteur

Le moteur est un moteur stepper de la marque Stepper Online : A6M60-400H2A1-M17.



FIGURE 3.17 – Moteur<sup>3</sup>

TABLE 3.6 – Principales caractéristiques mécaniques du moteur choisi

| Caractéristique | valeur    |
|-----------------|-----------|
| Couple          | 1.27 [Nm] |
| Longueur        | 88 [mm]   |
| Largeur         | 60 [mm]   |

## Capteur

Le capteur choisi par le groupe mécatronique est de la marque HBM : S9M. Il est équipé de jauges d'extensométrie qui mesurent la déformation du capteur, ce qui permet d'en déduire une force. La force maximale que le capteur peut supporter est de 10 kN. Les dimensions du capteur sont renseignées à la page 2 de sa fiche technique [4].



FIGURE 3.18 – Capteur<sup>4</sup>

TABLE 3.7 – Principales caractéristiques mécaniques du capteur choisi

| Caractéristique | valeur    |
|-----------------|-----------|
| Force max       | 10 [kN]   |
| Hauteur         | 87.5 [mm] |
| Largeur         | 57.2 [mm] |
| Épaisseur       | 31 [mm]   |

3. Image tirée de OMC Stepper Online, consulté le 22-05-26

4. Image tirée de <https://disensors.com/product/s9m/>, consulté le 22-05-26

### 3.4.2 Structure

#### Arrangement des profilés

Pour correspondre au montage du vérin comme décrit dans la Sous-Section 3.4.1, deux guides verticaux (visibles sur la Figure 3.16) ont été ajoutés. Ce montage modifie la position de l'origine du repère dans le modèle cinématique. Les paramètres dotés d'une apostrophe sont des longueurs qu'il est possible de directement mesurer sur le banc de test dans sa version définitive.

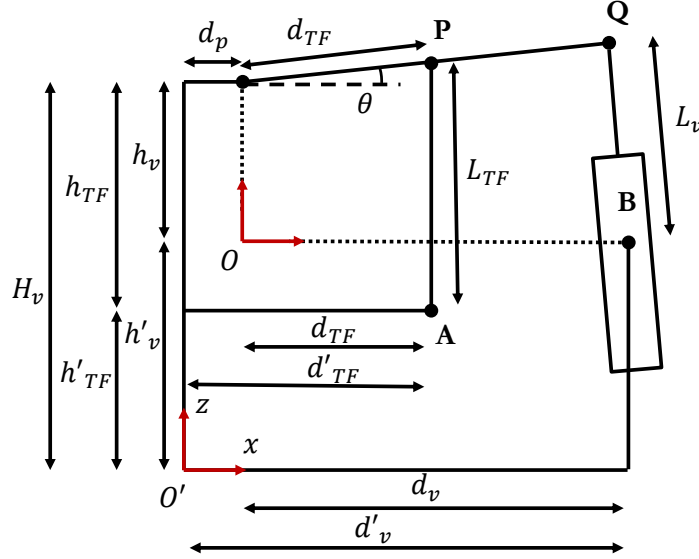


FIGURE 3.19 – Modèle cinématique 2D - Design définitif

- $d_p$  : La distance horizontale entre le montant gauche de la structure et l'axe de rotation du bras de levier.
- $h'_{TF} = H_v - h_{TF}$  : La distance verticale entre le bas de la structure et le point A.
- $d'_{TF} = d_{TF} + d_p$  : La distance horizontale entre le montant gauche de la structure et le point A.
- $h'_v = H_v - h_v$  : La distance verticale entre le bas de la structure et le point B.
- $d'_v = d_v + d_p$  : La distance horizontale entre le montant gauche de la structure et le point B.

L'expression analytique (3.5) qui lie la longueur du vérin avec la longueur du transmetteur garde la même expression que pour le design préliminaire. Mais les paramètres connus sont différents.

#### Éléments de sécurité

Les équerres choisies pour assembler la structure sont percées de trous taraudés sur leurs faces latérales servant à fixer des panneaux de protection.

Pour la face avant du démonstrateur, des profilés rectangulaires sont utilisés afin de pouvoir accueillir une porte à hauteur de la première rainure.

**Remarque** En concertation avec les promoteurs de ce mémoire, il a été décidé de privilégier dans un premier temps l'aspect fonctionnel du démonstrateur. Les éléments de protection (panneaux et portes) ne sont par conséquent pas encore installés sur le démonstrateur. Cependant, ils ont bien été pris en compte dans le design et peuvent être ajoutés à tout moment, comme expliqué ci-dessus.

### 3.4.3 Assemblage TF

Les contraintes décrites dans la Sous-Section 3.3.3 sont toujours valables ici. Cependant, maintenant que le modèle de capteur a été choisi, il faut aussi garantir son intégrité lors du fonctionnement de la machine. En effet, sa notice de montage [11] préconise un montage entre deux rotules pour une mesure en compression. Ce montage évite de solliciter le capteur avec un couple de flexion qui pourrait l'endommager.

La façon dont le capteur était monté dans le design préliminaire ne peut pas être réutilisée ici. En effet, ce montage sous forme de joint de cardan (axe TF 2 perpendiculaire aux axes TF 1 et 3) est cinématiquement correct. Lorsque le bras de levier est actionné, ce montage transmet le déplacement au TF qui se comprime. Cependant, ce système devient intrinsèquement instable en compression lorsque des rotules sont ajoutées. Le degré de liberté en rotation autour de l'axe TF 2 ne serait plus empêché que par le couple de serrage appliqué sur cet axe. Si l'écrou de serrage se retrouve desserré, l'assemblage TF pourra se déformer en "flambement" comme montré à la Figure 3.20. Or il est probable que l'écrou se desserre avec le temps à cause des vibrations de la machine.

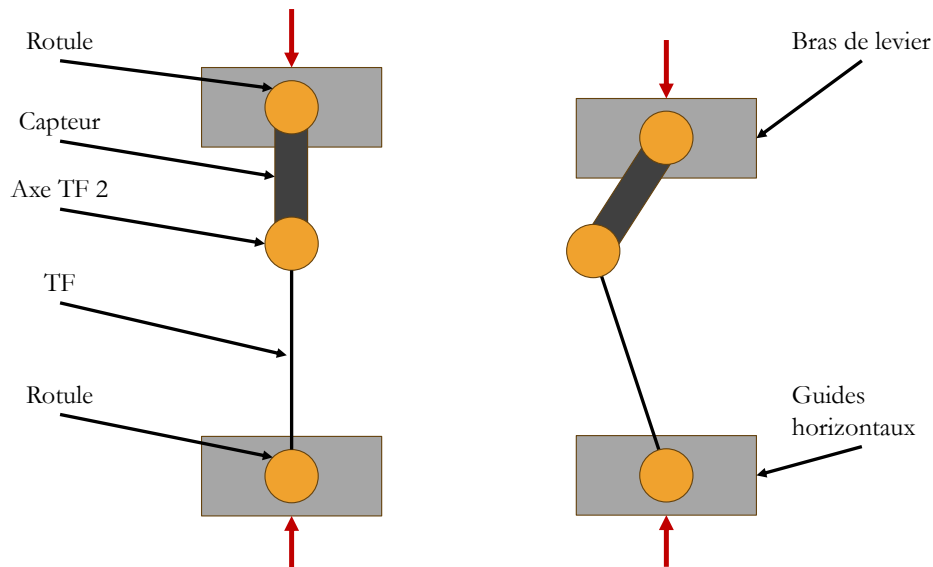


FIGURE 3.20 – Coupe dans le plan  $(y, z)$  du repère inertiel - Flambement de l'assemblage TF du design préliminaire autour de l'axe TF 2 lorsqu'il est monté sur rotules

Le montage "en joint de cardan" est donc remplacé dans le design définitif par un montage qui lie le TF au capteur sans laisser aucun degré de liberté. Les tenons du TF sont "encastrés" dans le capteur et dans la rotule du bas par un système décrit ci-après.

## Encastrement du TF

Le dessin d'assemblage présenté dans la Figure 3.21 montre la nouvelle version de l'assemblage TF. Des illustrations de l'assemblage en 3D sont disponibles en Annexe C.

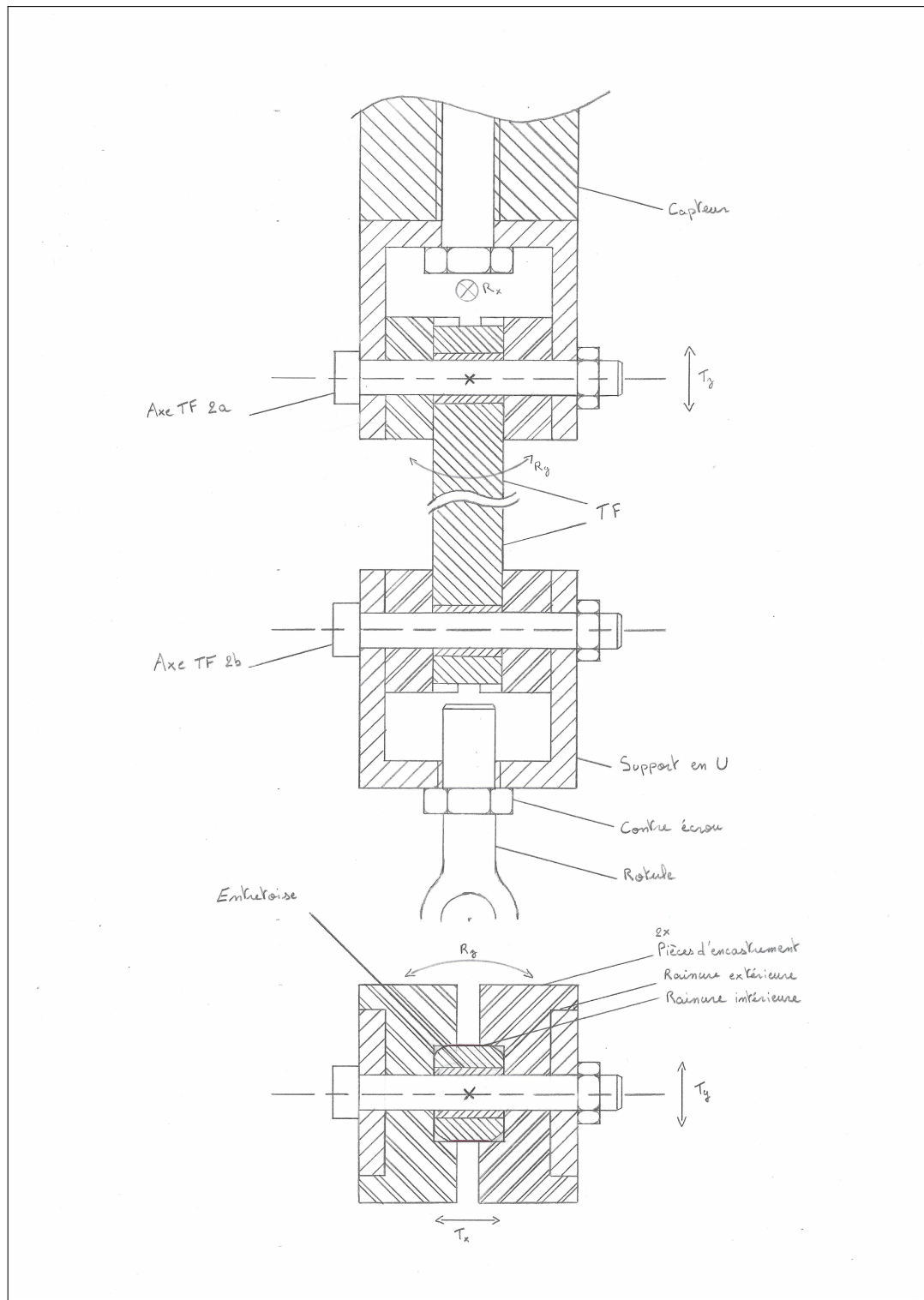


FIGURE 3.21 – Schéma de l'assemblage TF

En haut, la surface plane à la base du U s'appuie sur la surface basse du capteur. Une vis traverse la base du U pour le solidariser au capteur. La notice de montage du capteur indique qu'il est nécessaire de pré-contraindre le capteur à 50 Nm pour effectuer des mesures en traction et compression. La vis sert donc à solidariser le U et à pré-contraindre le capteur.

En bas, la surface plane à la base du U s'appuie sur un écrou en prise sur le filetage de la rotule. L'alésage dans la base du U est taraudé et également en prise sur le filetage de la rotule. L'écrou sert donc de contre-écrou pour fixer la position du support en U et contraindre la rotation autour de l'axe du filetage de la rotule.

Le reste de l'assemblage est symétrique en bas et en haut. Deux **pièces d'encastrement** identiques servent d'appuis au TF pour le solidariser au support en U. Elles sont maintenues par une vis épaulée traversante. Dans ce design, il y a donc deux axes TF 2 : l'axe TF 2a en haut et l'axe TF 2b en bas. Deux rainures de guidage sont usinées sur deux faces opposées des pièces d'encastrement. Les rainures extérieures sont ajustées à la largeur des murs latéraux du support en U. Ces rainures contraignent les deux pièces d'encastrement en rotation et la vis épaulée les contraignent en translation. Elles sont par conséquent totalement contraintes par rapport au support en U. Les rainures intérieures sont ajustées à la largeur du tenon d'arrimage du TF. Dans le cas où celui-ci est fabriqué par un procédé de fabrication ne fournissant pas la précision requise pour l'utiliser comme surface utile (par exemple, par moulage), il est nécessaire de le rectifier. Il faut usiner deux méplats afin d'obtenir deux surfaces parallèles et planes sur lesquelles la rainure intérieure peut s'appuyer. Une entretoise est glissée dans l'alésage du TF pour adapter son diamètre au diamètre de la vis épaulée. Pour finir, l'espace entre les deux pièces d'encastrement permet d'adapter la distance entre les faces intérieures des murs latéraux du support en U à l'épaisseur des tenons en serrant l'ensemble des pièces avec la vis épaulée.

Tous les 6 degrés de liberté du TF par rapport au support en U (représentés par les flèches  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$  pour les 3 rotations et par  $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$  pour les 3 translations) sont donc contraints par ce montage.

## Changement de TF

Ce montage répond mieux aux contraintes du cahier des charges que celui proposé dans le design préliminaire car il n'est nécessaire de refabriquer qu'un nombre très limité de pièces si un autre TF doit être monté dans la machine. En effet, seules les pièces d'encastrement et les entretoises d'ajustement doivent être changées. Sur les pièces d'encastrement, les rainures intérieures doivent être adaptées à la largeur des tenons du TF. Les rainures extérieures se glissent toujours autour des murs latéraux du support en U. Elles ne doivent pas être modifiées. Sur l'entretoise, son diamètre extérieur doit correspondre au diamètre de l'alésage du TF. Ces pièces sont des pièces assez simples et rapides à usiner dans les ateliers du CREDEM. Leurs plans de fabrication sont fournis dans le chapitre 5 : Documentation du projet.

### 3.4.4 Bras de levier

Quelques modifications ont également été apportées sur le design du bras de levier.

Premièrement, les bras de levier droit et gauche sont assemblés par quatre vis. La distance entre les deux pièces est imposée par quatre entretoises rectifiées. Les bras de levier droit et gauche sont deux grandes pièces métalliques en mouvement. Elles sont de forme rectangulaire et arrondies aux coins pour assurer la sécurité de l'utilisateur.

L'axe 1 lie le bras de levier à la structure (Fig.3.22). Il est monté sur deux paliers semelles et est centré grâce aux deux **entretoises axe 1**. L'axe 1 est fileté à son extrémité. Un écrou anti-retour est utilisé pour serrer l'assemblage.

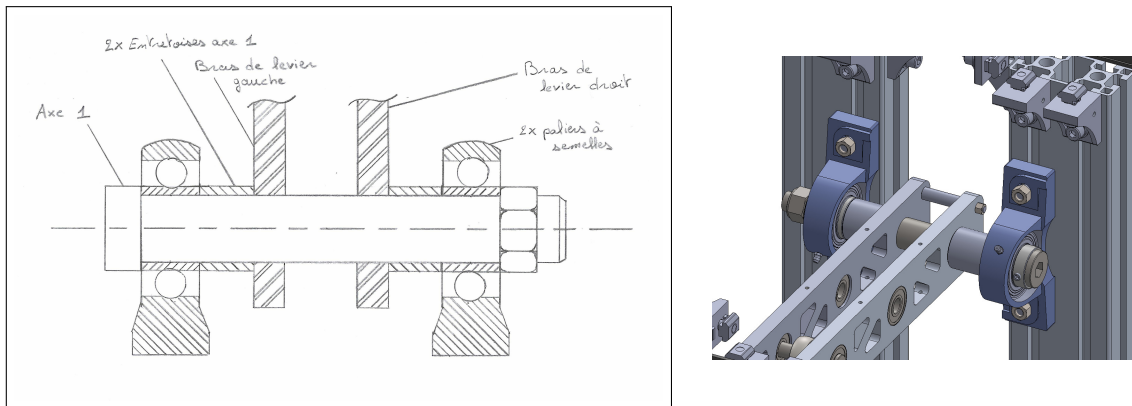


FIGURE 3.22 – Assemblage de l'axe 1

Comme expliqué plus haut, l'assemblage TF est maintenant monté sur rotules à ses deux extrémités. Il n'est donc plus nécessaire d'usiner des méplats sur les axes TF 1 pour y fixer le capteur. Dans le design définitif, les logements de roulements se trouvent sur les faces extérieures des bras de levier droit et gauche (Fig.3.23). Le montage des roulements a en effet été changé pour un montage en "O". Les bagues extérieures des roulements sont montées serrées dans les logements. Cet ajustement correspond au montage des bagues extérieures décrit dans [9]. La rotule est centrée entre les deux pièces du bras de levier par deux entretoises. Le déplacement axial de l'axe TF 1 est empêché par son épaulement à une extrémité et par un circlip à l'autre.

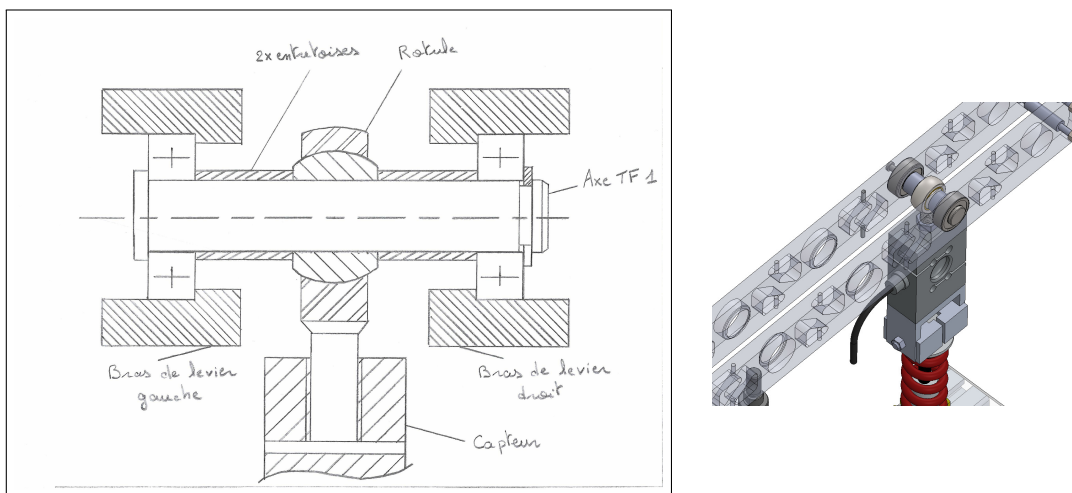


FIGURE 3.23 – Assemblage de l'axe TF 1

Le montage en "O" de l'axe dans ses roulements est nécessaire suite aux modifications de l'assemblage TF. En effet, dans le design préliminaire, il avait été prévu de laisser trois axes TF 1 montés sur leurs roulements en permanence. Comme le capteur s'y fixait par une vis épaulée traversant l'axe TF 1, il n'était pas nécessaire de pouvoir retirer l'axe TF 1 facilement et le montage en "X" était approprié. Dans le design définitif en revanche, l'utilisation d'une rotule pour lier l'assemblage TF à l'axe TF 1 requière de pouvoir facilement enlever l'axe TF 1 du bras de levier.

La longueur des entretoises qui séparent les deux bras de levier est appelée  $\hat{a}$ . Elle est imposée à 35 mm. Comme le montre la Figure 3.23, lorsque le bras de levier est incliné, le capteur doit pouvoir passer entre les deux bras sans les toucher. Comme le capteur mesure 31 mm d'épaisseur, une marge de sécurité de 2 mm est ajoutée au vu de l'importance et de la sensibilité du capteur.

### 3.4.5 Roulements et rotules

La rotule utilisée pour lier le capteur au bras de levier doit se monter sur le taraudage du capteur (M12). Son modèle est donc imposé et l'alésage de la rotule est de diamètre 12.



FIGURE 3.24 – Rotule de la marque THK<sup>5</sup>

L'axe TF qui passe au travers doit par conséquent également avoir un diamètre de 12 mm. Idem pour la bague intérieure des roulements à billes. L'intérêt de l'usage de roulements à billes dans ce montage est qu'ils évitent le phénomène de *stick and slip*. Pour garantir une force dans l'axe du TF, il faut en effet que les rotations à ses extrémités soient les plus idéales possible (pas de frottement). En revanche, les roulements à billes sont faits pour être utilisés dans des situations à rotation continue. Ici, les mouvements sont oscillants. Ils vont donc solliciter constamment les mêmes billes du roulement et les user prématurément. Le coefficient de chargement statique est de 3050 N. Les roulements supportent donc 6100 N en statique à deux. Cette limite implique une maintenance plus fréquente.



FIGURE 3.25 – Roulement B6201ZZ<sup>6</sup>

TABLE 3.8 – Principales caractéristiques du roulement choisi

| Caractéristique               | valeur   |
|-------------------------------|----------|
| Diamètre intérieur, d         | 12 [mm]  |
| Diamètre extérieur, D         | 32 [mm]  |
| Epaisseur, B                  | 10 [mm]  |
| Chargement statique, $C_{0r}$ | 3050 [N] |

5. Image tirée de <https://fr.misumi-ec.com/vona2/detail/221000089721/?Brand=THK1&list=PageCategory>, consulté le 22-05-26

6. Image tirée de <https://fr.misumi-ec.com/vona2/detail/110300107740/?list=PageCategory>, consulté le 22-05

## 3.5 Dimensionnement

### 3.5.1 Bras de levier

Bien que l'assemblage TF et le vérin soient liés au bras de levier par des rotules, le dimensionnement du bras de levier est analysé comme un problème 2D dans le plan (x, z) du repère global. Les forces perpendiculaires à ce plan sont donc négligées. En effet, celles-ci seraient dues au désalignement vertical entre les rotules hautes et basses de l'assemblage TF et/ou au désalignement entre la rotule du vérin et le plan médian de ses paliers de support. Ces désalignements créeraient un angle dans le plan (y, z) par rapport à la verticale et ainsi une composante de force normale au plan (x, z). Pour éviter cela, l'axe 1 a été dimensionné de telle sorte que sa déformation soit la plus petite possible. Ceci afin de garantir un guidage le plus rigide possible du bras de levier dans le plan (x, z). Les angles formés par l'assemblage TF et la verticale et par le vérin et la verticale devraient par conséquent rester très faibles. Les composantes normales des forces de contact aux rotules resteront également très faibles.

Le bras de levier et les assemblages qui le composent ont déjà été décrits en détail dans la Section 3.4 : Design définitif. La Figure 3.26 schématise le composant en vue de son dimensionnement.

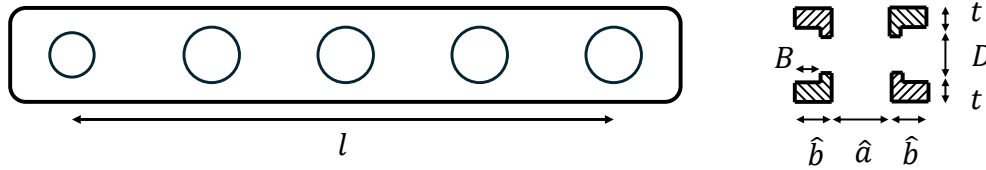


FIGURE 3.26 – Bras de levier : vue de côté et vue en coupe de sa section

#### Critères de dimensionnement

Le bras de levier est la pièce qui lie le vérin au TF. Il transmet le déplacement appliqué par le vérin au TF. Le dimensionnement du bras de levier doit par conséquent garantir sa tenue mécanique mais aussi garantir une précision suffisante dans l'application du déplacement. Le critère utilisé pour la tenue mécanique est l'entrée en plasticité (Eq.3.8). Le critère portant sur la précision du déplacement imposé est que la déformation verticale du bras de levier doit rester en-deçà d'un déplacement vertical maximal imposé (Eq.3.9). Ce déplacement doit rester raisonnable comparé au jeu mécanique du vérin électrique afin de préserver les qualités du vérin sélectionné. En effet, le groupe 2 a sélectionné un vérin dont le jeu interne (appelé *backlash*) est très petit grâce à son guidage par vis à billes.

$$\sigma_{eq} < \sigma_y \quad (3.8)$$

$$v|_{TF} < \Delta x \quad (3.9)$$

Avec :

- $\sigma_{eq}$  la contrainte équivalente de Von Mises et  $\sigma_y$  la contrainte d'entrée en plasticité du matériau.
- $v|_{TF}$  la déformation verticale du bras de levier à l'endroit où le TF est accroché et  $\Delta x$  le déplacement vertical maximal imposé.

Le jeu  $\Delta x_{backlash}$  du vérin est très petit (30  $\mu\text{m}$ , voir Sous-Section 3.4.1). Le critère en déformation sera donc le plus restrictif. Le dimensionnement sera d'abord réalisé pour satisfaire celui-ci et il sera vérifié ensuite que le premier critère est également respecté.

La résistance des pièces mécaniques en fatigue n'est pas un critère limitant pour ce la machine conçue dans ce mémoire. En effet, c'est un démonstrateur qui sera utilisé durant les cinq années que dureront la thèse de la chercheuse en charge du projet (voir Cahier des Charges). Son utilisation sera

ponctuelle et estimée à quelques cycles par mois au plus. De plus, il est difficile de définir un profil de cycle type qui permettrait de donner un nombre de cycle minimum cohérent que les pièces peuvent supporter. Leurs chargements dépendent de trop de paramètres imprévisibles. Les résultats en fatigue n'auraient pas de signification claire.

### Modèle par la théorie classique des poutres

En théorie classique des poutres, un corps dont une des dimensions est largement plus grande que les autres peut être analysé en considérant que les forces et moments de force sont appliqués sur sa fibre neutre. Cette théorie est supposée d'application dans le cas du dimensionnement du bras de levier. En effet, cette théorie s'applique pour des solides longs or le bras de levier a pour dimensions externes approximatives<sup>1</sup> 35x50x500 mm. La validité de cette hypothèse sera vérifiée après obtention des résultats. Les conventions de la théorie des poutres sont utilisées dans ce qui suit : les axes verticaux du repère et des graphes sont orientés vers le bas.

Le problème est étudié en statique et est symétrique. En effet, les deux bras de levier se font face en parallèle. Les forces sont donc appliquées de la même manière sur les deux pièces. Seule une des deux est modélisée et supporte la moitié des forces appliquées. La Figure 3.28 montre le problème d'un point de vue de la théorie des poutres. Le bras de levier est lié à la structure (supposée parfaitement rigide ici) par des roulements à billes. Cette liaison est par conséquent modélisée par un appui simple en  $x = 0$ . Cet appui bloque la translation verticale et horizontale mais il n'applique aucun couple (rotation libre). Il est ensuite lié au vérin électrique par un axe monté sur roulements à billes. Le vérin est contrôlé en position pour appliquer le déplacement voulu. Ce deuxième appui est donc modélisé par un appui sur rouleaux en  $x = d_v$  bloquant la translation verticale uniquement. En  $x = \xi$ , l'assemblage TF est accroché au bras de levier. Des forces de contact sont donc appliquées à cet endroit et représentent la force produite par le TF.

Comme le TF est assemblé au bras de levier par un axe monté sur roulements, la force qu'il applique peut être décomposée en une composante normale et une composante tangentielle au bras de levier. L'angle  $\theta'$  est défini comme l'angle entre le bras de levier et la force résultante  $\vec{R}_{TF}$  produite par le TF.

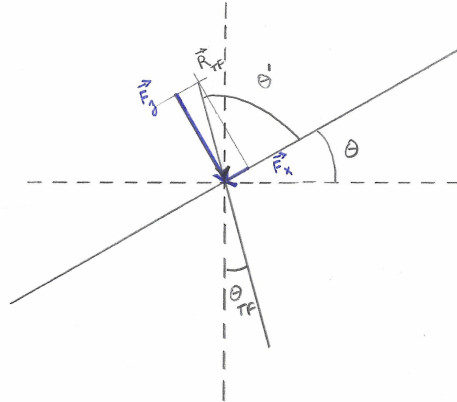


FIGURE 3.27 – Forces sur le bras de levier

En considérant la norme de la force résultante  $\vec{R}_{TF}$  constante pour tout angle  $\theta$ , la résultante se décompose en une composante normale  $\vec{F}_z$  et tangentielle  $\vec{F}_x$  :

$$\begin{aligned} F_x &= R_{TF} \cos(\theta') \\ F_z &= R_{TF} \sin(\theta') \end{aligned}$$

1. Estimée avant le dimensionnement

La section considérée est composée de deux rectangles. Leur largeur est  $\hat{b}$  et leur hauteur est  $t$ . Ils sont séparés symétriquement d'une distance  $D$  par rapport à l'axe  $y$  (voir Fig.3.28). En effet,  $D$  représente le diamètre extérieur des roulements à billes qui supportent l'axe TF. Ils se logent dans le bras de levier usiné dans une tôle d'épaisseur  $\hat{b}$ . Dans ce modèle, la section est considérée constante afin de pouvoir obtenir une solution analytique. Comme le montre la Figure 3.26, elle n'est pas constante en réalité. Cependant, elle correspond bien à la section du bras de levier là où les roulements sont placés. De plus, des lumières seront ajoutées à ce design pour réduire la masse de la pièce. La section considérée ici correspond également à ces parties de la pièce. Au final, elle est valide sur une grande partie de la longueur, sauf aux portions de transition entre une lumière et un logement de roulement. La simulation par éléments finis présentée plus loin permettra d'estimer l'erreur commise par ces approximations et de valider si les résultats obtenus analytiquement se vérifient.

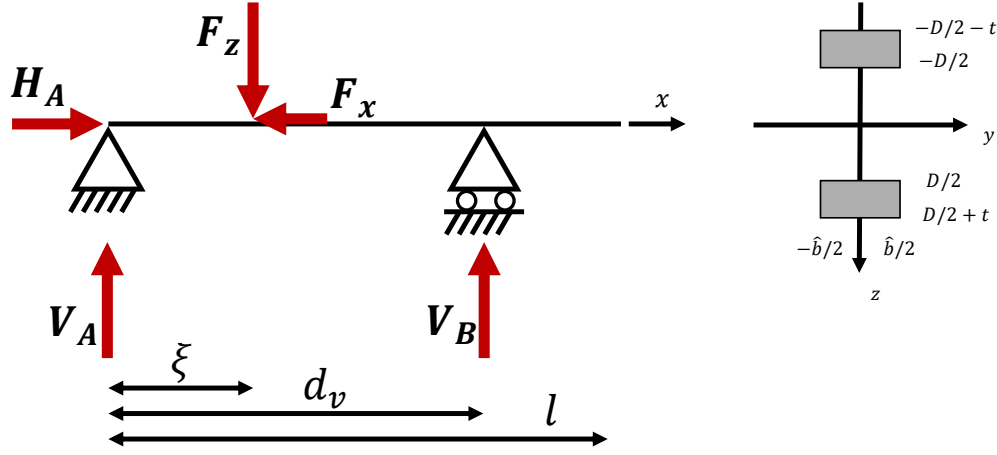


FIGURE 3.28 – Modèle selon la théorie des poutres : fibre neutre et section (uniforme) du bras de levier

Le moment quadratique d'inertie de la section ( $\Omega$ ) par rapport à l'axe  $y$  est obtenu par la formule :

$$\begin{aligned} I_y &= \int_{\Omega} z^2 dy dz \\ &= \frac{\hat{b}(D + 2t)^3}{12} - \frac{\hat{b}D^3}{12} \\ &= \frac{1}{6}\hat{b}t(3D^2 + 6Dt + 4t^2) \end{aligned}$$

**Réactions aux appuis** Les réactions aux appuis sont obtenues en appliquant l'équilibre des forces et des moments :

$$\begin{cases} V_A + V_B = F_z \\ H_A = F_x \\ F_z \xi = V_B d_v \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} V_A = F_z \left(1 - \frac{\xi}{d_v}\right) \\ V_B = F_z \frac{\xi}{d_v} \\ H_A = F_x \end{cases} \quad (3.10)$$

**Méthode des coupures** Pour pouvoir appliquer la méthode des coupures, deux cas sont à considérer. Le premier est le cas où la force du TF est appliquée entre l'appui de gauche et l'appui du vérin. Il correspond aux positions 1 et 2 et  $\xi$  est inférieur à 300 mm. Le second cas correspond à la position 3. La force du TF est appliquée à droite de l'appui du vérin et  $\xi$  est supérieur à 300 mm.

Cas 1 : position 1 ou 2 du TF ( $\xi < 300mm$ )

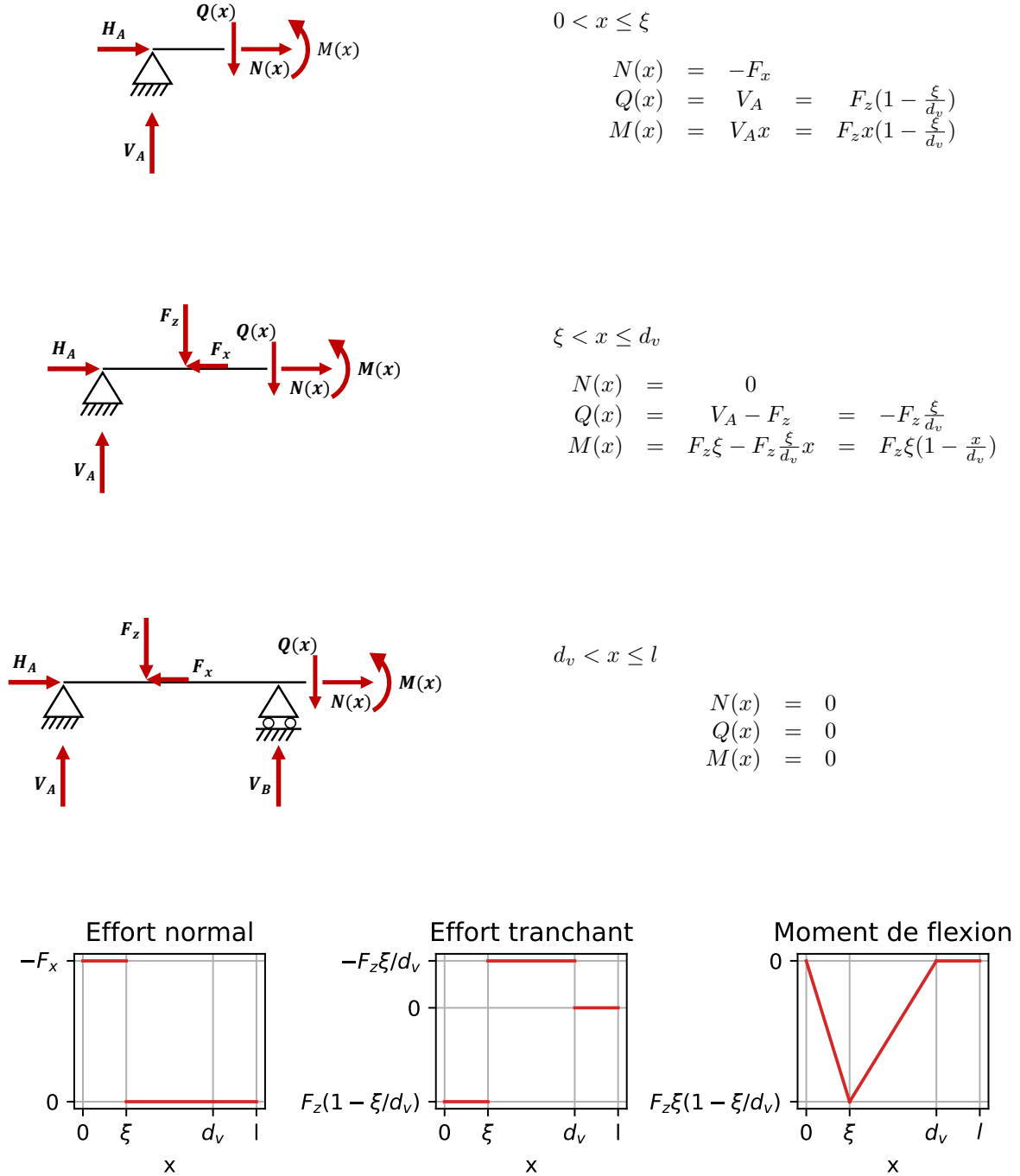


FIGURE 3.29 – Tracés des efforts tranchants, efforts normaux et moments de flexion pour le cas 1

Cas 2 : position 3 du TF ( $\xi > 300mm$ )

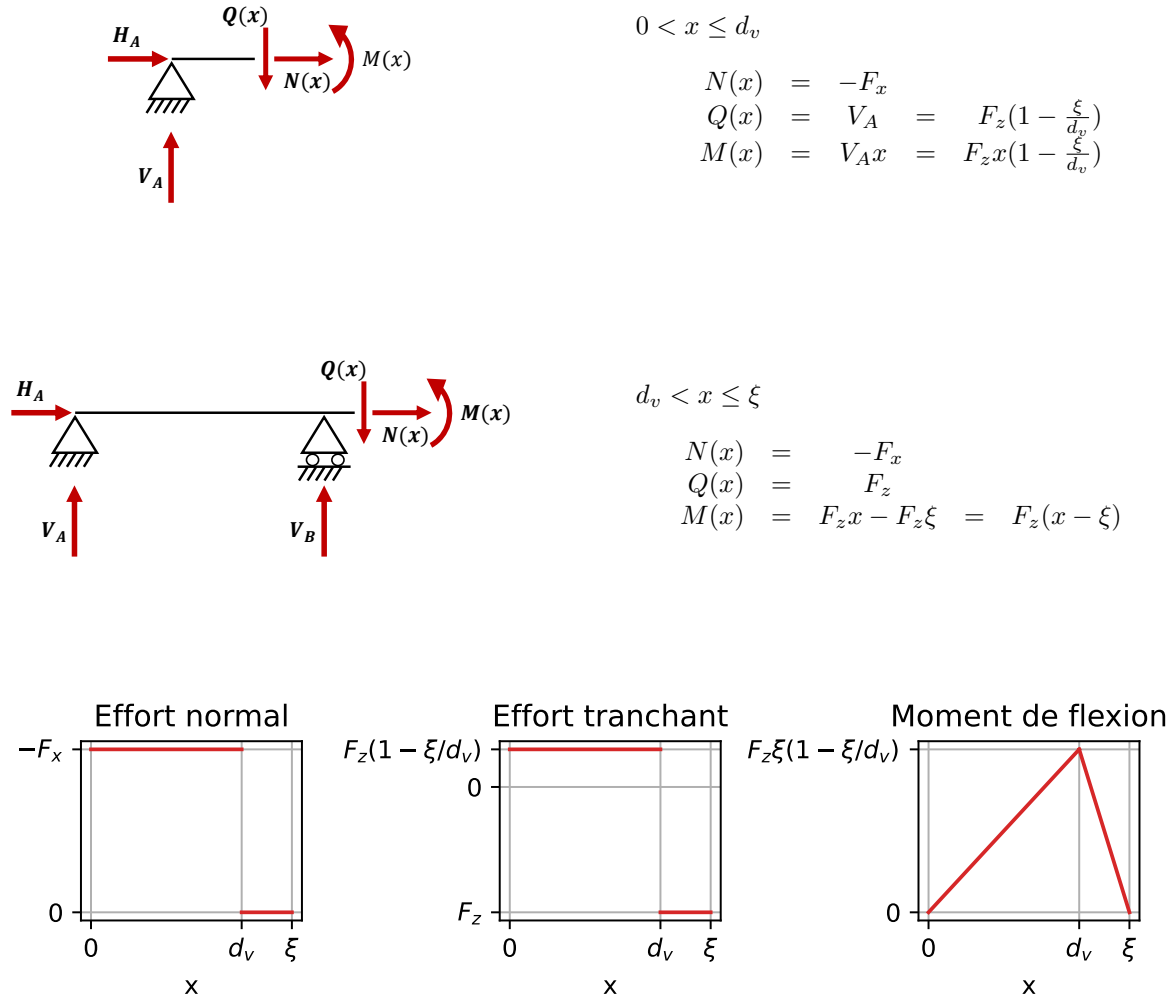


FIGURE 3.30 – Tracés des efforts tranchants, efforts normaux et moments de flexion pour le cas 2

**Dimensionnement en déformation élastique** La déformation de la fibre neutre est obtenue par élasticité linéaire isotrope en appliquant la théorie classique des poutres. En effet, pour une poutre dont le moment quadratique d'inertie  $I$  est connu ainsi que le module de Young  $E$  de son matériau, cette théorie permet de lier la déformée aux moments internes selon l'équation différentielle ordinaire suivante et en appliquant les conditions aux limites définies dans le modèle.

$$\begin{aligned} M(x) &= -EI \frac{d^2 v}{dx^2}(x) \\ v(0) &= 0 \\ v(d_v) &= 0 \end{aligned}$$

La méthode des coupures appliquée ci-dessus donne  $M(x)$ , l'évolution des moments internes dans la poutre. Elle est définie par morceaux et donne par conséquent une fonction pour la déformée de la fibre neutre définie également par morceaux. Il faut donc imposer des équations de continuité entre ces fonctions : continuité de  $v(x)$  et de sa dérivée  $v'(x)$ .

Seule la norme de la composante verticale  $\vec{F}_z$  entre en jeu pour le calcul de la déformée. Les expressions des moments de flexion ne dépendent en effet pas de  $F_x$ . La norme de  $\vec{F}_z$  est maximale lorsque le bras de levier est horizontal ( $\theta = 0^\circ$  ou  $\theta' = 90^\circ$ ). Il ne faut donc pas considérer d'autres inclinaisons du bras de levier car elles auraient une déformée plus faible.

Pour le cas 1, la déformée prend la forme

$$v(x) = \begin{cases} \frac{-F_z \xi}{6EI} \left( \frac{x^3}{\xi} \left( 1 - \frac{\xi}{d_v} \right) - \frac{x}{d_v} (\xi - 2d_v)(\xi - d_v) \right) & 0 < x \leq \xi \\ \frac{-F_z \xi}{6EI} \left( -\frac{x^3}{d_v} + 3x^2 - x \frac{\xi}{d_v} \left( \xi + \frac{2d_v^2}{\xi} \right) + \xi^2 \right) & \xi < x \leq d_v \\ \frac{-F_z \xi}{6EI} (3d_v - \frac{\xi}{d_v} (\xi + \frac{2d_v^2}{\xi})) (x - d_v) & d_v < x \leq l \end{cases} \quad (3.11)$$

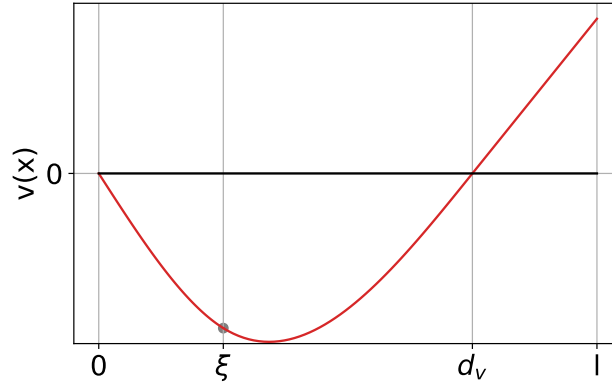


FIGURE 3.31 – Tracé de la déformée du bras de levier pour le cas 1

Pour le cas 2, la déformée a pour expression

$$v(x) = \begin{cases} \frac{-F_z}{6EI} \left( x^3 \left( 1 - \frac{\xi}{d_v} \right) + x d_v (\xi - d_v) \right) & 0 < x \leq d_v \\ \frac{-F_z}{6EI} (x^3 - 3\xi x^2 + x d_v (4\xi - d_v) - d_v^2 \xi) & d_v < x \leq l \end{cases} \quad (3.12)$$

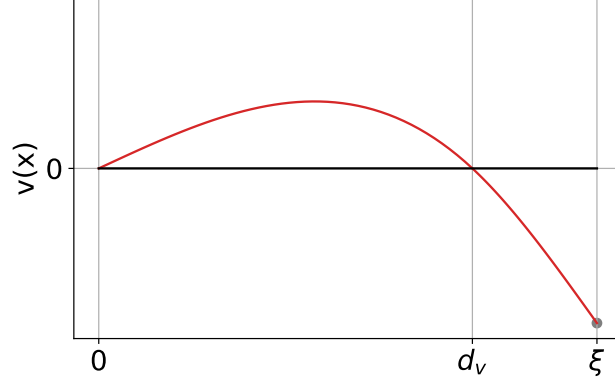


FIGURE 3.32 – Tracé de la déformée du bras de levier pour le cas 2

Les Figures 3.31 et 3.32 montrent la forme que prend la fibre neutre de la poutre déformée. La valeur de la déformée à retenir pour le dimensionnement n'est pas la valeur maximale mais la valeur en  $x = \xi$ . L'objectif est en effet de garantir le déplacement du TF. La poutre peut donc être plus fortement déformée à un autre endroit sans que cela n'altère la précision sur la longueur du TF.

### Contraintes sur les autres dimensions

La seule dimension du bras de levier qu'il reste à déterminer est l'épaisseur  $t$ . En effet, les choix posés lors des étapes de design précédentes ont déjà fixé les autres dimensions :

- $\hat{a}$  a été fixé à 35 mm dans le design définitif (Sous-Section 3.4.4)
- $\hat{b}$  est fixé à 12 mm. Les roulements à billes sélectionnés (Sous-Section 3.4.5) ont une épaisseur de 10 mm. Une sur-cote est toutefois nécessaire pour les épaulements contre lesquels les roulements s'appuient (voir Fig.3.26).
- $D$  est le diamètre de la bague extérieure des roulements à billes (Sous-Section 3.4.5)
- $l$  a été fixé dans le design préliminaire à 400 mm (Sous-Section 3.3.1)

## Sélection du matériau

La sélection du matériau se base sur la méthode décrite par le professeur Michael Ashby dans [1]. Cette méthode se déroule en trois étapes. La première décrit le problème de manière exhaustive en listant les fonctions que doit remplir la pièce, les contraintes qu'elle doit respecter et les objectifs que le concepteur doit tenter d'atteindre. Au cours de la seconde étape, le concepteur recense tous les matériaux disponibles et élimine ceux qui ne peuvent pas correspondre aux contraintes. Enfin, les objectifs sont utilisés pour classer les matériaux restants et prendre la décision finale.

La recherche des matériaux et les graphes d'illustration ont été réalisés avec le logiciel Ansys Granta Edupack.

### Étape 1 : Description du problème

Les fonctions du bras de levier sont :

- Transmettre précisément le déplacement imposé par le vérin au TF
- Supporter la force produite par le TF

Les contraintes imposées sur le design sont :

- $\hat{a} = 35mm$
- $\hat{b} = 12mm$
- $l = 400mm$
- $D = 32mm$

De plus, le matériau doit être :

- Usinable
- Un matériau commun : prix abordable et disponible facilement

Les objectifs du dimensionnement sont :

- Obtenir une pièce légère pour réduire son inertie
- Obtenir une pièce qui se déforme peu sous le chargement

Les variables libres sont :

- l'épaisseur  $t$
- le module de Young  $E$
- la masse volumique  $\rho$

**Étape 2** La méthode de Ashby préconise de partir de tous les matériaux trouvables et d'éliminer ceux qui ne peuvent pas correspondre aux contraintes. Ceux-ci sont représentés en gris sur le graphe de la Figure 3.33.

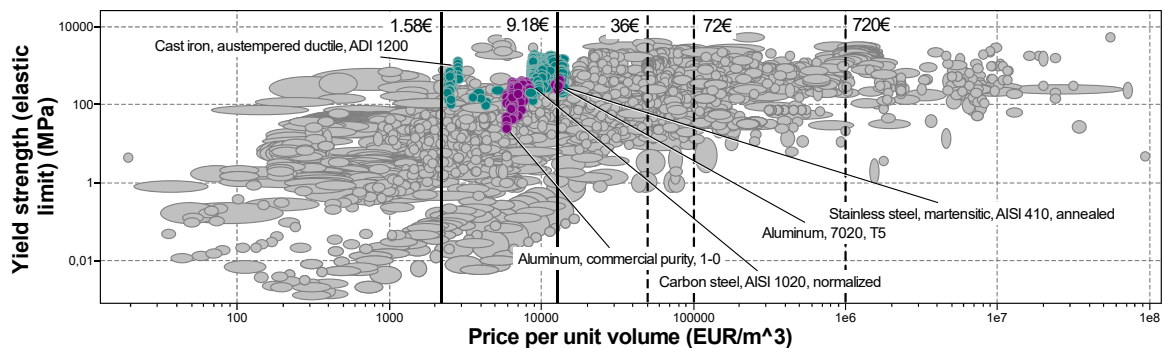


FIGURE 3.33 – Sélection du matériau : étape de *screening*

D'abord, seuls les métaux sont gardés. Le matériau doit en effet être usinable pour pouvoir inclure des caractéristiques précises au design (logements de roulements, épaulements, passages de vis, ...). Il doit être rigide et peu sensible à la température. Ensuite, seuls les métaux communs sont gardés en éliminant les autres par leur prix trop élevé. Le prix donné par les lignes verticales sont des estimations du prix du brut d'usinage. Ils sont obtenus en multipliant le volume du brut d'usinage par le prix volumique du matériau. Le volume est estimé en ajoutant une surcote aux dimensions extérieures de la pièce pour permettre le clamping du brut dans la machine d'usinage et une passe de surfaçage.

Les seuls matériaux restants sont les aciers (classiques et inoxydables, en vert) et les aluminiums (en mauve).

**Étape 3** Pour départager les aciers des aluminiums, il faut développer un indice de performance. Celui-ci s'obtient en éliminant la variable libre qui ne correspond pas à une propriété de matériau ( $t$ ) grâce aux objectifs. Il est alors possible de tracer des lignes de design dans un graphe de performance en échelle logarithmique. Pour obtenir des lignes droites analytiquement, il a été nécessaire de considérer une pièce pleine mais les conclusions obtenues sont valides dans le cas réel.

Partons des expressions de la masse et de la déformée de la pièce en position 3 :

$$m = \rho \hat{b} L (D + 2t)$$

$$v(\xi) = \frac{F_z L}{6E \frac{\hat{b}(D+2t)^3}{12}} (2L^2 - 4d_v L + 5d_v^2)$$

$$= \Delta x$$

On isole  $(D+2t)$  :

$$D + 2t = \sqrt[3]{\frac{2F_z L}{E \hat{b} \Delta x} (2L^2 - 4d_v L + 5d_v^2)}$$

On remplace dans l'expression de la masse pour éliminer  $t$  et obtenir l'expression du module de Young :

$$m = \rho \hat{b} L \left( \frac{2F_z L}{\hat{b} \Delta x} (2L^2 - 4d_v L + 5d_v^2) \right)^{1/3} E^{-1/3}$$

$$\Rightarrow E = \underbrace{\frac{m}{\hat{b} L} \left( \frac{2F_z L}{\hat{b} \Delta x} (2L^2 - 4d_v L + 5d_v^2) \right)^{-1}}_C \rho^3$$

$$\Rightarrow \log(E) = \log(C) + 3 \log(\rho)$$

Sur un graphe log-log, tous les matériaux se trouvant sur une même ligne de design donneront des bras de levier de masse identiques pour un  $\Delta x$  imposé. Les droites d'iso-performance ont une pente de 3. Le matériau qui remplit le mieux ces objectifs est celui qui se trouve le plus en haut à gauche du graphe, soit un matériau à faible densité mais grand module de Young.

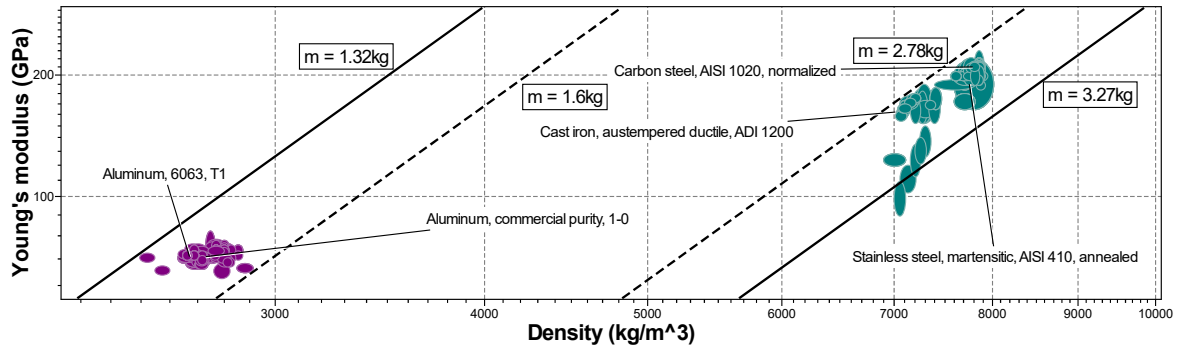


FIGURE 3.34 – Graphe de performance : comparaison entre l'aluminium et l'acier

Le graphe de la Figure 3.34 montre que l'aluminium est un meilleur matériau que l'acier pour cette application car, pour une même déformation, la pièce aura une plus faible masse. Attention, les valeurs de masse associées aux droites sont pour une pièce pleine, ce ne sont pas les résultats du dimensionnement.

Le dernier critère de sélection est la disponibilité du matériau. En l'occurrence, le bras de levier est usiné dans les ateliers du CREDEM. Un certain nombre de bruts d'usinage sont gardés en réserve par les techniciens de la plateforme. Comme le montre le graphe de la Figure 3.34, tous les aluminiums sont meilleurs que tous les aciers et leurs modules de Young de varient pas beaucoup (proche de 70 GPa). La classe d'aluminium utilisé pour usiner le bras de levier a donc été choisie parmi les bruts disponibles et dont les dimensions correspondent. Le brut trouvé était une tôle d'aluminium 5028 de 12 mm d'épaisseur. Selon [16], cet alliage est relativement récent et a été développé dans le but de l'utiliser pour des structures d'avions. Ses propriétés mécaniques sont très performantes : limite élastique à 325 MPa, module de Young à 74 GPa et densité à 2.67 kg/m<sup>3</sup>.

### Dimensionnement en déformation

Le tableau 3.9 donne les valeurs que l'épaisseur  $t$  doit avoir pour que la déformation du bras de levier respecte différents niveaux de précision pour chaque position.

TABLE 3.9 – Valeurs de  $t$  en fonction de la position et de la précision

| Précision<br>$\Delta x$ | Position 1<br>$F_z = 4500N$ | Position 2<br>$F_z = 2250N$ | Position 3<br>$F_z = 1125N$ |
|-------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| 30 $\mu m$              | 32.869                      | 23.236                      | 28.573                      |
| 60 $\mu m$              | 23.236                      | 15.830                      | 19.915                      |
| 100 $\mu m$             | 17.584                      | 11.584                      | 14.876                      |

De nombreuses itérations sur le design du bras de levier ont été nécessaires pour arriver à la version finale présentée ici. Au cours de ces itérations, il a été mis en évidence que la précision initialement souhaitée ( $\Delta x = \Delta x_{backlash} = 30\mu m$ ) était difficilement atteignable. Le Tableau 3.9 le confirme. En effet, cette précision requiert un bras de levier très épais. Pour la plus grande épaisseur,  $t = 32.9mm$ , il a une épaisseur totale de 97.8 mm, ce qui le rend très encombrant. Or la place disponible est limitée.

Par conséquent, l'épaisseur  $t$  a finalement été imposée à 12 mm, ce qui correspond à une déformation inférieure à 100  $\mu m$  en position 2. Comme expliqué dans le design préliminaire, cette position est conçue pour la simulation utilisée comme référence pour ce mémoire (suspension arrière de vélo). La précision de 100  $\mu m$  est donc suffisante pour les simulations envisagées cette année.

Pour gagner en précision, il a été prévu de pouvoir ajouter des renforts amovibles comme illustré à la Figure 3.35. Ces renforts augmentent l'inertie quadratique de section pour réduire la déformation de la poutre. Ils prennent la forme de languettes qui se fixent sur le bras de levier par quatre vis. Ainsi, à partir d'une estimation de la force maximale de l'application, l'utilisateur peut renforcer le bras de levier pour atteindre la précision qu'il souhaite. Cette solution est flexible car elle permet d'adapter la masse et la résistance du bras de levier à l'application étudiée.

Cette figure illustre également que des lumières triangulaires ont été usinées pour réduire la masse du bras de levier. En effet, la matière proche de la fibre neutre contribue très peu à l'inertie de section. Elle peut donc être enlevée en partie sans réduire la tenue mécanique de la pièce. Les lumières sont triangulaires pour garder une rigidité en cisaillement proche de celle de la pièce sans lumières et pour que le mode de déformation principal reste la flexion comme le suppose la théorie des poutres.

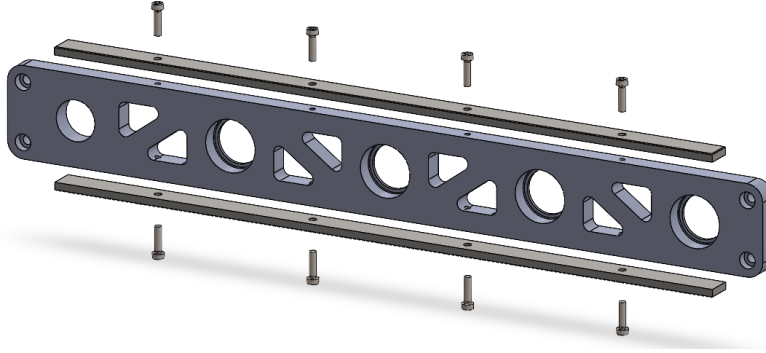


FIGURE 3.35 – Renforts amovibles

Enfin, l'épaisseur de 12 mm permet de valider l'hypothèse de validité de la théorie des poutres. En effet, les dimensions extérieures du bras de levier sont de 35x56x488mm. Sa longueur est donc en effet beaucoup plus grande que sa hauteur (avec un facteur 8.71). Cette valeur est proche de la limite communément admise pour pouvoir utiliser la théorie des poutres de 10. Les résultats analytiques devraient par conséquent être proche des résultats obtenus par simulations par éléments finis.

#### Vérification : entrée en plasticité

Le bras de levier est soumis à un chargement en flexion par la force  $F_z$  et à un chargement axial par la force  $F_x$ . Les contraintes produites par ces chargements s'écrivent :

$$\sigma_{flexion} = \frac{Mz}{I_y}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{F_x}{A}$$

Avec  $M$  le moment de flexion et  $A$  l'aire de la section. Ces deux contraintes sont des contraintes axiales. Leur somme donne donc la contrainte axiale totale  $\sigma_{xx}$ . Le tenseur de Cauchy s'écrit pour cette situation :

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

Ceci correspond à un cas de chargement uni-axial. La contrainte  $\sigma_{xx}$  est donc l'unique contrainte principale non-nulle du tenseur. Elle correspond aussi directement à la contrainte équivalente de Von Mises. L'entièreté de la section reste élastique si le critère 3.8 est respecté là où la contrainte est maximale.

$$\begin{aligned} \sigma_{xx,max} &= \left( \frac{Mz}{I_y} + \frac{F_x}{A} \right)_{max} \\ &= \left( \frac{M(D/2 + t)}{\frac{1}{6}\hat{b}t(3D^2 + 6Dt + 4t^2)} + \frac{F_x}{2\hat{b}t} \right)_{max} \quad (\text{Cas 1}) \\ &= \left( \frac{-M(D/2 + t)}{\frac{1}{6}\hat{b}t(3D^2 + 6Dt + 4t^2)} + \frac{F_x}{2\hat{b}t} \right)_{max} \quad (\text{Cas 2}) \\ &< \sigma_y \end{aligned}$$

Les expressions des moments internes et des forces axiales dépendent de l'inclinaison du bras de levier. Les développements ci-dessous permettent d'obtenir l'angle  $\theta'$  pour lequel les contraintes sont maximales. Attention, l'angle  $\theta'$  est l'angle entre le TF et le bras de levier (voir Fig.3.27). L'angle  $\theta$ , entre le bras de levier et l'horizontale, peut cependant être retrouvé à partir de l'angle  $\theta'$ .

Pour le cas 1, le moment de flexion est maximal en  $x = \xi$  comme le montre la Figure 3.29.

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx,max} &= \left( \frac{R_{TF} \sin(\theta') \xi (1 - \xi/d_v) (D/2 + t)}{\frac{1}{6} \hat{b} t (3D^2 + 6Dt + 4t^2)} + \frac{R_{TF} \cos(\theta')}{2\hat{b}t} \right)_{max} \\
\Rightarrow \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial \theta'} &= \frac{R_{TF} \cos(\theta') \xi (1 - \xi/d_v) (D/2 + t)}{\frac{1}{6} \hat{b} t (3D^2 + 6Dt + 4t^2)} - \frac{R_{TF} \sin(\theta')}{2\hat{b}t} \\
&= 0 \\
\Leftrightarrow \tan(\theta') &= \frac{2\xi(1 - \xi/d_v)(D + t)}{\frac{1}{6} \hat{b} t (3D^2 + 6Dt + 4t^2)} \\
\Rightarrow \theta' &= 75.119 \text{ deg}
\end{aligned}$$

Pour le cas 2, le moment de flexion est maximal (en valeur absolue) en  $x = d_v$  comme le montre la Figure 3.30.

$$\begin{aligned}
\sigma_{xx,max} &= \left( \frac{R_{TF} \sin(\theta') (d_v - l) (D + t)}{\frac{1}{6} \hat{b} t (3D^2 + 6Dt + 4t^2)} + \frac{R_{TF} \cos(\theta')}{2\hat{b}t} \right)_{max} \\
\Rightarrow \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial \theta'} &= \frac{R_{TF} \cos(\theta') (d_v - l) (D + t)}{\frac{1}{6} \hat{b} t (3D^2 + 6Dt + 4t^2)} - \frac{R_{TF} \sin(\theta')}{2\hat{b}t} \\
&= 0 \\
\Leftrightarrow \tan(\theta') &= \frac{2(d_v - l)(D + t)}{\frac{1}{6} \hat{b} t (3D^2 + 6Dt + 4t^2)} \\
\Rightarrow \theta' &= 79.95 \text{ deg}
\end{aligned}$$

La Figure 3.36 résume le dimensionnement du bras de levier pour le critère d'entrée en plasticité. Les courbes en traits pleins représentent une force résultante dirigée vers le bas ( $R_{TF} > 0$ ) et les courbes en traits discontinus représentent une force résultante vers le haut ( $R_{TF} < 0$ ).

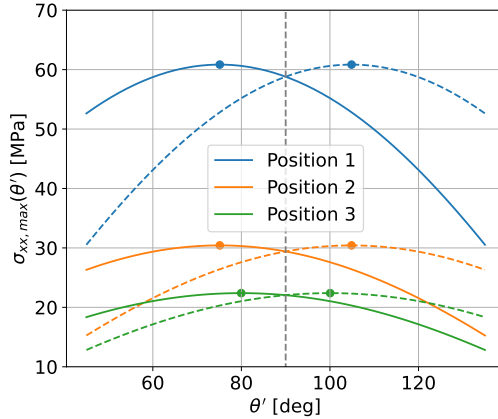


TABLE 3.10 – Coefficients de sécurité du bras de levier pour l'entrée en plasticité

|             | Position 1 | Position 2 | Position 3 |
|-------------|------------|------------|------------|
| $K_{plast}$ | 5.34       | 10.68      | 14.51      |

FIGURE 3.36 – Contraintes de traction maximales en fonction de l'inclinaison du TF.

Comme attendu, pour une même position, les contraintes maximales se trouvent à deux angles symétriques par rapport à  $90^\circ$ . En effet, le problème est symétrique par rapport à la position où le bras de levier est horizontal ( $\theta' = 90^\circ$ ). Ces courbes sont obtenues en appliquant la force maximale pour chaque position (renseignée dans le tableau 3.4). Le coefficient de sécurité pour le dimensionnement en entrée en plasticité est défini ci-dessous et les valeurs obtenues pour chaque position sont données dans le Tableau 3.10.

$$\sigma_{xx,max} = \frac{\sigma_y}{K_{plast}}$$

## Modélisation par éléments finis

Le bras de levier a été modélisé sur le logiciel SolidWorks. Celui-ci permet d'analyser le comportement mécanique d'une pièce par simulations par éléments finis. Trois analyses sont décrites ci-dessous. La première compare le déplacement vertical du bras de levier à la position du TF prédit par la théorie des poutres à celui obtenu par simulations. La seconde compare les contraintes maximales observées dans le bras de levier par les deux méthodes. Enfin, la réduction de la masse du bras de levier par l'ajout de lumières est calculée.

Les Figures 3.37, 3.38 et 3.39 montrent les résultats obtenus par simulations par éléments finis. Les déformations sont multipliées par 200 et les couleurs représentent les contraintes dans la pièce dues au chargement. L'échelle des contraintes va de 0 Pa en bleu foncé à la limite d'élasticité du matériau en rouge.

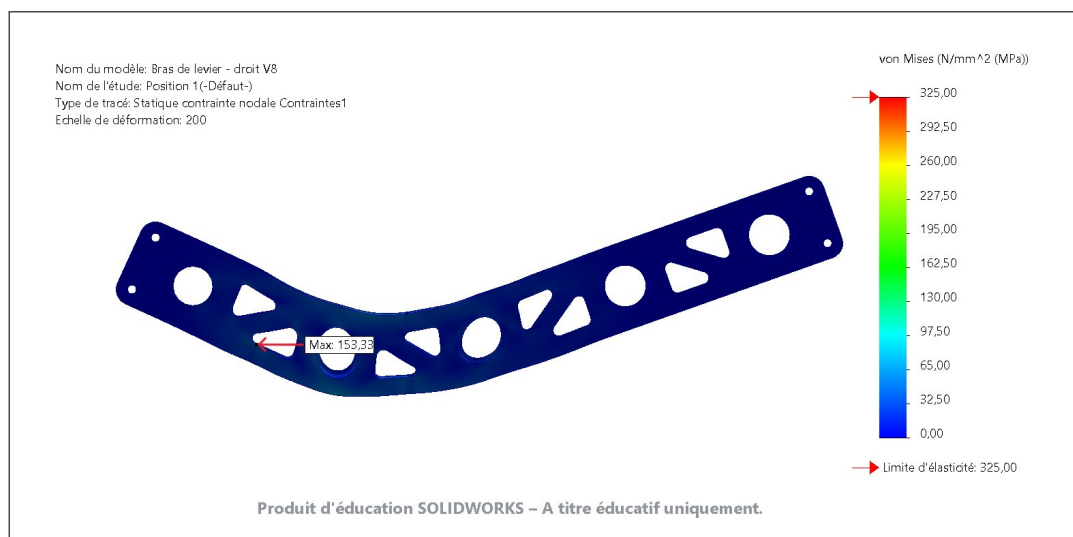


FIGURE 3.37 – Déformation du bras de levier et contraintes de von Mises - Position 1

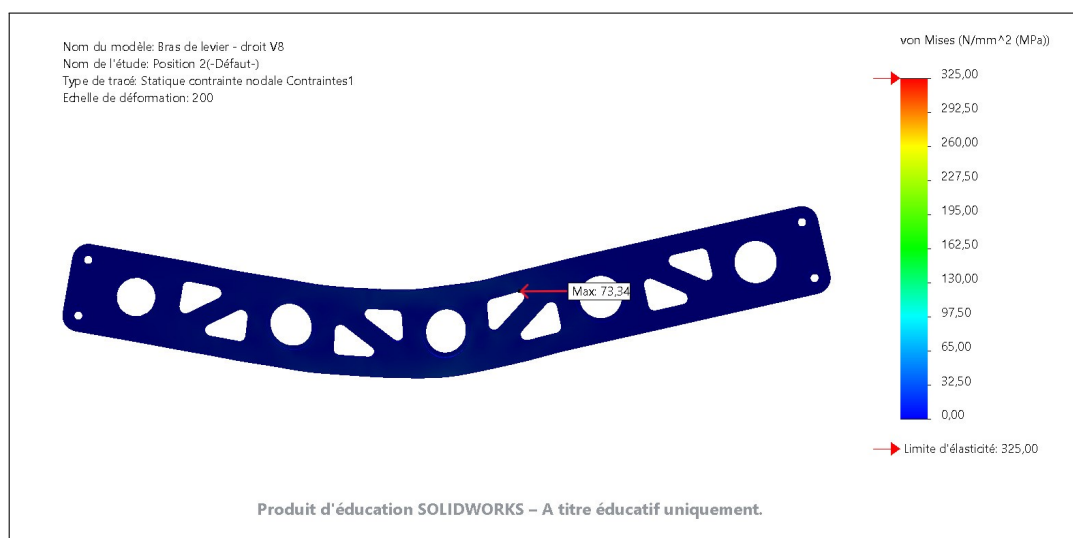


FIGURE 3.38 – Déformation du bras de levier et contraintes de von Mises - Position 2

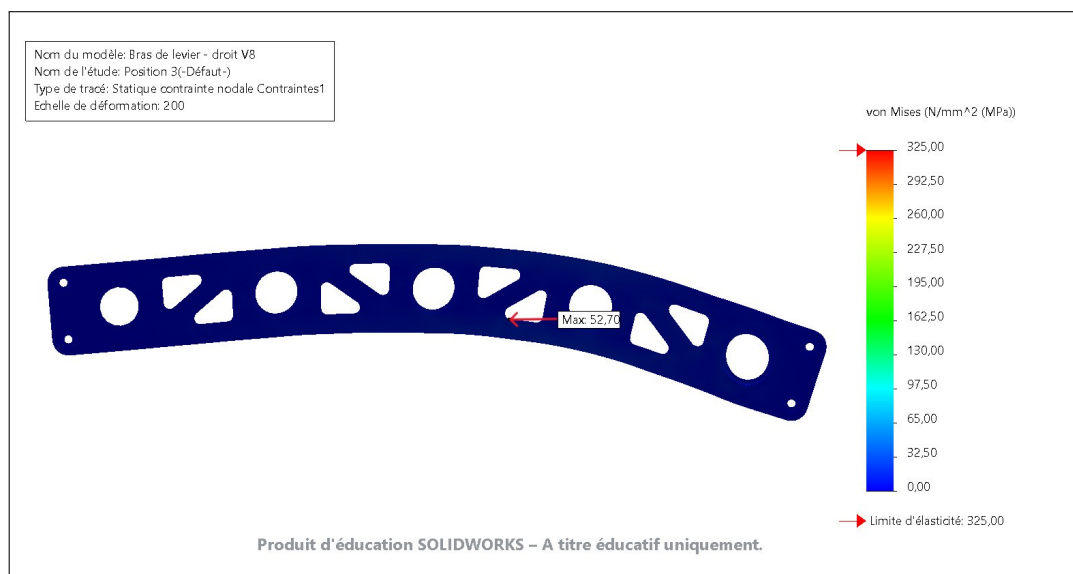


FIGURE 3.39 – Déformation du bras de levier et contraintes de von Mises - Position 3

**Déplacement vertical** Les mêmes conditions aux limites et les mêmes chargements ont été imposés que ceux imposés pour le dimensionnement en déformation par la théorie des poutres. Les résultats sont donnés dans le Tableau 3.11.

TABLE 3.11 – Déformation verticale du bras de levier à la position du TF pour la force maximale applicable

|                                                        | Position 1    | Position 2    | Position 3   |
|--------------------------------------------------------|---------------|---------------|--------------|
| Déplacement [ $\mu\text{m}$ ]<br>(Théorie des poutres) | 189           | 95            | 142          |
| Déplacement [ $\mu\text{m}$ ]<br>(Éléments finis)      | 220           | 110           | 162          |
| Différence [ $\mu\text{m}$ ]                           | 31<br>14.08 % | 15<br>15.79 % | 20<br>16.4 % |

Les Figures présentées ci-dessus montrent que le mode de déformation principal est bien la flexion. Les déformées obtenues sont similaires aux déformées analytiques. Une légère déformation en cisaillement est visible seulement pour la position 1. Les déformations obtenues par éléments finis sont plus importantes que par la théorie des poutres. Les différences restent toutefois limitées à moins de 20 %.

**Contraintes** La simulation par éléments finis mets en évidence une concentration de contrainte proche des trous taraudés. Les contraintes maximales sont donc plus importantes que celles prédites par la théorie des poutres.

Le Tableau 3.12 donne les valeurs des contraintes maximales trouvées par éléments finis et les facteurs de sécurité correspondants à l'entrée en plasticité lorsque l'angle  $\theta'$  est imposé aux valeurs trouvées précédemment tel que la contrainte axiale est maximale (Fig.3.36). Les coefficients de sécurité obtenus sont plus faibles mais le bras de levier reste élastique.

TABLE 3.12 – Résultats du dimensionnement en entrée en plasticité par éléments finis

|                      | Position 1 | Position 2 | Position 3 |
|----------------------|------------|------------|------------|
| $\sigma_{max}$ [MPa] | 159.65     | 74.2       | 54.3       |
| $K_{plast}$          | 2.04       | 4.38       | 5.96       |

**Réduction de masse par ajout de lumières** Sans lumières, la masse du bras de levier droit s'élève à 755.5 g. Avec l'ajout des lumières, elle descend à 663 g. L'ajout de lumières donne donc un gain de 92.5 g, soit une réduction de 12.3 % de la masse.

Le bras de levier fait partie de ce qu'on pourrait appeler les masses suspendues. Celles-ci sont les masses que le vérin doit pousser lorsqu'aucune force n'est produite par le TF. La force produite par le vérin et qui est utilisée pour faire bouger ces masses suspendues, appelée force dynamique, n'est pas utilisée pour actionner le TF (résultat utile). Or la force maximale que le vérin peut produire est de 3000 N. Par conséquent, au plus la force dynamique est grande, au plus la force maximale applicable sur le TF est faible. Il convient donc de minimiser les masses suspendues. L'impact de la réduction de la masse du bras de levier sur la force nécessaire à faire bouger les masses suspendues sera étudié quantitativement dans le Chapitre 5 : Caractérisation.

### Modélisation des renforts

Comme expliqué plus tôt, pour les situations où le bras de levier ne donne pas une précision suffisante, il a été prévu de pouvoir ajouter des renforts pour augmenter l'inertie de section. Ceux-ci prennent la forme de languettes rectangulaires de largeur  $\hat{b}$  et d'épaisseur  $e$ .

La démarche de sélection du matériau a désigné l'aluminium comme meilleur matériau. Les renforts respecteront donc mieux les objectifs fixés dans la sélection du matériau. En revanche, pour atteindre une très bonne précision, les languettes en aluminium seraient très épaisses. Pour réduire l'encombrement, elles peuvent être en acier qui a un module de Young beaucoup plus élevé.

Pour la modélisation de ces renforts, le contact entre ceux-ci et les bras de levier est considéré comme parfaitement rigide. En réalité, le contact ne sera pas identique partout et il faudrait réaliser une analyse par éléments finis plus poussée pour simuler précisément le comportement de ces renforts dans le cas étudié. Ici, ils sont modélisés par la théorie des poutres composites.

Pour une poutre composite, on peut définir un  $\overline{EI}$  équivalent en pondérant les inerties quadratiques de section par le module de Young du matériau associé :

$$\overline{EI} = E_{Al}I_{Al} + E_{Fe}I_{Fe}$$

L'expression de la déformée reste la même que celle obtenue en théorie classique des poutres. L'épaisseur des languettes nécessaire pour atteindre la précision que l'utilisateur souhaite a été calculée dans le Tableau 3.13. Le module de Young utilisé pour l'acier est de 210 GPa.

TABLE 3.13 – Épaisseur des languettes de renfort en fonction de la précision souhaitée (en mm)

| Déformation maximale souhaitée | Position 1 | Position 2 | Position 3 |
|--------------------------------|------------|------------|------------|
| 10 $\mu\text{m}$               | 23.21      | 14.27      | 19.22      |
| 50 $\mu\text{m}$               | 6.15       | 2.33       | 4.35       |
| 100 $\mu\text{m}$              | 2.33       | /          | 1.21       |

### 3.5.2 Axe 1

L'axe 1 lie le bras de levier à la structure. Il est monté sur paliers à semelles fixés aux montants de la structure. L'écart entre ces montants est fixé par le montage du vérin décrit par la Figure 3.40. En effet, ce dernier doit avoir la place de se balancer entre les guides verticaux. Le support de montage à tourillons du vérin (Fig.3.15) élargit la largeur du vérin et les paliers doivent être solidarités à la structure (Fig.3.41). Ces contraintes mènent à une distance entre les fentes intérieures des montants (mise en évidence par les lignes pointillées rouges verticales) de  $L = 155$  mm.

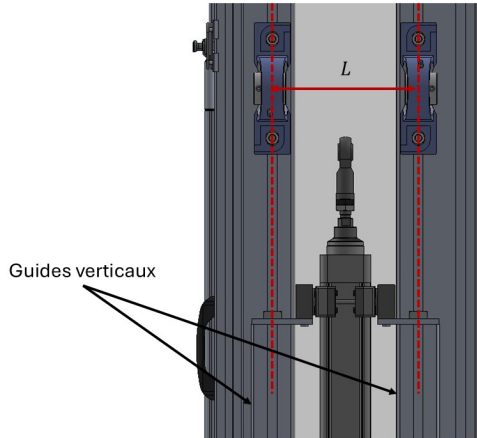


FIGURE 3.40 – Montage du vérin - dicte la distance entre les paliers de l'axe 1

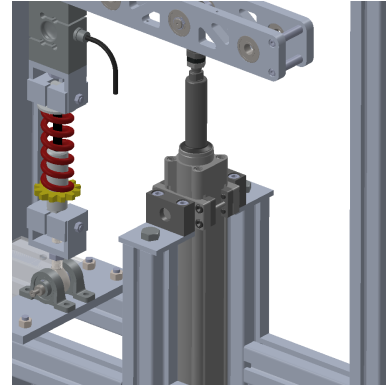


FIGURE 3.41 – Vérin monté sur paliers

Le dimensionnement de l'axe 1 se base également sur la théorie des poutres. En effet, il peut être modélisé par une poutre entre deux appuis simples séparés de  $L = 155$  mm. L'axe est soumis à un chargement imposé par le bras de levier. Le chargement est appliqué aux deux surfaces de contact cylindriques entre le bras de levier et l'axe 1. Ces surfaces de contact peuvent être réduite à la force résultante appliquée sur le milieu de la surface pour calculer le moment fléchissant maximal. Comme pour le dimensionnement du bras de levier, le chargement est réparti uniformément entre les deux bras de levier.

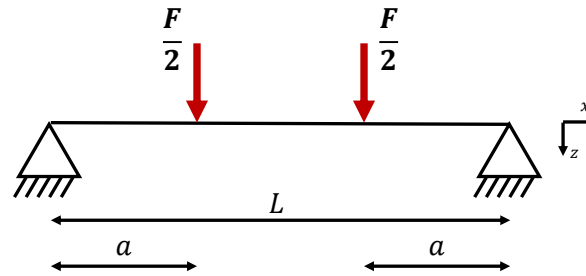
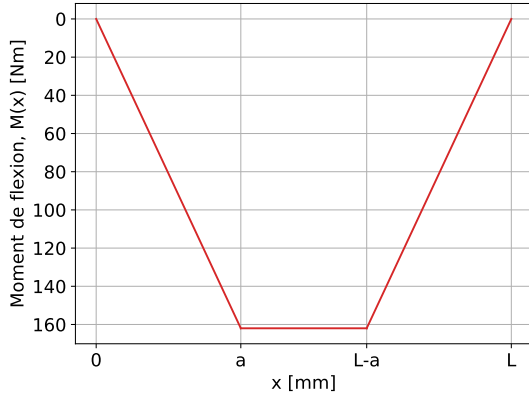


FIGURE 3.42 – Modélisation de l'axe 1 par la théorie des poutres

L'axe 1 doit pouvoir supporter le chargement maximal que les composants du banc de test pourraient lui appliquer car il supporte des pièces essentielles et potentiellement fragiles comme le capteur ou le bras de levier. Ces pièces ne peuvent en aucun cas être endommagées de par leur prix. De plus, la masse de l'axe a très peu d'impact sur la force dynamique nécessaire pour faire bouger les masses suspendues. En effet, il est supporté par deux paliers à semelles. Seule son inertie autour de son axe (composante la plus petite de sa matrice d'inertie) augmente la force dynamique.

Le vérin choisi peut produire une force axiale de 3000 N. Si le transmetteur de force est placé à la position 1, par équilibre des moments, la force qu'il produit est de 9000 N. La somme des forces dans la direction verticale donne alors une force totale appliquée sur l'axe 1 de 6000 N.

Le développement réalisé pour calculer les contraintes dans l'axe est similaire à celui donné en détail dans la section précédente. Par la méthode des coupures, les moments fléchissants ont l'expression donnée ci-dessous et leurs valeurs sont données par la Figure 3.43.



$$M(x) = \begin{cases} \frac{Fx}{2} & \text{si } 0 < x \leq a \\ \frac{aF}{2} & \text{si } a < x \leq L-a, \\ \frac{F(L-x)}{2} & \text{si } L-a < x \leq L \end{cases}$$

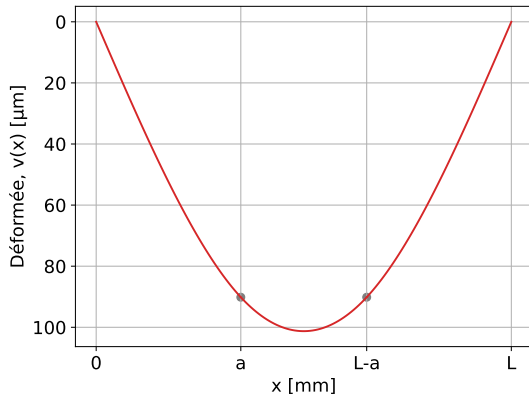
FIGURE 3.43 – Moments fléchissants

Le même critère que celui appliqué pour le bras de levier est appliqué pour le dimensionnement de l'axe 1. La déformation de l'axe doit rester en-dessous de 100  $\mu\text{m}$ .

$$v(x) = \begin{cases} -\frac{F}{2EI} \left( \frac{x^3}{6} + A_1x + B_1 \right) & \text{si } 0 < x \leq a \\ -\frac{F}{2EI} \left( a\frac{x^2}{2} + A_2x + B_2 \right) & \text{si } a < x \leq L-a, \\ -\frac{F}{2EI} \left( L\frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} + A_3x + B_3 \right) & \text{si } L-a < x \leq L \end{cases}$$

Le moment quadratique d'inertie d'une poutre cylindrique est

$$I_y = \frac{\pi d^4}{64}$$



Comme le montre la Figure 3.44, la déformée est symétrique. Elle a la même valeur en  $x = a$  et  $x = L - a$  (points gris sur le graphe), aux emplacements des bras de levier.

$$v(a) = v(L-a) = \frac{a^2 F}{12EI} (4a - 3L) < 100 [\mu\text{m}]$$

FIGURE 3.44 – Déformée de l'axe 1 pour un diamètre de 25 mm

## Dimensionnement en statique

Le fournisseur (Misumi) propose des axes en acier C45E (1.1191). Ses propriétés mécaniques sont les suivantes :

TABLE 3.14 – Propriétés mécaniques de l'acier C45E (1.1191)

| Propriété                                 | Valeur                    |
|-------------------------------------------|---------------------------|
| Masse volumique, $\rho$                   | 7850 [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Limite d'entrée en plasticité, $\sigma_y$ | 370 [MPa]                 |
| Module de Young, E                        | 210 [GPa]                 |

En appliquant ce chargement à la condition de déformation maximale, le diamètre que l'axe 1 doit avoir est de 24.361 mm. Comme l'axe est monté sur paliers, il doit avoir un diamètre qui correspond à un diamètre de bague intérieure de palier disponible dans le catalogue du fournisseur. Le diamètre est donc arrondi à l'unité supérieure, 25 mm.

Le critère de déformation maximale est plus restrictif que le critère d'entrée en plasticité. Il est toutefois nécessaire de vérifier cette affirmation.

Les contraintes en flexion sont calculées par

$$\sigma = \frac{Mz}{I_y}$$

Le moment en flexion est maximal entre les deux bras de levier. Le coefficient de sécurité est défini par rapport à la contrainte maximale dans l'axe 1 qui se situe en  $z = d/2$

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \frac{\frac{aF}{2} \frac{d}{2}}{I_y} \\ &= \frac{\sigma_y}{K_{statique}}\end{aligned}$$

Pour un diamètre de 25 mm, le coefficient de sécurité obtenu est de 3.5.

Le palier à semelle choisi et qui correspond à ce diamètre a les caractéristiques suivantes

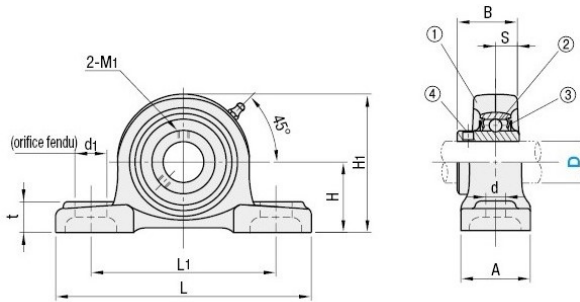


FIGURE 3.45 – Palier à semelles CPDR25<sup>7</sup>

TABLE 3.15 – Principales caractéristiques du palier à semelle roulement choisi

| Caractéristique               | valeur    |
|-------------------------------|-----------|
| Diamètre intérieur, d         | 25 [mm]   |
| Hauteur, H                    | 36.5 [mm] |
| Longueur, L                   | 140 [mm]  |
| Epaisseur, B                  | 34 [mm]   |
| Chargement dynamique, $C_r$   | 14 [kN]   |
| Chargement statique, $C_{0r}$ | 7.9 [kN]  |

7. Image tirée de <https://fr.misumi-ec.com/vona2/detail/110302274240/?list=PageCategory>, consulté le 22-05-26

### 3.5.3 Axe TF 1 et axe vérin

Pour le dimensionnement des axes TF et vérin<sup>2</sup>, un choix a dû être posé. En effet, le diamètre de ces axes est imposé par les diamètres des rotules installées au bout du vérin et sur le capteur. Les dimensions des rotules sont imposées par le filetage du premier (M12) et le taraudage du second (M12). Toutes les rotules qui se montent sur un filetage/taraudage M12 trouvées chez le fournisseur Misumi ont un diamètre de 12 mm. Il n'est donc pas possible de modifier le diamètre de l'axe TF et de l'axe vérin. Il faudrait par conséquent calculer  $L$  pour que l'axe supporte le chargement maximal.

Or, il a été dit plus haut (Sous-Section 3.4.4) que la distance entre les bras de levier ( $\hat{a}$ ) était fixée par la largeur du capteur. Ceci relevait en réalité plutôt d'un choix. Le capteur aurait pu être fixé plus loin sur le filetage de la rotule pour qu'il ne touche jamais le bras de levier et ainsi autoriser une réduction de la longueur de l'axe TF.

Cette option a été écartée car elle semblait plus risquée. En effet, si le bras de levier était amené à une position non anticipée (angle  $\theta$  plus grand que  $15^\circ$ ), le capteur pourrait entrer en collision avec le bras de levier.

En conclusion de cette discussion, le choix a été fait de privilégier la protection du capteur par rapport à la résistance de l'axe TF. Il est par conséquent nécessaire de vérifier si l'axe TF entre en plasticité lorsque la force maximale lui est appliquée pour chaque position. Le cas échéant, la force maximale qu'il peut supporter en gardant son intégrité mécanique sera calculée.

#### Modélisation

L'axe TF 1 est modélisé par une poutre entre deux appuis simples, distants de 35 mm. La force du TF est appliquée au centre de l'axe.

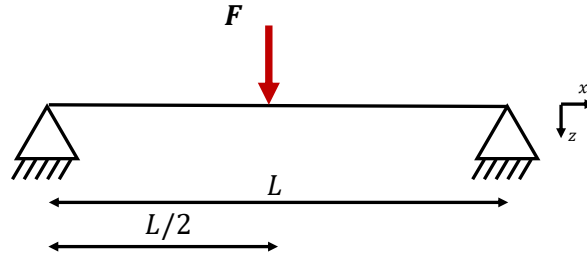


FIGURE 3.46 – Modélisation de l'axe TF 1 par la théorie des poutres

Les moments internes dans l'axe TF sont donnés par :

$$M(x) = \begin{cases} \frac{Fx}{2} & \text{si } 0 < x \leq L/2 \\ \frac{F}{2}(L - x) & \text{si } L/2 < x \leq L \end{cases}$$

Le moment maximal est donc en  $x = L/2$  et vaut  $\frac{FL}{4}$ . La contrainte axiale maximale due à la flexion d'une poutre cylindrique est donnée par

$$\sigma = \frac{32M_{max}}{\pi d^3} \quad (3.13)$$

$$= \frac{8FL}{\pi d^3} \quad (3.14)$$

$$= \frac{\sigma_y}{K_{flexion}} \quad (3.15)$$

2. L'axe vérin est l'axe qui lie le vérin au bras de levier. Il est identique à l'axe TF 1.

Le matériau de l'axe TF est de l'acier C45E (1.1191) dont les propriétés mécaniques sont données dans le Tableau 3.14. La force maximale que peut supporter l'axe TF 1 est 7173.6 N. Il peut donc supporter la force maximale que le vérin peut appliquer en position 2 ( $K_{flexion} = 1.594$ ) et en position 3 ( $K_{flexion} = 3.188$ ). L'axe vérin n'entrera pas non plus en plasticité ( $K_{flexion} = 2.391$ ). En revanche, l'axe TF 1 entrera en plasticité avant que la force maximale ne soit appliquée en position 1. Si la simulation que l'utilisateur veut étudier fait produire une force supérieure à 7000 N, il serait nécessaire de changer de matériau. Il devrait avoir une limite d'entrée en plasticité de 464.202 MPa.

### 3.5.4 Axe TF 3

L'axe TF 3 a les mêmes contraintes sur son diamètre que celles décrites pour l'axe TF 1. En revanche, sa longueur est libre et peut donc être calculée pour résister aux chargements les plus importants. Il est chargé de la même manière que l'axe TF 1 : une force ponctuelle centrée entre deux appuis simples (Fig.3.46).

Les contraintes maximales dans l'axe TF 3 sont obtenues par l'équation 3.14. Pour rester en élasticité, l'axe TF 3 doit avoir une longueur inférieure à 27.9 mm.

Les paliers à semelles ont été sélectionnés à partir du diamètre de l'axe. La force du TF est répartie uniformément entre les deux paliers. Cependant, la charge statique nominale n'est pas suffisante pour soutenir la charge maximale. Il est donc possible que les billes qui soutiennent la charge s'usent prématurément si de fortes charges sont appliquées de manière répétée.



FIGURE 3.47 – Palier à semelles PBT12<sup>8</sup>

TABLE 3.16 – Principales caractéristiques des paliers à semelle de l'axe TF 3

| Caractéristique               | valeur   |
|-------------------------------|----------|
| Diamètre intérieur, d         | 12 [mm]  |
| Chargement dynamique, $C_r$   | 5100 [N] |
| Chargement statique, $C_{0r}$ | 2400 [N] |

8. Image tirée de <https://fr.misumi-ec.com/vona2/detail/110302643660/?list=PageCategory>, consulté le 22-05-26

### 3.5.5 Structure

Toute la structure a été faite en profilés aluminium extrudés de série 8 (45 mm). Cette série correspond à des applications moyennes à lourdes ([17] et [6]). Les développements suivants vérifient que ces profilés sont adaptés pour le banc de test.

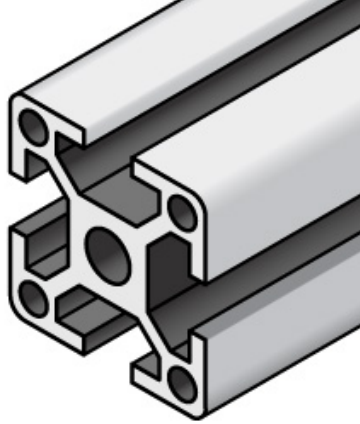


FIGURE 3.48 – Profilé HFS8<sup>9</sup>

TABLE 3.17 – Principales caractéristiques des profilés de série 8

| Caractéristique                  | valeur                     |
|----------------------------------|----------------------------|
| Taille                           | 45 [mm]                    |
| Largeur de fente                 | 10 [mm]                    |
| Matériau                         | EN AC-51400-T5 Equiv.      |
| Section carrée (45x45 mm)        |                            |
| Masse linéique                   | 2.1 [kg/m]                 |
| Aire de la section               | 777 [mm <sup>2</sup> ]     |
| Inertie de la section, $I_x$     | $15.13 \times 10^4 [mm^4]$ |
| Inertie de la section, $I_y$     | $15.13 \times 10^4 [mm^4]$ |
| Section rectangulaire (45x90 mm) |                            |
| Masse linéique                   | 4.14 [kg/m]                |
| Aire de la section               | 1534 [mm <sup>2</sup> ]    |
| Inertie de la section, $I_x$     | $32.29 \times 10^4 [mm^4]$ |
| Inertie de la section, $I_y$     | $124.7 \times 10^4 [mm^4]$ |

#### Montants

Les montants sont soumis à un chargement principalement vertical lorsque le bras de levier est actionné. La force totale qui est appliquée sur les deux montants de gauche où le bras de levier est accroché est celle que l'axe 1 doit supporter, soit 6000 N. Cette force est répartie uniformément entre les deux montants. Ceux-ci sont des pièces longues soumises à un chargement axial. La tenue mécanique de cette pièce dépend du type de chargement.

Si le montant est sollicitée en traction pure, il peut se déformer plastiquement si la contrainte uni-axiale est supérieure à la contrainte d'entrée en plasticité. La contrainte uni-axiale est donnée par :

$$\begin{aligned}
 \sigma &= \frac{F}{A} = 1.956 [MPa] \\
 &= \frac{\sigma_y}{K_{plast}} \\
 \Rightarrow K_{plast} &= 51.133
 \end{aligned}$$

où A est l'aire de la section, F est la force appliquée sur un montant (3000 N) et  $\sigma_y$  est la contrainte d'entrée en plasticité de l'alliage EN AC-51400-T5 (100 MPa). Le montant reste en élasticité.

Si le montant est sollicité en compression, il peut se déformer en flambement. Le livre de référence [3] donne la force maximale que peut supporter le montant sans flamber :

$$\begin{aligned}
 P_{cr} &= \frac{\pi^2 EI}{L_e} = 103.236 [kN] \\
 &= \frac{F}{K_{flambement}} \\
 \Rightarrow K_{flambement} &= 34.412
 \end{aligned}$$

9. Image tirée de <https://fr.misumi-ec.com/vona2/detail/110302692140/?list=PageCategory>, consulté le 22-05-26

où  $E$  est le module de Young de l'alliage EN AC-51400-T5 (70 GPa),  $I$  est la plus petite inertie de la section ( $I_x = 32.29 \times 10^4 mm^4$ ) et  $L_e$  la longueur effective du montant. Les paliers à semelles du bras de levier sont séparés du bas de la structure par 70 cm ( $L$ ). La Figure 5.27 de [3] préconise une longueur effective  $L_e = 2.1L$  (minimum recommandé par AISC) pour une verticale encastree à sa base et libre à son sommet. Cette configuration ne correspond pas tout à fait à la situation dans le démonstrateur mais elle est la plus conservative.

### Guide vertical

Les guides verticaux sont sollicités par un chargement similaire. La force qui leur est appliquée est de 3000 N (force maximale du vérin) répartie sur deux guides.

En traction, le guide reste élastique car la contrainte uni-axiale reste en-dessous de la limite élastique :

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{F}{A} = 1.931[MPa] \\ &= \frac{\sigma_y}{K_{plast}} \\ \Rightarrow K_{plast} &= 51.8\end{aligned}$$

Il ne devrait pas flamber non plus. La longueur du guide est de 450 mm et la longueur effective est fixée à  $L_e = 2.1L$  pour les mêmes raisons que pour les montants. L'inertie de section est de  $I = 15.13 \times 10^4 mm^4$  pour les profilés carrés. La force que le guide peut supporté est donnée par :

$$\begin{aligned}P_{cr} &= \frac{\pi^2 EI}{L_e} = 117.050[kN] \\ &= \frac{F}{K_{flambement}} \\ \Rightarrow K_{flambement} &= 78.034\end{aligned}$$

### Guides horizontaux

Les guides horizontaux sont soumis à un chargement perpendiculaire appliqué par le TF et réparti sur deux guides. Un guide est modélisé par une poutre encastree des deux côtés. La déformée et les moments internes de cette situation sont donnés à l'annexe D-3 de [3].

Pour la position 1, la force maximale est de 9000 N, répartie symétriquement sur les deux guides horizontaux (4500 N sur chaque). La déformée là où la force est appliquée est donnée par :

$$\delta = \frac{F(L - \xi')^3 \xi'^3}{3EIL^3} = 65.100[\mu m]$$

où  $L$  est la longueur du guide (151 mm),  $\xi'$  est la position à laquelle la force est appliquée (136.6 mm) et  $I$  l'inertie de section ( $15.13 \times 10^4 mm^4$ ).

Les moments internes donnent la contrainte maximale en flexion :

$$\begin{aligned}M_{max} &= M(\xi') = \frac{2F\xi'^2(L - \xi')^2}{L^3} \\ \Rightarrow \sigma_{max} &= \frac{M_{max}l/2}{I} = 25.387[MPa] \\ &= \frac{\sigma_y}{K_{flexion}} \\ \Rightarrow K_{flexion} &= 3.939\end{aligned}$$



## Chapitre 4

# Documentation du projet

### 4.1 Fabrication

Cette section traite des étapes menant de la conception théorique (conception assistée par ordinateur du design définitif) à l'assemblage réel de la machine. A gauche, la Figure 4.1 montre le démonstrateur tel que conçu avec le logiciel SolidWorks. A droite, la Figure 4.2 montre le démonstrateur réel assemblé dans les locaux de l'UCLouvain.

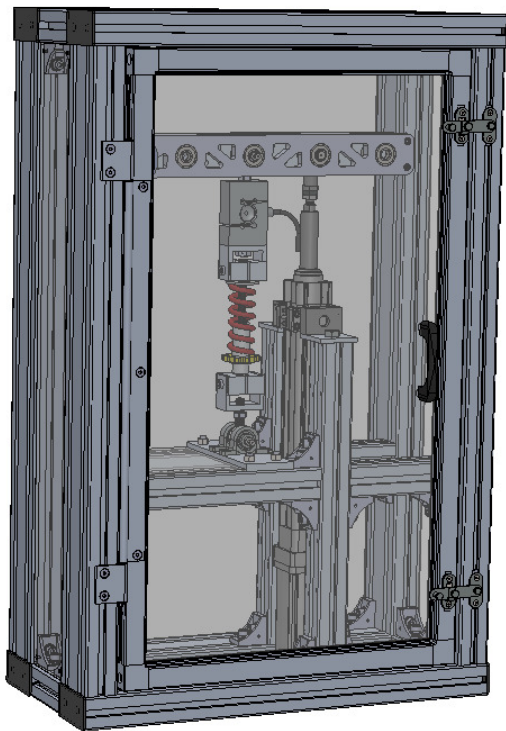


FIGURE 4.1 – COA du démonstrateur

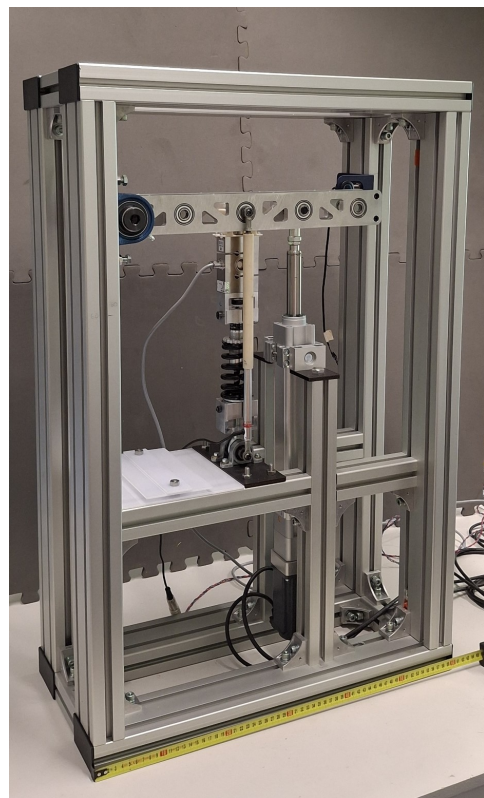


FIGURE 4.2 – Démonstrateur réel

Tous les plans de fabrication et le plan d'assemblage global sont à trouver dans le document : [Debroux\\_52632100\\_2026\\_Appendix1.pdf](#). Ils n'ont pas été inclus dans le manuscrit principal pour correspondre à leurs formats d'origine mais sont nécessaires à la compréhension de ce qui suit. L'Annexe D liste toutes les pièces mécaniques qui composent le banc de test.

#### 4.1.1 Bras de levier

Le plan du bras de levier se trouve à la page 5 de l'Appendix 1. Le point d'attention principal concernant les tolérances imposées porte sur la position des logements de roulements. En effet, les logements de roulements des bras de levier gauche et droit qui se font face doivent être suffisamment alignés pour permettre le montage des axes TF 1. Une cotation en ligne de base est donc nécessaire pour éviter les erreurs de positionnement dues à la somme des tolérances.

La tolérance de positionnement par rapport aux références A, B, C garantit d'abord une perpendicularité par rapport à A. La surface A étant la face intérieure du bras contre laquelle les entretoises de 35 mm s'appuient. Elle garantit ensuite la position des logements par rapport aux références B et C.

En pratique, ces précautions se sont traduites par la mise en place de butées dans la fraiseuse. Le brut d'usinage a d'abord été contourné pour donner sa forme extérieure. Ensuite, la face référencée B a été calée contre une butée à 28 mm de la tête de la fraiseuse. La face en  $X = 0$  a été placée contre une butée à 44 mm. Enfin, tous les alésages sont réalisés sans modifier l'installation. La seconde pièce a été positionnée exactement de la même manière pour garantir l'alignement des alésages.

#### 4.1.2 Système d'encastrement

Le système d'encastrement décrit dans la section 3.21 requiert une attention particulière lors de la fabrication. En effet, il se compose de nombreuses pièces qui se guident entre elles. Leurs surfaces de guidage doivent donc être tolérancées précisément. De plus, cet assemblage doit pouvoir s'adapter à d'autres TF que la suspension arrière de vélo utilisée comme TF de référence pour ce mémoire.

##### Rectification du TF

La première étape est de s'intéresser au TF que l'utilisateur souhaite utiliser dans le démonstrateur. En fonction de sa forme, celui-ci doit être rectifié pour correspondre aux conditions de montage. Le cahier des charges précise que le TF a deux alésages utilisables comme points d'arrimage. Pour empêcher toute rotation autour de ces alésages, le système d'encastrement a besoin de quatre surfaces planes parallèles deux à deux. Il faut donc usiner deux paires de méplats dans les tenons aux extrémités du TF. Le plan de rectification se trouve à la page 7 de l'Appendix 1.

Nommons II, le plan formé par l'axe de l'alésage et l'axe du système de guidage du TF comme illustré à la Figure 4.3. Ce dernier est l'axe le long duquel le TF est actionné et correspond à la direction de la force produite par le TF.

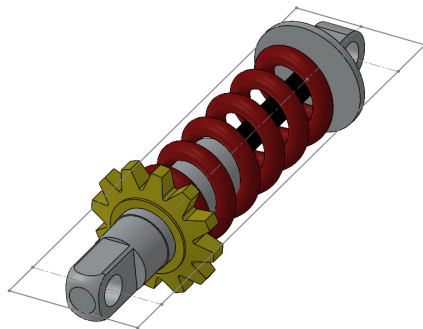


FIGURE 4.3 – Plan II

Une paire de méplats doit être usinée parallèle au plan II. Les deux méplats sont symétriques par rapport au plan II. L'autre paire doit être usinée perpendiculaire à l'axe de l'alésage et symétrique. Trois longueurs sont à définir par l'utilisateur :

- L1 : La longueur de la rectification, voir vue principale du plan de rectification. Elle doit être déterminée par rapport à la place disponible sur le tenon du TF. Elle doit être suffisamment grande pour garantir un bon maintien du TF mais ne peut pas dépasser 20 mm.
- L2 : Distance entre les méplats parallèles au plan II, voir vues latérales du plan de rectification. Elle doit être déterminée par rapport à la largeur du tenon. Elle doit être comprise entre 10 mm et 30 mm.
- L3 : Distance entre les méplats perpendiculaires à l'axe de l'alésage du TF. Elle doit être déterminée par rapport à la largeur du tenon et être comprise entre 7 mm et 20 mm.

Ces longueurs peuvent différer entre les deux tenons du TF si ceux-ci ne sont pas identiques de part et d'autre du TF.

### **Support en U et pièces d'encastrement**

Les plans de fabrication des supports en U haut et bas, des pièces d'encastrement et des entretoises d'encastrement se trouvent respectivement aux pages 8 et 9, 10 et 11 de l'Appendix 1.

## 4.2 Analyse de risque

Une analyse de risque a été menée au cours du projet. Des risques ont été identifiés lors des phases de conception et des mesures de sécurité ont été mises en place pour les rendre à minima tolérables.

L'analyse de risque décrite ci-dessous se base sur la méthode Kinney. La *criticité du risque* (C) est évalué selon trois paramètres. Elle est le produit de la *probabilité d'occurrence* (P), de la *fréquence d'exposition* (E) et de la *gravité des conséquences* (G). Kinney a défini leurs valeurs sur trois échelles données dans l'annexe 1.A du document "Prévention des risques liés aux prototypes, démonstrateurs et autres installations expérimentales" écrit par Paul Sente et fourni par l'UCLouvain.

Un risque est qualifié d'acceptable si la criticité (C) est inférieure à 20. Des mesures de sécurité ont donc été mises en place pour atténuer les risques identifiés dans la première colonne du Tableau 4.1. Elles sont décrites dans la colonne "Mitigation".

TABLE 4.1 – Analyse de risque

| Evaluation initiale                                                                                         |     |   |    |     | Evaluation finale                                                                                                                                                                   |     |   |   |      |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|---|----|-----|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|---|---|------|
| Risque                                                                                                      | P   | E | G  | C   | Mitigation                                                                                                                                                                          | P   | E | G | C    |
| Risques mécaniques                                                                                          |     |   |    |     |                                                                                                                                                                                     |     |   |   |      |
| Ecrasement des doigts par le bras de levier                                                                 | 3   | 3 | 7  | 63  | Mise en place de panneaux de protection et d'une porte avec coupe circuit pour stopper le mouvement du vérin si la porte est ouverte                                                | 0.2 | 3 | 7 | 4.2  |
| Contusions suite à la rupture d'une pièce mécanique                                                         | 1   | 3 | 15 | 45  |                                                                                                                                                                                     | 0.5 | 3 | 7 | 10.5 |
| Pincement des doigts par la tige du vérin                                                                   | 0.5 | 3 | 3  | 4.5 |                                                                                                                                                                                     | 0.1 | 3 | 7 | 2.1  |
| Pincement des doigts dans la fente à gauche de la porte                                                     | 6   | 6 | 1  | 36  | Changer la charnière pour réduire l'espace                                                                                                                                          | 0.2 | 6 | 1 | 1.2  |
| Ecrasement par chute du prototype                                                                           | 3   | 6 | 3  | 54  | Arrimage du prototype à la table                                                                                                                                                    | 0.2 | 6 | 3 | 3.6  |
| Dommages corporels à cause de la proximité entre le démonstrateur en fonctionnement et le poste de contrôle | 1   | 3 | 15 | 45  | Positionnement du banc du côté opposé de la table par rapport au poste de contrôle. L'utilisateur est obligé de s'éloigner de la zone dangereuse pour démarrer une expérimentation. | 0.5 | 3 | 7 | 10.5 |
| Risque lié à une coupure de courant                                                                         |     |   |    |     |                                                                                                                                                                                     |     |   |   |      |
| Contusions à cause de la chute du bras de levier                                                            | 6   | 3 | 3  | 54  | Sélection d'un moteur freiné lorsqu'il est hors tension                                                                                                                             | 0.1 | 3 | 3 | 0.9  |



# Chapitre 5

## Caractérisation

Les chapitres précédents ont posé une série de choix de conception et de fabrication dirigés vers la création d'un démonstrateur qui répond au mieux au cahier des charges. Le chapitre suivant évalue les performances du banc de test d'un point de vue mécanique.

### 5.1 Modèle multi-corps

Le modèle développé dans la Sous-Section 3.4.2 décrit la cinématique du mécanisme de bras de levier en 2D. Afin de pouvoir analyser les forces dynamiques produites dans la machine, un modèle multi-corps a été développé et est décrit ci-dessous. Il a été réalisé avec le logiciel Robotran (voir Chapitre 1 : État de l'art). Les masses, la position des centres de masse et la matrice d'inertie des corps implémentées dans la simulation sont fournies par le logiciel SolidWorks à partir des modèles 3D des pièces et des assemblages.

#### 5.1.1 Assemblage des corps

L'assemblage multi-corps prend la forme illustrée par la Figure 5.1. Les articulations prismatiques et rotoïdes sont représentées respectivement par des rectangles et des cercles oranges. Les coupures sont représentées par des cercles verts.

Le système est analysé en deux dimensions. Le repère inertiel  $\{\hat{I}\}$  est localisé au même endroit celui du modèle développé précédemment (Fig.3.19) : l'origine est placée dans le coin inférieur gauche de la structure, l'axe x vers la droite et l'axe z vers le haut. Toutes les pièces qui composent la structure rigide forment le corps "base". Le bras de levier est lié à la base via une rotation autour de l'axe y.

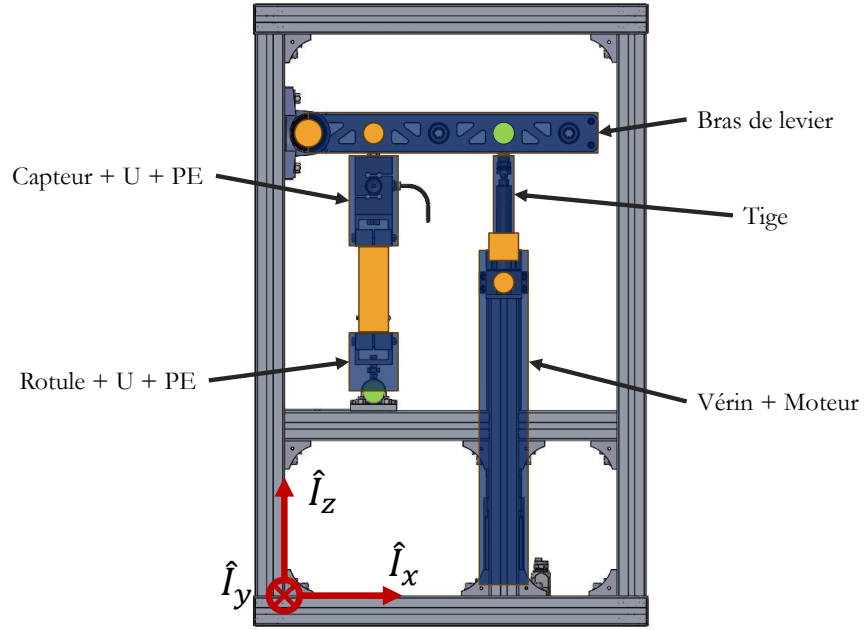


FIGURE 5.1 – Assemblage multi-corps du démonstrateur

## 5.2 Impact de la masse du bras de levier sur les performances du démonstrateur

Le vérin génère un déplacement transmis au TF par l'intermédiaire du bras de levier. En réaction, le TF produit une force qui est fonction de sa longueur et de sa vitesse d'extension. Pour lui imposer ce mouvement, le vérin doit produire une force  $F_{v,tot}$ . Cependant, seulement une partie de cette force est utilisée pour actionner le TF. En effet, la force  $F_{v,tot}$  peut être décomposée en une composante utile et une composante dynamique.

$$F_{v,tot} = F_{v,utile} + F_{v,dyn}$$

La composante utile  $F_{v,utile}$  se réfère à la force appliquée sur le TF. La composante dynamique  $F_{v,dyn}$  est utilisée pour mettre en mouvement tous les corps qui composent l'assemblage (représentés en bleu sur la Figure 5.1 : bras de levier, capteur, supports en U, axes, ...). Bien que cette composante dynamique soit nécessaire à l'application du déplacement, son travail ne contribue pas à l'effet utile de la machine.

La Figure 5.2 montre l'évolution du ratio entre la composante dynamique et la force maximale que le vérin peut produire (3000 N) en fonction de la fréquence d'actionnement. Elle est obtenue en forçant à 0 N la force produite par le TF et en fixant la course du vérin.

La longueur du vérin est imposée par une fonction sinusoïdale :

$$L_v = c_v \sin(2\pi ft)$$

Où  $c_v$  définit la distance parcourue par le vérin pour un angle de  $30^\circ$  balayé symétriquement par le bras de levier autour de sa position horizontale.

Durant le dimensionnement, des mesures ont été prises pour réduire la composante dynamique de la force en réduisant la masse des composants en mouvement. Pour le bras de levier, pièce qui contribue le plus à l'inertie des pièces en mouvement, des lumières y ont été usinées pour réduire sa masse de 185 g (92.5g par bras de levier, voir 3.5.1). Les lignes en traits discontinus sont les résultats de simulations avec l'inertie du bras de levier sans lumières (Fig.5.2). Le graphe de droite (Fig.5.3) donne le gain de force obtenu par l'ajout de ces lumières.

$$Gain = \frac{F_{v,sans\ lumières} - F_{v,avec\ lumières}}{F_{v,sans\ lumières}} \times 100$$

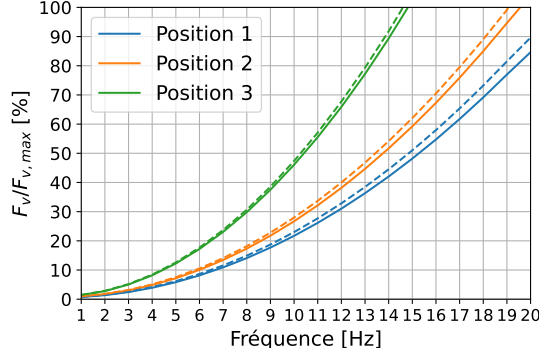


FIGURE 5.2 – Proportion de la force indésirable en fonction de la fréquence à amplitude maximale ( $\theta = 15$  deg)

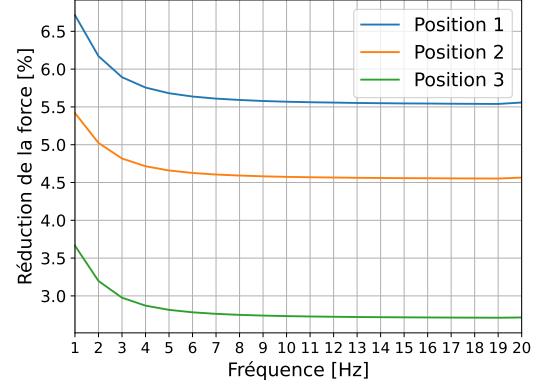


FIGURE 5.3 – Réduction de la composante de force dynamique par l'ajout de lumières en fonction de la fréquence ( $\theta = 15$  deg)

Comme attendu, la force que doit produire le vérin pour actionner le bras de levier augmente avec la fréquence. De plus, le graphe de la Figure 5.2 montre qu'au plus le TF est positionné à droite sur le bras de levier (c.f. Fig.3.8 et sa remarque), au plus la force est grande. Cette observation se confirme par le graphe de la Figure 5.3. Lorsque le TF est changé de position vers la droite, les supports en U, les rotules, les pièces d'encastrement et les axes sont éloignés de l'axe 1. Par conséquent, l'amplitude de leurs mouvements est augmentée, ainsi que les accélérations qui leur sont appliquées. L'impact relatif de ces pièces sur la force dynamique est donc d'autant plus grand. L'inertie du bras de levier n'est pas modifiée mais son impact relatif est diminué. Par conséquent, au plus la position du TF est à droite, au plus le gain est faible.

Sur le graphe de la Figure 5.2, la force dynamique y est montrée en fonction de la fréquence pour une amplitude constante. En réalité, une application à haute fréquence se fait à plus faible amplitude. La Figure 5.4 montre l'amplitude maximale à laquelle le TF peut être actionné en fonction de la fréquence de telle sorte que la force produite par le vérin reste en dessous de 10% de sa force maximale (3000 N).

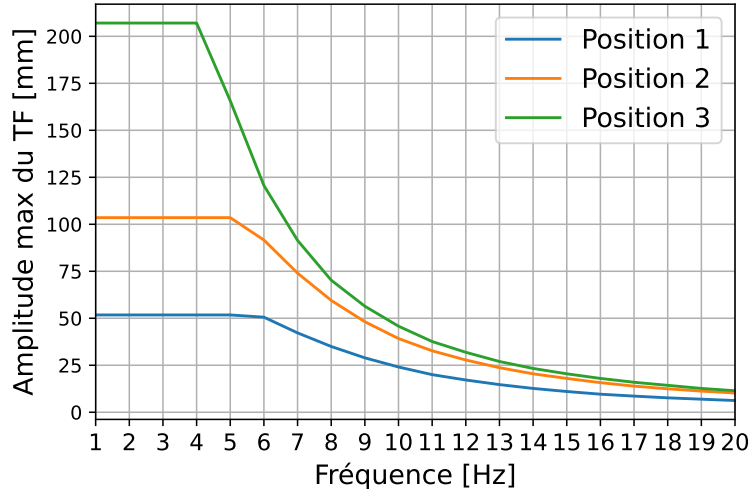


FIGURE 5.4 – Amplitude d'actionnement maximale du TF en fonction de la fréquence pour  $F/F_{max} = 0.1$

Pour les basses fréquences, c'est la limite sur l'angle  $\theta$  imposé pendant la phase de design préliminaire ( $15^\circ$ ) qui limite l'amplitude. Les accélérations linéaires et angulaires des corps en mouvement sont suffisamment faibles pour que la force dynamique soit négligeable (par rapport au critère de 10%). A partir d'une certaine fréquence, les accélérations deviennent suffisantes pour atteindre ce critère et limiter l'amplitude du TF. Par exemple, pour une application dont la fréquence peut atteindre 10 Hz, si l'utilisateur souhaite pouvoir appliquer une force de 8100 N ( $3 \times (3000 - 0.1 \times 3000)$ ) sur le TF, celui-ci ne doit pas avoir un débattement supérieur à 25 mm.

### 5.3 Erreurs de positionnement

La relation analytique qui lie la longueur du vérin à la longueur du TF dépend des paramètres géométriques définis dans le modèle 2D (Fig.3.19). Par conséquent, pour que la longueur réellement imposée au TF corresponde à la longueur que la simulation a renseigné au contrôleur du démonstrateur, il faut que la géométrie du banc de test corresponde exactement aux valeurs des paramètres implémentés dans le contrôleur. Comme une précision parfaite n'est pas atteignable en pratique, l'impact d'une erreur de positionnement de l'axe TF 3 est étudié ci-dessous.

Pour cette étude, le banc de test est configuré pour correspondre aux caractéristiques de la suspension de vélo utilisée comme TF de référence dans ce mémoire. Il s'agit d'un ressort de compression dont la longueur neutre est de 150 mm. Le bras de levier est horizontal lorsque  $L_{TF}$  correspond à sa longueur neutre. La position verticale de référence de l'axe TF 3 est donc de 315.7 mm. Le TF est actionné en compression. Le bras de levier parcourt les angles  $\theta$  compris entre  $0^\circ$  (horizontal) et  $-15^\circ$  (incliné vers le bas).

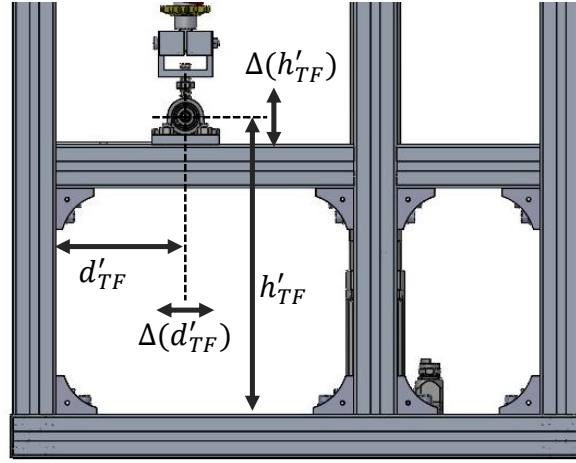


FIGURE 5.5 – Erreur de positionnement

Le graphe de la Figure 5.6 donne l'erreur commise sur la longueur du TF ( $\Delta L_{TF}$ ) pour une erreur de positionnement horizontal ( $\Delta(d'_{TF})$ ) de l'axe TF 3 autour de la position théorique ( $\Delta(d'_{TF}) = 0$ ). La longueur du TF est calculée pour le cas où la position de l'axe TF 3 est parfaitement connue et pour le cas où cette position est décalée. La longueur du vérin est fixée et la même pour les deux cas mais la longueur du TF est par conséquent différente.

$$\Delta L_{TF} = L_{TF}|_{\Delta(d'_{TF})} - L_{TF}|_{\Delta(d'_{TF})=0}$$

Les lignes continues sont les erreurs commises avec une erreur positive de  $\Delta(d'_{TF}) = 1mm$ . Les lignes en traits discontinus sont les erreurs pour  $\Delta(d'_{TF}) = -1mm$ . Le graphe de la Figure 5.7 suit le même raisonnement mais pour un décalage vertical de la position de l'axe TF 3. Lorsque l'erreur horizontale est étudiée, l'axe TF 3 est parfaitement positionné à sa position de référence verticale, et inversement.

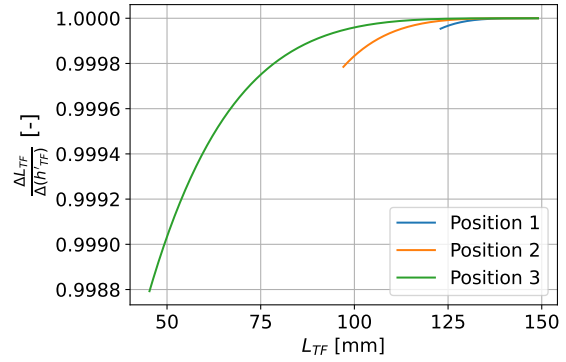
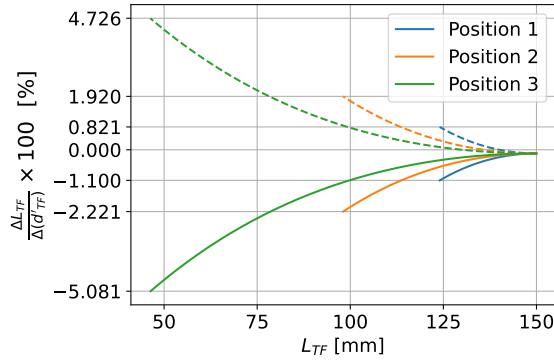


FIGURE 5.6 – Décalage horizontal de l'axe TF 3 : Erreur commise sur  $L_{TF}$  par rapport à l'erreur sur  $d'_{TF}$  autour de la position de référence  $\Delta(d'_{TF}) = 0$  FIGURE 5.7 – Décalage vertical de l'axe TF 3 : Erreur commise sur  $L_{TF}$  par rapport à l'erreur sur  $h'_{TF}$  autour de la position de référence  $\Delta(h'_{TF}) = 0$

Pour un décalage horizontal, au plus la position est petite (proche de l'axe 1), au plus l'erreur grandit vite pour une longueur  $L_{TF}$  qui s'éloigne de 150 mm. Par conséquent, pour une même longueur  $L_{TF}$ , la différence entre la longueur  $L_{TF}$  réellement appliquée et la consigne donnée par la simulation est plus faible pour une grande position. La précision du banc est donc meilleure. Par exemple, pour  $L_{TF} = 100\text{mm}$ , la position 2 donne une erreur  $\Delta L_{TF} = 0.0192 \times \Delta(d'_{TF})$  alors que la position 3 donne  $\Delta L_{TF} = 0.00821 \times \Delta(d'_{TF})$ . Cependant, au plus la position est à gauche, au plus le débattement du TF est faible. Donc, l'erreur maximale commise sur  $L_{TF}$  est plus grande pour les grandes positions. Dans tous les cas, fort heureusement, le manque de précision dans le positionnement de l'axe TF 3 impacte très peu la longueur effectivement imposée au TF. En effet, la cinématique de l'assemblage divise par au moins un facteur 20 l'imprécision.

Pour un décalage vertical, la variation de l'erreur commise sur  $L_{TF}$  est extrêmement faible. En effet,  $\Delta L_{TF}$  est très proche de  $\Delta(h'_{TF})$  (leur ratio est proche de 1) pour toutes les valeurs de  $L_{TF}$ . L'erreur s'écarte de seulement  $0.12\% \times \Delta(h'_{TF})$  entre la longueur neutre du TF et sa position la plus déformée (47 mm). La cinématique de l'assemblage ne réduit presque pas le manque de précision. Une erreur  $\Delta(h'_{TF})$  se retrouvera au moins à 99.88 % dans la longueur réellement imposée au TF. L'erreur n'est néanmoins pas démultipliée par la cinématique.

En conclusion, l'utilisateur doit apporter une attention particulière au positionnement vertical de l'axe TF 3. Le positionnement horizontal requiert moins de précision car la cinématique de la transmission réduit fortement l'erreur. Pour gagner en précision, des cales ont été fabriquées (Fig.5.8) pour faciliter le positionnement horizontal car leurs dimensions pour les trois positions sont connues. Elles ont été découpées par une découpeuse laser qui représentait l'équipement le plus précis à disposition. La longueur de la cale verticale dépend en revanche du TF utilisé car le guide horizontal est libre d'être positionné à la hauteur souhaitée (Fig.5.9).

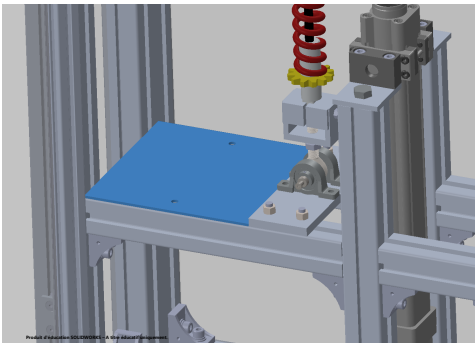


FIGURE 5.8 – Cale horizontale pour la position 2

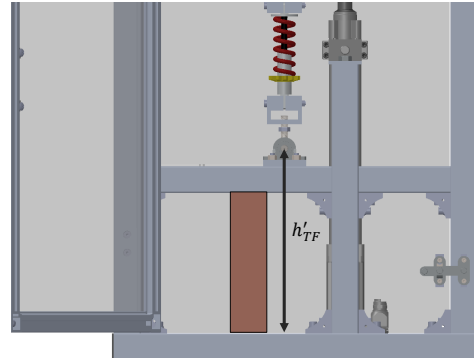


FIGURE 5.9 – Emplacement de la cale verticale

## 5.4 Compliance machine

Lors du dimensionnement, les déformations de tous les composants ont été calculées dans les situations qui représentent leurs pires cas de chargement. La somme de ces déformations équivaut à 560  $\mu\text{m}$ . Cette valeur donne une estimation de la précision théorique minimale que le banc de test garantit. Cependant, cette valeur suppose que la structure est parfaitement rigide. Cette hypothèse suppose que la structure ne se déforme pas, hormis le guide horizontal dont la déformation est non négligeable. Un test expérimental a donc été réalisé pour évaluer la compliance de la machine réelle. Ce test a été réalisé en remplaçant le TF par une tige filetée rigide. Son diamètre est suffisant pour que sa déformation soit négligeable.

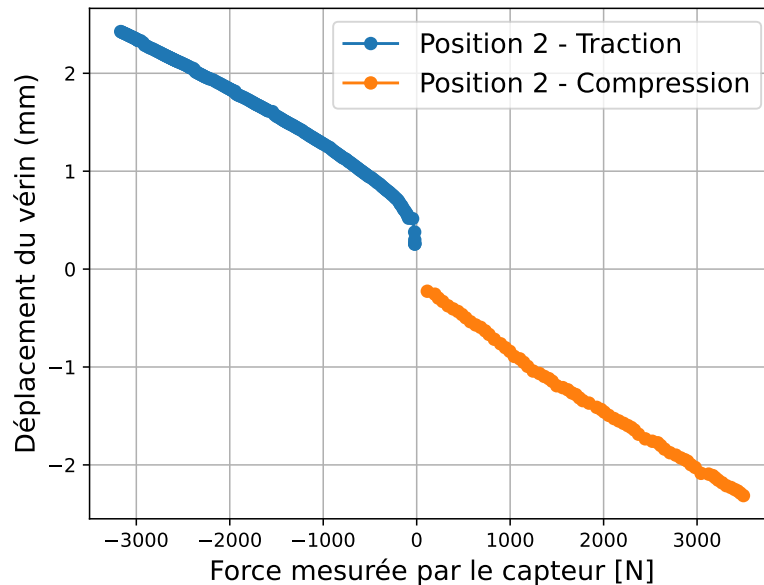


FIGURE 5.10 – Test expérimental - Compliance machine

La Figure 5.10 montre que la déformation réelle du système est environ un ordre de grandeur supérieur à l'estimation de la déformation théorique. En effet, celle-ci est estimée à 560  $\mu\text{m}$  pour le pire cas (9000 N) alors que la déformation réelle s'élève à plus de 2 mm à 3000 N.

En conclusion, la déformation de la structure, dans son état actuel, est non négligeable par rapport aux déformations des autres pièces mécaniques. En effet, comme la tige est supposée indéformable, c'est la structure qui se déforme sous l'action du vérin. Il est probable que les équerres qui lient les profilés de la structure ne fournissent pas une rigidité suffisante. Il est donc nécessaire de renforcer la structure pour améliorer la précision globale. Il serait par exemple judicieux d'ajouter des profilés en diagonale pour contre-venter la structure et la rigidifier. Comme expliqué précédemment, les panneaux de protection pourraient également jouer ce rôle.

# Conclusion

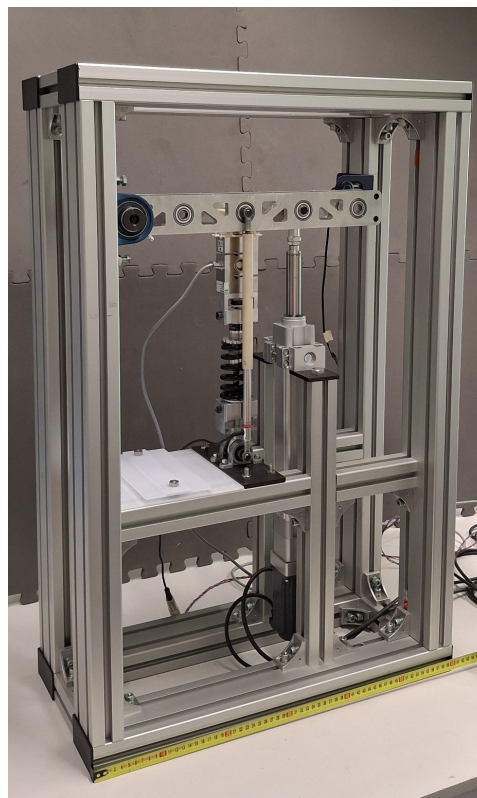
## 5.5 Conclusion

L'objectif de ce mémoire était de concevoir et de fabriquer la partie mécanique d'un démonstrateur électromécanique capable de réaliser des simulations Hardware-In-the-Loop avec Robotran.

Pour ce faire, la méthode de conception de Pahl et Beitz a été appliquée durant la phase de travail théorique. La première étape a été de comprendre, au travers des outils proposés par cette méthode, les attentes des promoteurs de ce mémoire. Différentes solutions techniques ont été imaginées pour répondre à ces attentes. Après plusieurs itérations sur le design et le dimensionnement des pièces qui le composent, une version définitive du design du démonstrateur a été obtenue.

Suite à cela, la phase pratique de fabrication a pu débuter. Le résultat du travail théorique a été concrétisé en un prototype réel installé dans les locaux de l'UCLouvain.

Ensuite, les performances du système ont été évaluées. Un modèle théorique a permis de calculer ses caractéristiques. Elles dépendent de tous les choix posés pendant les étapes antérieures et délimitent les cas d'application qui peuvent être simulés. Les résultats d'un test expérimental sur le prototype ont également permis de comparer la précision théorique à la précision réelle.



Enfin, deux tests de simulation Hardware-In-the-Loop ont été réalisés avec le prototype pour valider son fonctionnement. Leurs résultats sont décrits dans le manuscrit de Guillaume Hisette et Sylvain Bruyr [15]. Malgré quelques améliorations nécessaires pour valider pleinement les objectifs initiaux du mémoire, ces tests démontrent que l'architecture globale (logicielle et matérielle) implémentée dans le démonstrateur est efficace pour réaliser des simulations Hardware-In-the-Loop avec Robotran.

## 5.6 Perspectives

### 5.6.1 Améliorations possibles

La conception du démonstrateur a été réalisée en portant une attention à autant de détails que possible. Cependant, certaines limites du design ont été mises en évidence. Quelques pistes d'amélioration sont présentées ci-dessous.

#### Sécurité

La première mesure à mettre en place est l'ajout des éléments de sécurité. L'analyse de risque présentée plus haut évalue les risques comme acceptables à condition que les panneaux de protection et la porte soient mis en place. Comme expliqué dans la Sous-Section 3.4.2, leur ajout permet de confiner les éléments dangereux à l'intérieur du prototype. Avec l'accord des promoteurs, la priorité a été mise sur l'aspect fonctionnel du prototype. La mise en place de ces pièces sur le prototype a été reportée à une période ultérieure.

#### Rotation de l'assemblage TF

La rotation de l'assemblage TF autour de l'axe qui lie les centres de ses rotules haute et basse a été négligée pendant la phase de conception théorique. Cependant, durant la phase d'assemblage du prototype, cette rotation s'est révélée problématique. En effet, elle fait entrer en contact le capteur et le bras de levier pour certaines valeurs de  $\theta$  comprises entre  $-15^\circ$  et  $+15^\circ$ . Afin de réaliser les premiers tests de simulation HIL, une solution temporaire a été mise en place. Celle-ci réduit l'amplitude maximale de la rotation problématique grâce à une pièce en plastique imprimée en 3D. Cette solution est fonctionnelle mais l'utilisation d'un dispositif plus efficace devrait être étudiée.

#### Précision sur la longueur imposée au TF

Le but du démonstrateur est d'imposer précisément une longueur au TF. Le niveau de précision inscrit dans le cahier des charges n'est pas atteint dans l'état actuel du démonstrateur. Il serait nécessaire d'effectuer des analyses complémentaires afin de déterminer quelles sont les sources d'imprécision et d'identifier des solutions. Certaines pistes ont été évoquées dans ce rapport :

1. Rigidifier la structure par l'ajout de renforts diagonaux. En effet, si l'hypothèse de parfaite rigidité posée par la relation analytique 3.5 n'est pas vérifiée, la longueur est imposée moins précisément.
2. Mise en place d'actions correctives en boucle fermée. Les déformations des pièces mécaniques peuvent être calculées ou mesurées et prises en compte dans la longueur du vérin.
3. Utilisation de cales dont les longueurs ont été tolérancées pour réduire l'incertitude sur le positionnement des éléments importants.

### 5.6.2 Utilisation future

Pour conclure, les résultats des tests expérimentaux de ce projet ont été limités par le temps disponible pour leur réalisation. Le fonctionnement du démonstrateur a bien été démontré pour des cas simples de simulation HIL. Cependant, son fonctionnement n'a pas été vérifié avec des simulations plus élaborées au cours desquelles des fréquences, des amplitudes ou des forces plus importantes entrent en jeu.

Ceci sera réalisé au cours de la thèse de la doctorante en charge du projet. Le prototype lui servira d'outil de travail dans le but de, à terme, prouver qu'il est possible d'utiliser le logiciel Robotran pour réaliser des simulations Hardware-In-the-Loop et prouver que cette approche permet de pallier aux problèmes actuels des simulations purement mathématiques.



## Annexe A

# Table morphologique

# TFE26-690 : Conception d'un démonstrateur électromécanique pour de la simulation HIL.

---

## Table morphologique

---

**Auteur (méca) :** Bastien Debroux

**NOMA :** 52632100

**Promoteurs :** Paul Fisette et Nicolas Docquier

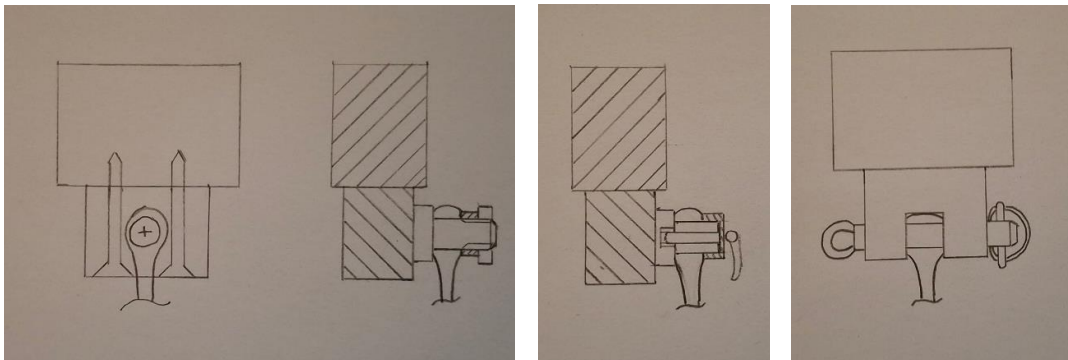
**Assistants :** Marine Boxus et Julien Guiaux  
Brinon

**Date :** 15-11-25

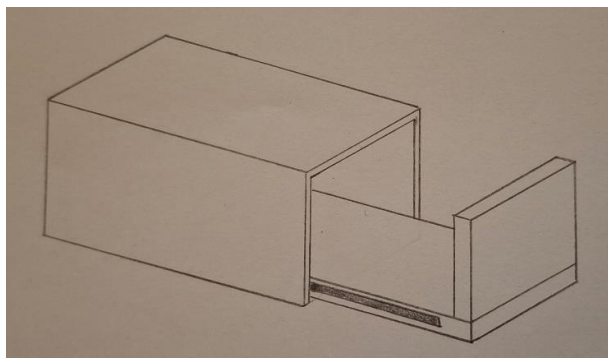
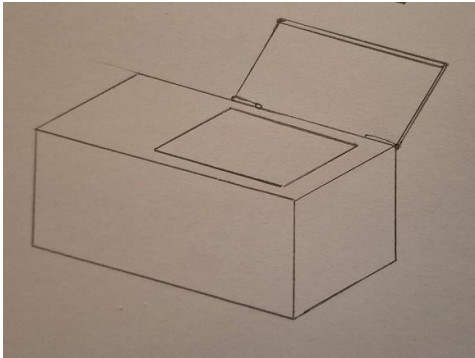
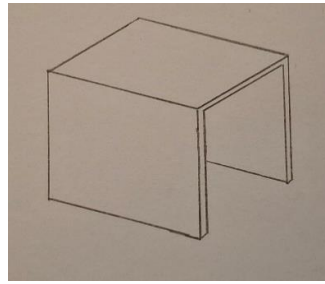
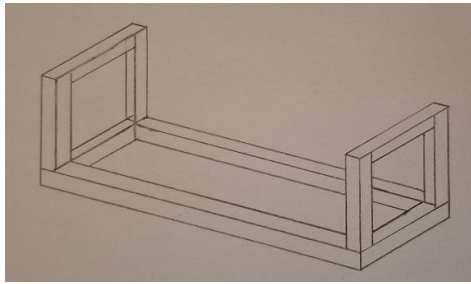
---

### Table morphologique

- 1. FP1 : Maintenir le transmetteur de force
  - 1.1. FT1.1 : Arrimer le point fixe
    - 1.1.1. Profilés extrudés modulaires
    - 1.1.2. Structure mécano-soudée
  - 1.2. FT1.2 : Arrimer le point mobile
    - 1.2.1. Filetage
    - 1.2.2. Attache rapide
    - 1.2.3. Goupille



- 1.3. FT1.3 : Confiner la zone de test
  - 1.3.1. Plexiglass
  - 1.3.2. Structure ouverte
  - 1.3.3. Tôles pliées
  - 1.3.4. Porte d'accès à charnières (verticale ou horizontale)
  - 1.3.5. Porte d'accès à glissières, porte 'guillotine' (verticale ou horizontale)



1.4. FT1.4 : Sécuriser le transmetteur de force

- 1.4.1. Fin de course réglable le long de l'axe de translation
- 1.4.2. Limite de courant (fusible)

2. FP2 : Recevoir les données de consigne

3. FP3 : Appliquer  $q$  et  $\dot{q}$ .

3.1. FT3.1 : Produire le mouvement

- 3.1.1. Moteur pas à pas
- 3.1.2. Moteur AC
- 3.1.3. Moteur DC
- 3.1.4. Actionneur linéaire (magnétique, vis sans fin, ...)
- 3.1.5. Vérin hydraulique/pneumatique

3.2. FT3.2 : Transmettre le mouvement au point mobile

- 3.2.1. Vis sans fin
- 3.2.2. Crémaillère
- 3.2.3. Courroie ou chaîne

3.3. FT3.3 : Guider le mouvement du point mobile

- 3.3.1. Rail de guidage avec chariot sur roulettes
- 3.3.2. Glissières avec chariot sur paliers
- 3.3.3. Rail de guidage en U avec chariot sur roulettes/ sur billes
- 3.3.4. Mécanisme *in situ* (Peaucellier, Tchebyshev<sup>1</sup>, cadre du vélo, ...)

---

<sup>1</sup> [https://fr.tcheb.ru/.data/localdocs/TchebRu\\_kempe.pdf](https://fr.tcheb.ru/.data/localdocs/TchebRu_kempe.pdf)

- 3.4. FT3.4 : Isoler les vibrations
    - 3.4.1. Silent bloc en caoutchouc
- 4. FP4 : Mesurer la force produite
- 5. FP5 : Arrêter le test
  - 5.1. FT5.1 : Arrêter le mouvement
    - 5.1.1. Frein moteur
    - 5.1.2. Frein externe à frottement (motorisé)
    - 5.1.3. Frein externe magnétique (motorisé)
    - 5.1.4. Frein externe à frottement (manuel)
    - 5.1.5. Goupille de sécurité

## Annexe B

# Evaluation des concepts variants

Le tableau ci-dessous reprend l'ensemble des critères utilisés et les notes qui leur ont été attribuées.

[illegible]

## Annexe C

# Assemblage TF - Design définitif

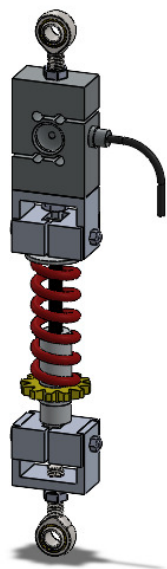


FIGURE C.1 – Assemblage TF - Assemblé

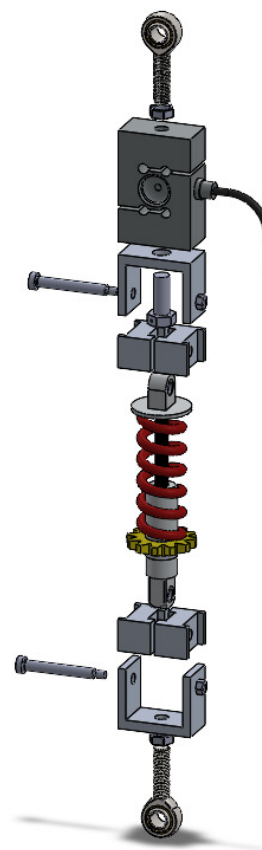


FIGURE C.2 – Assemblage TF - Vue éclatée

## Annexe D

# Liste des pièces

Toutes les pièces mécaniques dimensionnées dans le manuscrit ont été commandées chez le fournisseur de pièces mécaniques Misumi [2]. Le Tableau D.1 liste ces pièces avec leurs références du catalogue Misumi. Tous les liens ont été consultés le 28-05-26. La deuxième page de l'Annexe externe (Nomenclature) donne la correspondance des pièces avec leur référence. Les éléments sans référence pièce sont les pièces sur mesure usinées au CREDEM ou des pièces standards en stock.

TABLE D.1 – Liste des pièces mécaniques du banc de test

| No. Article | Réf. pièce                                                | Nom pièce                  | Qte |
|-------------|-----------------------------------------------------------|----------------------------|-----|
| 1           | DBB3-8-5                                                  | Axe potentiomètre          | 2   |
| A           | Assemblage structure                                      |                            |     |
| A1          | HFS8-4545-110                                             | Traverse courte            | 4   |
| A2          | HFS8-4590-850                                             | Montant                    | 4   |
| A3          | HFS8-4590-600                                             | Traverse longue            | 4   |
| A4          | HFS8-4545-450                                             | Rail vertical              | 2   |
| A5          | HFS8-4545-151                                             | Rail horizontal droit      | 2   |
| A6          | HFS8-4545-314                                             | Rail horizontal gauche     | 2   |
| A7          | JTHAS-SPB-A65-B55-T6-M8-D12-G36-L34-X9                    | Support vérin              | 2   |
| A8          | HFC8-4590-B                                               | Cache                      | 8   |
| A9          | HBLFSNF8-C-SEC                                            | Équerre                    | 38  |
| A10         | RSCB12-30                                                 | Vis d'assemblage           | 2   |
| A11         | HHPV845-6-500-SET                                         | Charnière                  | 1   |
| A12         | HTUA6-AC-495-846                                          | Porte                      | 1   |
| B           | Assemblage TF                                             |                            |     |
| B1          | NOS-T                                                     | Rotule TF                  | 2   |
| B2          |                                                           | Contre-écrou M12           | 2   |
| B3          | HMB S9M                                                   | Capteur                    | 1   |
| B4          |                                                           | Support U - haut (taraudé) | 1   |
| B5          |                                                           | Support U - bas            | 1   |
| B6          |                                                           | TF                         | 1   |
| B7          |                                                           | Pièce d'encastrement       | 2   |
| B8          |                                                           | Entretoise TF              | 2   |
| B9          | CLBR8-55                                                  | Axe TF 2                   | 2   |
| B10         | RCBH12-30                                                 | Vis capteur                | 1   |
| C           | Assemblage support bas                                    |                            |     |
| C1          | JTADS-SPB-A200-B71-T6-X22.5-F155-G40-N8-L83.5-V33-W56-NA5 | Support plat               | 1   |
| C2          | PBT12                                                     | Palier à semelles bas      | 1   |
| C3          | CLBP12-18-4.5                                             | Entretoise axe TF 3        | 2   |
| C4          | FCLDH-D12-L59.5-T3-H17-NC7.9                              | Axe TF 3                   | 1   |
| D           | Assemblage bras de levier                                 |                            |     |
| D1          | CLBRU25-194                                               | Axe 1                      | 1   |
| D2          |                                                           | Bras de levier - droit     | 1   |
| D3          |                                                           | Bras de levier - gauche    | 1   |
| D4          | B6201ZZ                                                   | Roulement à bille          | 8   |
| D5          | DWSSB-D10-V5-L35                                          | Entretoise 35 mm           | 4   |
| D6          | CB5-60                                                    | Vis d'assemblage           | 4   |
| D7          |                                                           | Ecrou d'assemblage         | 4   |
| D8          | HCCG12-59                                                 | Axe TF/vérin               | 2   |
| D9          | CLBP12-18-11.5                                            | Entretoise roulement       | 4   |
| D10         | CLBP25-33-33.7                                            | Entretoise axe 1           | 2   |
| D11         | CPDR25                                                    | Palier à semelles          | 2   |



# Bibliographie

- [1] Michael F. ASHBY. *Materials Selection in Mechanical Design*. Butterworth-Heinemann, 2011. ISBN : 978-1-85617-663-7. URL : <https://doi.org/10.1016/C2009-0-25539-5>.
- [2] *Boutique en ligne Misumi*. Consulté le 29-05-26. URL : <https://fr.misumi-ec.com/>.
- [3] Robert C. JUVINALL et Kurt M. MARSHEK. *Fundamentals of Machine Component Design, Seventh Edition*. EMEA Edition.
- [4] *CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES - S9M Capteur de force*. Consulté le 29-05-26. URL : <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/B03097.pdf>.
- [5] N. CROSS. *Engineering Design Methods : Strategies for Product Design*. Wiley, 2021. ISBN : 9781119724377. URL : <https://books.google.be/books?id=0-cSEAAQBAJ>.
- [6] *Designing with T-Slot Aluminum Extrusions*. Consulté le 29-05-26. URL : <https://docs.vention.io/docs/designing-with-t-slot-aluminum-extrusions>.
- [7] *Electric cylinders ESBF, with spindle drive*. Consulté le 29-05-26. URL : [https://www.festo.com/media/catalog/203032\\_documentation.pdf](https://www.festo.com/media/catalog/203032_documentation.pdf).
- [8] P. FISETTE et J. C. SAMIN. « ROBOTRAN : Symbolic Generation of Multi-Body System Dynamic Equations ». In : *Advanced Multibody System Dynamics : Simulation and Software Tools*. Sous la dir. de Werner SCHIEHLEN. Dordrecht : Springer Netherlands, 1993, p. 373-378. ISBN : 978-94-017-0625-4. DOI : 10.1007/978-94-017-0625-4\_21. URL : [https://doi.org/10.1007/978-94-017-0625-4\\_21](https://doi.org/10.1007/978-94-017-0625-4_21).
- [9] Claude HAZARD, André RICORDEAU et Claude CORBET. *Méthode Active de Dessin Technique*. Casteilla.
- [10] M KÄHLER et al. « Development of a Biomechanical Multibody Model for the Hardware-in-the-Loop Simulation of Total Hip Endoprostheses ». In : mai 2011. DOI : 10.13140/2.1.2372.4487.
- [11] *Notice de montage*. Consulté le 29-05-26. URL : <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/A03019.pdf>.
- [12] G. PAHL et al. *Engineering Design : A Systematic Approach*. Engineering Design : A Systematic Approach. Springer London, 2006. ISBN : 9781846283185. URL : <https://books.google.be/books?id=qsKNwB2gL5wC>.
- [13] P. RIGHETTINI et al. « Test bench design for motorcycle suspensions HIL test ». In : juin 2006.
- [14] Pouria SARHADI et Samereh YOUSEFPOUR. « State of the art : hardware in the loop modeling and simulation with its applications in design, development and implementation of system and control software ». In : *International Journal of Dynamics and Control* 3.4 (1<sup>er</sup> déc. 2015), p. 470-479. ISSN : 2195-2698. DOI : 10.1007/s40435-014-0108-3. URL : <https://doi.org/10.1007/s40435-014-0108-3>.
- [15] Guillaume Hisette et SYLVAIN BRUYR. « Démonstrateur électromécanique pour de la simulation Hardware-In-the-Loop : conception mécatronique ». In : *Dial UCLouvain* (2026).
- [16] Michal VOREL et al. « AlMgSc alloy 5028 status of maturation ». In : *7TH EUROPEAN CONFERENCE FOR AERONAUTICS AND SPACE SCIENCES (EUCASS)* (2017).
- [17] Peter WONG. *Ultimate Guide to T-Slot Aluminum Profiles for Engineering*. Consulté le 29-05-26. URL : [https://www.ptsmake.com/ultimate-guide-to-t-slot-aluminum-profiles-for-engineering/#Assembly\\_Methods\\_Connection\\_Hardware\\_Options](https://www.ptsmake.com/ultimate-guide-to-t-slot-aluminum-profiles-for-engineering/#Assembly_Methods_Connection_Hardware_Options).



UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN  
École polytechnique de Louvain

Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | [www.uclouvain.be/epl](http://www.uclouvain.be/epl)