UCLouvain

École polytechnique de Louvain

Conception d'un banc d'essai et développement d'un modèle de simulation dynamique pour un véhicule Maglev à suspension électrodynamique hélicoïdale

Auteurs: **Thomas Dineur, Thomas Samson**
Promoteurs: **Bruno Dehez, Benoit Herman**
Lecteurs: **Alexandra Georgopoulos, Julien Guiaux Brinon**
Année académique 2025–2026
Master [120] : Ingénieur Mécanicien

Résumé

Les systèmes de transport à lévitation magnétique représentent une alternative prometteuse aux technologies ferroviaires conventionnelles en raison de l'absence de contact mécanique entre le véhicule et la voie. Cette caractéristique permet de réduire les frottements, l'usure, la maintenance, ainsi que le bruit et les vibrations, tout en autorisant des vitesses plus élevées. Parmi les différentes technologies de lévitation magnétique, les systèmes à suspensions électrodynamiques (EDS) présentent un intérêt particulier en raison de leur stabilité passive à haute vitesse. Dans ce contexte, le concept de roues électrodynamiques hélicoïdales (HEDW) permet d'assurer simultanément la lévitation, le guidage et la propulsion du véhicule. Toutefois, le comportement fortement couplé de ces systèmes, leur dépendance à la vitesse et leur complexité dynamique constituent encore des verrous technologiques majeurs.

Ce mémoire étudie un système de lévitation reposant sur des roues électrodynamiques hélicoïdales. Un modèle dynamique du véhicule est développé et implémenté sous la forme d'un outil de simulation. Celui-ci permet d'analyser l'influence de différents paramètres géométriques et mécaniques sur les performances et la stabilité passive du système, ainsi que de comparer plusieurs configurations de véhicule. Cette étude met notamment en évidence les limites des lois de force disponibles et la nécessité de mieux caractériser certains phénomènes dynamiques, tels que l'amortissement transversal.

Face à ces limites numériques, la construction physique du système prend tout son sens. Un banc d'essai a ainsi été conçu afin de préparer la validation expérimentale du modèle et d'étendre la compréhension dynamique de ces systèmes. Une partie importante du travail est consacrée au dimensionnement du dispositif, à l'identification de ses composants critiques et à leur validation expérimentale.

Les résultats obtenus mettent en évidence les enjeux liés à la stabilité du système et soulignent la nécessité de développer des stratégies de contrôle adaptées. Ces travaux constituent ainsi une base pour de futures recherches visant à identifier et à caractériser les paramètres clés des systèmes de lévitation électrodynamique reposant sur des roues électrodynamiques hélicoïdales, puis à en optimiser les performances et le contrôle.

Remerciements

Ce mémoire de fin d'études n'aurait pas pu voir le jour sans le soutien, l'accompagnement et la disponibilité de nombreuses personnes.

Nous tenons tout d'abord à remercier nos promoteurs, Bruno Dehez et Benoit Herman, pour leur encadrement, leurs conseils avisés, leur disponibilité, leur expertise constructive ainsi que pour la confiance qu'ils nous ont accordée tout au long de ce travail.

Nous remercions également la plateforme CREDEM pour son accueil. Nous adressons plus particulièrement nos remerciements à Simon Dejaeger et Franck Hesbois pour leur aide technique, leur accompagnement et les échanges constructifs qui ont contribué à l'avancement de ce projet, notamment lors des différentes étapes de conception, de réalisation et de validation du banc de test.

Nous tenons également à remercier Jérôme Leclère ainsi que toute l'équipe du Makilab pour leur aide précieuse, leur disponibilité et leur expertise dans le cadre de l'impression 3D de nos pièces.

Nos remerciements s'adressent également à Catherine Doneux pour nous avoir accueillis au LEMSC. Nous remercions aussi Quentin Mestrez, dont l'aide et la disponibilité ont été essentielles à la réalisation des essais de collage.

Nous tenons également à remercier Alexandra Georgopoulos pour son suivi, sa disponibilité et ses réponses à nos questions tout au long de ce travail.

Nous adressons également nos sincères remerciements aux membres du jury pour le temps consacré à la lecture et à l'évaluation de ce mémoire, ainsi que pour l'intérêt porté à notre travail.

Nous adressons enfin nos remerciements aux membres du jury pour le temps consacré à l'évaluation de ce mémoire et pour l'intérêt porté à ce projet.

Enfin, nous exprimons notre sincère reconnaissance à nos familles et à nos amis pour leur soutien constant et leurs encouragements durant ces années d'études.

Utilisation de l'intelligence artificielle

L'intelligence artificielle, en particulier ChatGPT, a été utilisée de manière responsable comme outil d'aide à la rédaction, à la reformulation et à la correction orthographique.

Table des matières

Résumé **I**

Remerciements **III**

Table des matières **IV**

Table des figures **VIII**

Liste des tableaux **XIII**

Termes et abréviations **XVII**
Acronymes et notations XVII

1 Introduction générale **1**
1.1 Contexte du transport à lévitation 1
1.2 Technologies de lévitation magnétique 1
1.3 Roues électrodynamiques 2
1.4 Vers les roues électrodynamiques hélicoïdales 2
1.5 Problématique dynamique 2

2 Objectifs, périmètre et méthodologie du mémoire **5**
2.1 Objectifs du mémoire 5
2.2 Périmètre de l'étude 6

3 Contexte technique et état de l'art **9**
3.1 Principe des suspensions électrodynamiques 9
3.2 Roues électrodynamiques hélicoïdales 10
3.3 Paramètres influençant les efforts roue-rail 11
3.4 Modélisation des efforts électrodynamiques 12
3.5 Dynamique et besoin de contrôle 12
3.6 Bancs d'essai et validation expérimentale 13

4 Modèle dynamique **15**
4.1 Objectif du modèle 15
4.2 Hypothèses de modélisation 17
4.3 Référentiels, degrés de liberté et état du véhicule 18
4.4 Masse, centre de gravité et inerties 19
4.4.1 Centre de gravité 19
4.4.2 Moments d'inertie du châssis 20
4.4.3 Contribution des roues aux inerties 20
4.5 Passage de l'état global aux grandeurs locales roue-rail 21
4.5.1 Configuration nominale 21
4.5.2 Calcul des grandeurs locales roue-rail 21

4.6 Origine et rôle des données utilisées pour les forces locales 23
4.7 Modèle local de force d'une roue 24
4.7.1 Ajustement fréquentiel des forces 25
4.7.2 Dépendance spatiale roue-rail 26
4.7.3 Prise en compte du glissement 26
4.7.4 Dépendances dynamiques non modélisées 27
4.7.5 Prise en compte du sens des forces locales 27
4.7.6 Inclinaison locale des rails 28
4.8 Passage des forces locales aux forces globales 29
4.8.1 Résultante des forces 29
4.8.2 Moments générés par les roues 30
4.9 Équations du mouvement 31
4.9.1 Dynamique de translation 31
4.9.2 Dynamique de rotation 33
4.10 Intégration numérique 34
4.11 Blocage de degrés de liberté 34
4.12 Formulation dynamique linéarisée du véhicule HEDW 35
4.12.1 Limites de l'amortissement électrodynamique 37
4.13 Résultats et discussion 38
4.13.1 Validation qualitative du modèle dynamique 38
4.13.2 Méthode de comparaison des configurations 40
4.13.3 Résultats des études paramétriques 41
4.14 Discussion qualitative sur le nombre de roues 44
4.15 Conclusion du chapitre 45

5 Aperçu global et méthodologie **47**
5.1 Objectifs du banc d'essai 47
5.2 Données d'entrée et contraintes de dimensionnement 48
5.3 Décomposition en sous-systèmes 49
5.4 Contrôle spatial et positionnement 49
5.5 Méthodologie de conception 51

6 Structure et architecture du banc d'essai **53**
6.1 Structure fixe 55
6.2 Support de rail et plaque pivotante 57
6.2.1 Support de rail : maintien et réglage du roulis 57
6.2.2 Plaque pivotante et réglage du lacet 58
6.3 Support de bras : ancrage et positionnement 61
6.3.1 Cinématique de positionnement (translations Y et Z) 61
6.3.2 Plaque d'ancrage et isolation mécanique 62
6.4 Mécanisme de largage et fin de course 64
6.4.1 Limitation de course et verrouillage par butées 64
6.4.2 Mécanisme de largage 65
6.4.3 Validation expérimentale du mécanisme de largage 66
6.5 Confinement et sécurité 68
6.5.1 Enceinte de protection 68
6.6 Synthèse des solutions cinématiques 70

7 Bras et support d'unité d'entraînement **71**
7.1 Fonction du sous-système . . . 71
7.1.1 Fonction du guidage et exigences associées . . . 72
7.1.2 Choix de l'architecture à bras oscillant . . . 72
7.1.3 Validation cinématique de la pseudo-translation . . . 73
7.2 Définition des interfaces mécaniques . . . 74
7.2.1 Interface véhicule : emplacement du capteur de forces . . . 75
7.2.2 Interface bâti : axe de rotation et précontrainte . . . 76
7.3 Dimensionnement structurel du bras . . . 77
7.3.1 Optimisation topologique (méthode SIMP) . . . 78
7.3.2 Itérations statiques . . . 79
7.3.3 Définition de l'épaisseur par optimisation sous contrainte . . . 81
7.4 Prototypage et validation expérimentale . . . 82
7.4.1 Modèles à l'échelle 1 :2 . . . 82
7.4.2 Montage expérimental . . . 83
7.4.3 Méthode de mesure par amplification angulaire . . . 84
7.4.4 Influence de la topologie interne et des paramètres d'impression 85
7.5 Conclusion de validation . . . 87

8 Échangeur thermique du rail **89**
8.1 Présentation du sous-système et nécessité du refroidissement . . . 89
8.2 Contraintes et hypothèses de dimensionnement . . . 91
8.3 Sélection du concept de refroidissement . . . 93
8.4 Pré-dimensionnement de la chemise d'eau . . . 94
8.4.1 Hypothèses géométriques et notations . . . 94
8.4.2 Débit d'eau nécessaire . . . 96
8.4.3 Coefficient d'échange convectif requis . . . 97
8.4.4 Choix de l'épaisseur du canal hydraulique . . . 98
8.4.5 Synthèse du pré-dimensionnement . . . 100
8.5 Simulation numérique et sélection du concept . . . 100
8.5.1 Configurations de sortie d'eau étudiées . . . 101
8.5.2 Comparaison thermique et sélection du concept . . . 102
8.6 Prototypage . . . 103
8.6.1 Choix de matériau, d'assemblage et de raccordement . . . 104
8.6.2 Vérification mécanique de l'assemblage collé . . . 105
8.6.3 Essais d'étanchéité . . . 105
8.7 Tests finaux de l'échangeur thermique . . . 107
8.7.1 Montage expérimental . . . 107
8.7.2 Caractérisation expérimentale . . . 108
8.7.3 Synthèse des résultats . . . 109
8.7.4 Conditions d'exploitation recommandées . . . 109
8.7.5 Conclusion de validation . . . 110

9 Conclusion générale **111**
9.1 Conclusion . . . 111
9.2 Perspectives . . . 111

Bibliographie **113**

A Annexes **117**
Annexes relatives au chapitre 4 – Modèle dynamique 117
A.1 Dynamique de référence 117
A.2 Dynamique 121
A.3 Annexe – Largeur de voie 125
A.4 Annexe – Empattement 129
A.5 Annexe – Longueur du châssis 133
A.6 Annexe – Largeur du châssis 137
A.7 Annexe – Position verticale des roues 141
A.8 Annexe – Épaisseur du châssis 145
Annexes relatives au chapitre 5 – Aperçu global et méthodologie 149
A.9 Cahier des charges 149
A.10 Graphe fonctionnel 152
Annexes relatives au chapitre 6 – Structure et architecture du banc d'essai . 153
A.11 Concepts variants du support de rail 153
A.12 Concept variant du mécanisme de largage 155
A.13 Validation FEM de la rigidité du pied 156
A.14 Rigidité des profilés 157
A.15 Modélisation viscoélastique du TPU 158
Annexes relatives au chapitre 7 – Bras et support d'unité d'entraînement . . 159
A.16 Interface véhicule : Positionnement du capteur de force 159
A.17 Calculs de sensibilité 161
A.18 Discussion sur les concepts variants du bras et itérations 162
A.19 Glissement en rotation et clamage 164
A.20 Méthode SIMP 165
A.21 PLA 167
A.22 Facteur d'échelle 168
Annexes relatives au chapitre 8 – Échangeur thermique du rail 169
A.23 Justification de la température admissible selon l'ISO 13732-1 169
A.24 Variations des efforts en fonction de la température 170
A.25 Chaleur à évacuer au rail 171
A.26 Géométrie à ailettes et concepts de refroidissement non retenus 172
A.27 Comparaison de la solution à ailettes et de la solution à eau 173
A.28 Simulation numérique et comparaison thermique des configurations . . 175
A.29 Prototypage de l'échangeur 177
A.30 Matériaux du corps de l'échangeur 179
A.31 Raccords 180
A.32 Validation de l'étanchéité de l'échangeur 181
A.33 Validation mécanique de l'échangeur 182
A.34 Fiche technique LOCTITE AA 330 185
A.35 Procédure et résultats des essais de l'échangeur 188
A.36 Plans mécaniques 195

Table des figures

2.1 Articulation entre la modélisation dynamique et le banc d'essai. 7

3.1 Roue électrodynamique hélicoïdale et efforts générés lors de son interaction avec la voie conductrice. 10
3.2 Schéma des paramètres géométriques. 11
3.3 Exemples de bancs expérimentaux pour des roues électrodynamiques. . 14

4.1 Vue générale du véhicule modélisé, mettant en évidence le châssis, les roues électrodynamiques hélicoïdales et les rails conducteurs. 15
4.2 Organisation générale du modèle dynamique. 16
4.3 Définition des référentiels utilisés pour le modèle dynamique du véhicule. 18
4.4 Définition des trois rotations du véhicule : roulis, tangage et lacet. . . . 19
4.5 Définition des dimensions principales du châssis et des distances géométriques utilisées dans le modèle. 20
4.6 Définition des positions utilisées dans le modèle dynamique. 22
4.7 Calcul des grandeurs locales roue-rail à partir de l'état global du véhicule. 22
4.8 Rôle des données dans la construction des lois de force utilisées par le modèle dynamique. 23
4.9 Architecture de construction des facteurs d'échelle normalisés (fréquentiel, spatial et glissement) pour chaque composante k des forces. 25
4.10 Définition du sens du pas hélicoïdal et repère local (x, y, z). 27
4.11 Orientation des composantes de force en fonction de la configuration de la roue. L'axe x porte la force de propulsion F_x, l'axe y la force de guidage F_y, et l'axe z (pastille verte vers l'observateur) la force de lévitation F_z. 28
4.12 Définition du repère local associé à un rail incliné. 28
4.13 Assemblage des forces locales de roue en efforts globaux appliqués au véhicule. 29
4.14 Directions principales utilisées dans les équations du mouvement. Le plan longitudinal est associé à l'avancement et à la lévitation, tandis que le plan latéral est associé au guidage et à la lévitation. 31
4.15 Illustration de la dynamique de rotation du véhicule autour du centre de gravité G. 33
4.16 Boucle d'intégration numérique utilisée pour faire évoluer l'état du véhicule dans le temps. 34
4.17 Vue de dessus du système et orientation des composantes de force appliquées aux roues hélicoïdales. 39
4.18 Configuration de référence utilisée pour la validation qualitative du modèle. 39
4.19 Définition des paramètres géométriques étudiés : a et b désignent les dimensions principales du châssis, c son épaisseur, L_r l'empattement, e_r la largeur de voie et z_w la position verticale des roues. 40

5.1 Vue d'ensemble du banc d'essai. 47
5.2 Décomposition du banc d'essai en sous-systèmes fonctionnels. 49

6.1 Repère spatial de référence. 53
6.2 Décomposition fonctionnelle de l'architecture du banc d'essai en cinq sous-systèmes. 54
6.3 Principe global de transmission des efforts dans l'architecture du banc. . 54
6.4 Structure fixe du banc d'essai avec repère associé. 55
6.5 Détail des interfaces d'assemblage et de réglage de la plaque support. . . 56
6.6 Support de rail et plaque pivotante avec repère associé. 57
6.7 Décomposition du support de rail, interface imprimée et pied usiné. . . 58
6.8 Plaque pivotante assurant le réglage du lacet. 59
6.9 Modularité spatiale offerte par la plaque pivotante. 59
6.10 Détail des interfaces d'assemblage et de réglage de la plaque pivotante. . 59
6.11 Support du bras oscillant monté sur la structure fixe avec repère associé. 61
6.12 Détail du support du bras oscillant avec repères des principaux sous-ensembles. 61
6.13 Composants d'ajustement et de guidage du support. 62
6.14 Vue d'ensemble du support micrométrique, identification des repères principaux et détail du sous-assemblage associé. 62
6.15 Vue d'ensemble du système de contrôle vertical : mécanisme de largage et butées de sécurité. 64
6.16 Butée de limitation de course verticale montée sur le profilé du châssis. . 64
6.17 Mécanisme de largage par rétraction élastique associant une pièce en TPU et un électroaimant. 65
6.18 Dynamique de rétraction du mécanisme. 66
6.19 Enceinte de confinement avec repérage des principaux éléments d'architecture. 68

7.1 Vue d'ensemble du bras oscillant et de son axe de rotation. 71
7.2 Rôle fonctionnel du sous-système de guidage. 71
7.3 Schéma géométrique de l'approximation quasi-linéaire du bras oscillant. 73
7.4 Interface entre le bras oscillant et son support, avec repérage des plans de référence. 74
7.5 Identification de l'unité d'entraînement et du capteur. 75
7.6 Principe de fixation du bras sur l'arbre. 76
7.7 Détail de l'assemblage de l'axe de rotation. 77
7.8 Définition de l'enveloppe de conception et des paramètres de l'étude d'optimisation topologique. 78
7.9 Reconstruction CAO de la pièce finale à partir du résultat d'optimisation topologique. 79
7.10 Déplacement et déformation résultante. 80
7.11 Sélection de l'épaisseur optimale par contrainte de déflexion et analyse des rendements. 81
7.12 Représentation du montage expérimental de validation (gauche) et représentation des axes de mesure associés (droite). 83
7.13 Déplacement résultant du bras final sous charge. 84
7.14 Géométries comparées lors de l'étude de topologie interne. 85
7.15 Influence des paramètres d'impression. 87

8.1 Vues principales de la géométrie finale de l'échangeur thermique : vue d'ensemble (a), vue du dessus (b) et coupe du canal hydraulique (c). . . 90
8.2 Arbre de décision illustrant la sélection progressive du concept de refroidissement, avec visualisation des architectures étudiées. 93
8.3 Approximation géométrique utilisée pour ramener la chemise d'eau à un canal hydraulique équivalent. 95
8.4 Comparaison des lignes de courant pour les trois configurations de sortie d'eau étudiées. 101
8.5 Comparaison statistique des températures solides obtenues pour les différentes configurations de sortie d'eau. 102
8.6 Répartition surfacique de température pour la configuration retenue avec sorties basses. 103
8.7 Prototype d'échangeur intégrant les filetages destinés au vissage direct des raccords hydrauliques non métalliques. 103
8.8 Montage expérimental utilisé pour les essais d'étanchéité du prototype. . 106
8.9 Éléments principaux du dispositif expérimental utilisé pour les tests finaux de l'échangeur thermique. 107

A.1 Configuration du système 117
A.2 Trajectoire 3D du véhicule 118
A.3 Évolution des angles 118
A.4 Moments appliqués au système 119
A.5 Forces appliquées au système 120
A.6 Forces globales sur le véhicules 121
A.7 Forces en fonction de la vitesse angulaire 121
A.8 Forces en fonction de la position y 122
A.9 Forces en fonction de la position z 122
A.10 Diagnostic fréquentiel : FFT brutes 123
A.11 Diagnostic fréquentiel : échelles caractéristiques 123
A.12 Profils de glissement 123
A.13 Échelles de glissement selon v_x et v_y 124
A.14 Profils spatiaux latéraux 124
A.15 Profils spatiaux verticaux 124
A.16 Carte normalisée des métriques pour l'étude de la largeur de voie. . . . 125
A.17 Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la largeur de voie. 125
A.18 Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la largeur de voie. 125
A.19 Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la largeur de voie. 126
A.20 Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la largeur de voie. 126
A.21 Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la largeur de voie. 127
A.22 Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la largeur de voie. . . . 127
A.23 Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la largeur de voie. 128
A.24 Carte normalisée des métriques pour l'étude de l'empattement. 129
A.25 Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de l'empattement. 129
A.26 Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de l'empattement. 129
A.27 Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de l'empattement. 130
A.28 Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de l'empattement. 130

A.29 Réponse temporelle du roulis pour l'étude de l'empattement. 131
A.30 Réponse temporelle du tangage pour l'étude de l'empattement. 131
A.31 Réponse temporelle du lacet pour l'étude de l'empattement. 132
A.32 Carte normalisée des métriques pour l'étude de la longueur du châssis. . 133
A.33 Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la longueur du châssis. 133
A.34 Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la longueur du châssis. . 133
A.35 Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la longueur du châssis. 134
A.36 Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la longueur du châssis. 134
A.37 Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la longueur du châssis. . . 135
A.38 Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la longueur du châssis. . 135
A.39 Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la longueur du châssis. . . . 136
A.40 Carte normalisée des métriques pour l'étude de la largeur du châssis. . . 137
A.41 Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la largeur du châssis. 137
A.42 Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la largeur du châssis. . . 137
A.43 Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la largeur du châssis. 138
A.44 Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la largeur du châssis. 138
A.45 Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la largeur du châssis. . . . 139
A.46 Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la largeur du châssis. . . 139
A.47 Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la largeur du châssis. . . . 140
A.48 Carte normalisée des métriques pour l'étude de la position verticale des roues. 141
A.49 Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la position verticale des roues. 141
A.50 Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la position verticale des roues. 141
A.51 Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la position verticale des roues. 142
A.52 Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la position verticale des roues. 142
A.53 Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la position verticale des roues. 143
A.54 Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la position verticale des roues. 143
A.55 Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la position verticale des roues. 144
A.56 Carte normalisée des métriques pour l'étude de l'épaisseur du châssis. . 145
A.57 Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de l'épaisseur du châssis. 145
A.58 Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de l'épaisseur du châssis. . . 145
A.59 Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de l'épaisseur du châssis. 146
A.60 Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de l'épaisseur du châssis. 146
A.61 Réponse temporelle du roulis pour l'étude de l'épaisseur du châssis. . . . 147

A.62 Réponse temporelle du tangage pour l'étude de l'épaisseur du châssis. . 147
A.63 Réponse temporelle du lacet pour l'étude de l'épaisseur du châssis. . . . 148
A.64 Diagramme fonctionnel du banc pour un protocole d'essai. 152
A.65 Rail pivotant et goupille 153
A.66 Pied avec fixation par gorge 154
A.67 Comparaison des deux mécanismes de blocage étudiés 155
A.68 Concept de support magnétique pour la pièce flexible 155
A.69 Déformation de l'ensemble rail. 156
A.70 Modèle de Kelvin-Voigt généralisé adapté à la rétraction du TPU (sans élasticité instantanée). 158
A.71 Concepts étudiés pour la cinématique verticale 162
A.72 Loi de pénalisation SIMP pour l'optimisation topologique ($p = 3$ vs. $p = 1$).165
A.73 Seuils de brûlure au contact d'une surface métallique chaude 169
A.74 Évolution de la force électromagnétique relative $F(T)/F_{\mathrm{ref}}$ en fonction de la température. 170
A.75 Évolution des pertes électriques dans le rail. 171
A.76 Paramètres géométriques et résultats du pré-dimensionnement des ailettes172
A.77 Comparaison des visualisations surfaciques de température pour trois configurations à $0.18\,\mathrm{L\,min^{-1}}$ 175
A.78 Comparaison des visualisations surfaciques de température pour trois configurations à $0.36\,\mathrm{L\,min^{-1}}$. 176
A.79 Comparaison des concepts d'assemblage envisagés pour la fabrication de l'échangeur : assemblage par collage et assemblage par vissage/serrage. . 177
A.80 Comparaison des solutions de raccordement envisagées pour l'échangeur. 180
A.81 Échantillon d'étanchéité V1 annoté. 181
A.82 Échantillon d'étanchéité V2. 181
A.83 Montages expérimentaux et résultats des essais sur l'assemblage aluminium–PETG 183
A.84 Courbe contrainte–déplacement en cisaillement 184
A.85 Courbe contrainte–déplacement en traction 184
A.86 Température du rail mesurée pour les différents essais 192
A.87 Comparaison entre la puissance évacuée par l'eau et la puissance imposée 193
A.88 Influence du débit d'eau sur la température du rail 193
A.89 Comparaison entre l'élévation de température mesurée et la valeur attendue194

Liste des tableaux

1 Principaux acronymes utilisés dans le mémoire. XVII
2 Notations liées aux repères, positions et orientations. XVIII
3 Notations cinématiques du véhicule et des roues. XVIII
4 Notations géométriques liées au véhicule, aux roues et au rail. XIX
5 Notations liées aux efforts, moments et équations dynamiques. XIX
6 Notations électromagnétiques et grandeurs liées à la linéarisation. XX
7 Notations liées au transfert thermique. XX
8 Notations hydrauliques et géométriques de l'échangeur. XXI
9 Notations liées aux mesures électriques et expérimentales. XXI
10 Notations principales utilisées pour la conception mécanique. XXII

3.1 Rôle des paramètres influençant l'interaction entre une HEDW et une voie conductrice courbe. 11

4.1 Hypothèses de modélisation et conséquences dans le modèle. 17
4.2 Définition des axes de translation et des rotations associées. 18
4.3 Origine et rôle des données utilisées pour la reconstruction des forces locales. 23
4.4 Effets pris en compte dans la reconstruction de la force locale. 24
4.5 Interprétation physique des équations de translation. 32
4.6 Interprétation physique des équations de rotation simplifiées. 34
4.7 Interprétation des matrices de sensibilité du modèle linéarisé. 36
4.8 Paramètres de la simulation de référence. 38
4.9 Résultats synthétiques pour l'étude 1 : influence de la largeur de voie. . 41
4.10 Résultats synthétiques pour l'étude 2 : influence de l'empattement. . . . 41
4.11 Résultats synthétiques pour l'étude 3 : influence de la longueur du châssis a. 42
4.12 Résultats synthétiques pour l'étude 4 : influence de la largeur du châssis b. 42
4.13 Résultats synthétiques pour l'étude 5 : influence de la position verticale des roues z_w. 43
4.14 Résultats synthétiques pour l'étude 6 : influence de l'épaisseur du châssis c. 43
4.15 Principales limites du modèle dynamique développé. 46

5.1 Données d'entrée pour le dimensionnement du banc. 48
5.2 Gestion des degrés de liberté dans l'architecture du banc d'essai. 50

6.1 Synthèse des fonctions et de la conformité de la structure fixe – exigences du cahier des charges. 56
6.2 Synthèse des fonctions et de la conformité de la structure fixe – critères internes de conception. 57
6.3 Synthèse du contrôle des DDL et de la conformité de l'interface rail. . . 60
6.4 Synthèse du positionnement et de la conformité du support de bras. . . 63
6.5 Mesures statiques de déflexion du mécanisme de rétraction. 66

6.6 Synthèse des exigences associées au contrôle de la trajectoire verticale et à la sécurité du dispositif. 67
6.7 Synthèse des fonctions de confinement et de sécurité de l'enceinte. . . . 69
6.8 Synthèse des fonctions de confinement et de sécurité de l'enceinte (2/2). 69
6.9 Synthèse des solutions mécaniques pour la gestion des degrés de liberté du banc d'essai. 70

7.1 Synthèse des défis posés par l'architecture à bras oscillant et solutions apportées. 73
7.2 Bilan de l'implantation du capteur à l'interface bras–véhicule. 75
7.3 Paramètres de l'étude d'optimisation topologique du bras. 79
7.4 Paramètres de l'étude statique sur la géométrie reconstruite. 80
7.5 Synthèse des rigidités et flèches mesurées à l'échelle du modèle réduit et extrapolées à l'échelle réelle. 86
7.6 Synthèse de la validation du cahier des charges pour le sous-système du bras oscillant. 88

8.1 Repérage des éléments principaux de l'échangeur thermique. 90
8.2 Données d'entrée utilisées pour le pré-dimensionnement de l'échangeur. . 91
8.3 Hypothèses de modélisation retenues pour le premier dimensionnement de l'échangeur. 92
8.4 Notations utilisées pour le pré-dimensionnement de la chemise d'eau et du canal hydraulique. 95
8.5 Débit d'eau requis en fonction de l'élévation de température admissible de l'eau pour $\dot{Q} = 125\,\mathrm{W}$ et $T_{\mathrm{in}} = 25\,^{\circ}\mathrm{C}$. 97
8.6 Coefficient d'échange convectif requis en fonction de l'élévation de température admissible de l'eau. 98
8.7 Vérification du choix de l'épaisseur $s = 3\,\mathrm{mm}$ pour différents échauffements de l'eau. 99
8.8 Synthèse du pré-dimensionnement de la chemise d'eau. 100
8.9 Synthèse des choix retenus pour le prototype de l'échangeur. 104
8.10 Comparaison entre les contraintes en service et les contraintes mesurées pour l'assemblage collé aluminium–PETG. 105
8.11 Paramètres de fabrication et d'assemblage retenus pour la dernière itération. 106
8.12 Repérage des principaux éléments du montage expérimental. 108
8.13 Synthèse des essais pour la validation du refroidissement. 109
8.14 Condition d'exploitation recommandée pour l'application nominale à 125 W. 109

A.1 Avantages et inconvénients de la solution retenue 153
A.2 Avantages et inconvénients de la solution modulaire 154
A.3 Paramètres de l'étude statique. 156
A.4 Comparaison des positions d'intégration du capteur 6 axes. 160
A.5 Comparaison des cinématiques envisagées 162
A.6 Paramètres du modèle analytique 167
A.7 Propriétés équivalentes du PLA FDM à 40 % 167
A.8 Critère de sécurité thermique selon l'ISO 13732-1 169
A.9 Performances estimées des configurations à ailettes 172
A.10 Comparaison synthétique des architectures de refroidissement envisagées. 173

A.11 Repérage des éléments annotés sur les concepts d'assemblage étudiés . . 177
A.12 Comparaison des matériaux et procédés envisagés pour le corps de l'échangeur. 179
A.13 Paramètres d'impression de l'échantillon V1. 181
A.14 Paramètres d'impression de l'échantillon V2. 181
A.15 Comparaison des contraintes requises et mesurées pour l'assemblage collé aluminium–PETG 182
A.16 Grandeurs mesurées lors des essais 188
A.17 Procédure d'un point d'essai 189
A.18 Plan d'essais retenu 189
A.19 Résultats complets des essais thermiques 191
A.20 Essais représentatifs pour la validation du refroidissement 192

Termes et abréviations

Acronymes et notations

Cette section regroupe les principaux acronymes et symboles utilisés dans ce document. Les notations sont classées par domaine afin de faciliter la lecture des modèles dynamiques, thermiques, expérimentaux et mécaniques.

Acronymes

Tableau 1 – Principaux acronymes utilisés dans le mémoire.

Acronyme	Signification
CAO	Conception assistée par ordinateur
CDC	Cahier des charges
CF	*Constraint Function*
CFD	*Computational Fluid Dynamics*
CR	*Constraint Requirement*
DDL	Degrés de liberté
EDS	*Electrodynamic Suspension*
EDW	*Electrodynamic Wheel*
EMS	*Electromagnetic Suspension*
FDM	*Fused Deposition Modeling*
FEM	*Finite Element Method*
HEDW	*Helical Electrodynamic Wheel*
ISO	*International Organization for Standardization*
Maglev	*Magnetic Levitation*
MF	*Main Function*
PETG	*Polyethylene Terephthalate Glycol*
PLA	*Polylactic Acid*
SIMP	*Solid Isotropic Material with Penalization*
TPU	*Thermoplastic Polyurethane*

Notations relatives au modèle dynamique

Repères, positions et orientations

Tableau 2 – Notations liées aux repères, positions et orientations.

Symbole	Signification	Unité
$\mathcal{R}_0$	Référentiel global, fixe par rapport à la voie	[-]
$\mathcal{R}_b$	Référentiel attaché au véhicule, centré en G	[-]
$\mathcal{R}_v$	Référentiel géométrique utilisé pour définir les positions de construction	[-]
$\vec{r}_G$	Position du centre de masse du véhicule dans le référentiel global	[m]
$\vec{r}_i$	Position de la roue i dans le châssis	[m]
$\vec{p}_i$	Position globale du centre de la roue i	[m]
$\vec{p}_{i,0}$	Position nominale de la roue i par rapport au rail	[m]
$\Delta\vec{p}_i$	Déplacement relatif entre la roue i et le rail	[m]
$\Delta\vec{p}_i^{\,\text{local}}$	Déplacement roue–rail exprimé dans le repère local	[m]
$\vec{\eta}$	Vecteur des angles d'orientation du véhicule	[rad]
x, y, z	Coordonnées de translation du véhicule	[m]
ϕ	Angle de roulis du véhicule	[rad]
θ	Angle de tangage du véhicule	[rad]
ψ	Angle de lacet du véhicule	[rad]
ϕ_i	Angle d'inclinaison locale du rail associé à la roue i	[rad]
$\vec{R}_{0b}(\phi,\theta,\psi)$	Matrice de rotation permettant de passer du référentiel $\mathcal{R}_b$ au référentiel $\mathcal{R}_0$	[-]
$\vec{R}_x$, $\vec{R}_y$, $\vec{R}_z$	Matrices de rotation élémentaires	[-]
$\vec{R}_{i,0}$	Matrice d'orientation initiale du repère local roue–rail	[-]
y_i, z_i	Décentrages locaux latéral et vertical de la roue i	[m]
Δy_i, Δz_i	Variations locales de position roue–rail	[m]

Cinématique du véhicule et des roues

Tableau 3 – Notations cinématiques du véhicule et des roues.

Symbole	Signification	Unité
ω_i	Vitesse angulaire de la roue i	$[\mathrm{rad\,s^{-1}}]$
$\delta\omega$	Perturbation de vitesse de rotation	$[\mathrm{rad\,s^{-1}}]$
f	Fréquence de rotation	[Hz]
f_{ref}	Fréquence de référence	[Hz]
γ_i	Glissement longitudinal de la roue i	[-]
γ_{ref}	Glissement de référence	[-]
V_x	Vitesse longitudinale du véhicule	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$
V_t	Vitesse tangentielle	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$

Tableau 3 – Notations cinématiques du véhicule et des roues — suite.

Symbole	Signification	Unité
V_R	Vitesse tangentielle de la roue	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$
V_r	Vitesse tangentielle associée à la rotation	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$
V_s	Vitesse synchrone longitudinale équivalente	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$
$V_{x,i}^{\mathrm{local}}$	Vitesse longitudinale locale de la roue i	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$
$\overrightarrow{v}_G$	Vitesse du centre de masse	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$
$\overrightarrow{v}_i$	Vitesse locale du centre de la roue i	$[\mathrm{m\,s^{-1}}]$
$\overrightarrow{\Omega}$	Vitesse angulaire du véhicule	$[\mathrm{rad\,s^{-1}}]$

Géométrie et paramètres de configuration

Tableau 4 – Notations géométriques liées au véhicule, aux roues et au rail.

Symbole	Signification	Unité
R_w	Rayon de la roue	[m]
R_{out}	Rayon extérieur de la roue	[m]
α	Angle d'hélice de la roue	[rad] ou [°]
β	Angle d'ouverture du rail ou angle de rotation selon le contexte	[rad] ou [°]
e	Entrefer entre la roue et la voie	[m]

Efforts, moments et dynamique

Tableau 5 – Notations liées aux efforts, moments et équations dynamiques.

Symbole	Signification	Unité
$\overrightarrow{F}_{i,b}$	Force générée par la roue i dans le repère véhicule	[N]
$\overrightarrow{M}_i$	Moment généré par la roue i autour de G	[N m]
F_z	Force de portance	[N]
F_x	Force longitudinale	[N]
$F_{k,i}$	Composante k de la force générée par la roue i	[N]
$F_{k,0}$	Force nominale de référence selon la direction k	[N]
$\overrightarrow{\tau}_{\mathrm{HEDW}}$	Vecteur des efforts généralisés produits par les HEDW	[N] ou [N m]
$\overrightarrow{M}_b$	Moment total exprimé dans le repère véhicule	[N m]
$\overrightarrow{H}$	Moment cinétique	$[\mathrm{kg\,m^2\,s^{-1}}]$
$\overrightarrow{I}_b$	Matrice d'inertie du véhicule	$[\mathrm{kg\,m^2}]$
I_x, I_y, I_z	Moments d'inertie autour des axes x, y et z	$[\mathrm{kg\,m^2}]$
$\overrightarrow{q}$	Vecteur des coordonnées généralisées	[variable]
$\delta\overrightarrow{q}$	Perturbation des coordonnées généralisées	[variable]
$\delta\dot{\overrightarrow{q}}$	Perturbation des vitesses généralisées	$[\mathrm{variable\,s^{-1}}]$
$\overrightarrow{s}$	Vecteur d'état du système	[variable]

Grandeurs électromagnétiques, modèles et linéarisation

Tableau 6 – Notations électromagnétiques et grandeurs liées à la linéarisation.

Symbole	Signification	Unité
$\overrightarrow{B}$	Champ magnétique	[T]
$\overrightarrow{J}$	Densité de courant	[A m^{-2}]
$\overrightarrow{f}$	Densité de force volumique de Lorentz	[N m^{-3}]
σ	Conductivité électrique de la voie	[S m^{-1}]
$\sigma_{k,i}$	Coefficient de signe ou de montage pour la composante k de la roue i	[-]
s_x, s_y, s_z	Facteurs fréquentiels normalisés	[-]
S_x, S_y, S_z	Facteurs spatiaux liés au décentrage roue rail	[-]
g_x, g_y, g_z	Facteurs de glissement	[-]
P_x, P_y, P_z	Polynômes de correction spatiale	[-]
$\overrightarrow{K}$	Matrice de raideur équivalente	[variable]
$\overrightarrow{D}$	Matrice d'amortissement équivalente	[variable]
$\overrightarrow{K}_F$	Matrice de raideur électrodynamique linéarisée	[variable]
$\overrightarrow{D}_F$	Matrice d'amortissement électrodynamique linéarisée	[variable]
$\overrightarrow{B}_\omega$	Matrice de sensibilité des efforts à la vitesse de rotation	[variable]

Notations relatives au modèle thermique

Transfert thermique

Tableau 7 – Notations liées au transfert thermique.

Symbole	Signification	Unité
$\dot{Q}$	Puissance thermique à évacuer	[W]
c_p	Capacité calorifique massique	[J kg^{-1} K^{-1}]
T	Température	[K] ou [°C]
ΔT	Différence de température	[K]
h	Coefficient d'échange convectif	[W m^{-2} K^{-1}]
k	Conductivité thermique	[W m^{-1} K^{-1}]
k_s	Conductivité thermique du solide ou du rail	[W m^{-1} K^{-1}]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
A	Surface d'échange	[m^2]
T_{ref}	Température de référence	[K] ou [°C]
$T_{\max}$	Température maximale admissible	[K] ou [°C]
T_{surface}	Température de surface du rail ou de l'échangeur	[K] ou [°C]

Tableau 7 – Notations liées au transfert thermique — suite.

Symbole	Signification	Unité
$T_{\text{surface,max}}$	Température maximale de surface	[K] ou [°C]
T_{in}	Température d'entrée de l'eau	[K] ou [°C]
T_{out}	Température de sortie de l'eau	[K] ou [°C]

Grandeurs hydrauliques et géométrie de l'échangeur

Tableau 8 – Notations hydrauliques et géométriques de l'échangeur.

Symbole	Signification	Unité
$\dot{m}$	Débit massique du fluide	$[\mathrm{kg\,s^{-1}}]$
$\dot{V}$	Débit volumique	$[\mathrm{m^3\,s^{-1}}]$ ou $[\mathrm{L\,min^{-1}}]$
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
Δp	Perte de charge	[Pa]
p_{in}	Pression d'entrée	[Pa] ou [bar]
p_{out}	Pression de sortie	[Pa] ou [bar]
L_{fin}	Longueur radiale d'ailette	[m]
t	Épaisseur d'ailette ou d'une paroi selon le contexte	[m]
S	Pas entre ailettes	[m]
g	Entre-ailettes	[m]
D_{int}	Diamètre interne du rail	[m]
D_{ext}	Diamètre externe du rail	[m]

Grandeurs électriques et expérimentales

Tableau 9 – Notations liées aux mesures électriques et expérimentales.

Symbole	Signification	Unité
$\dot{Q}_{\text{eau}}$	Puissance thermique évacuée par l'eau	[W]
$\dot{Q}_{\text{elec}}$	Puissance électrique fournie à la cartouche chauffante	[W]
U	Tension électrique appliquée	[V]
I	Courant électrique	[A]
m_{eau}	Masse d'eau mesurée	[kg]
Δt	Durée de mesure	[s]
$\sigma(T)$	Conductivité électrique dépendante de la température	$[\mathrm{S\,m^{-1}}]$
$\rho(T)$	Résistivité électrique dépendante de la température	$[\Omega\,\mathrm{m}]$
ρ_{ref}	Résistivité électrique à la température de référence	$[\Omega\,\mathrm{m}]$

Tableau 9 – Notations liées aux mesures électriques et expérimentales — suite.

Symbole	Signification	Unité
$F(T)/F_{\text{ref}}$	Force électromagnétique relative en fonction de la température	[-]

Notations relatives à la conception mécanique

Tableau 10 – Notations principales utilisées pour la conception mécanique.

Symbole	Signification	Unité
L	Longueur caractéristique, longueur du rail ou longueur de bras selon le contexte	[m]
A	Amplitude du débattement vertical selon le contexte mécanique	[m]
δx	Déplacement longitudinal parasite du bras	[m]
F_{appl}	Force appliquée lors des essais mécaniques	[N]
k_{bras}	Raideur équivalente du bras	$[\text{N}\,\text{m}^{-1}]$

1 | Introduction générale

Ce chapitre présente le cadre dans lequel s'inscrit le mémoire. Il introduit les systèmes de transport à lévitation magnétique ainsi que les technologies qui leur sont associées. Les roues électrodynamiques, puis leur variante hélicoïdale, sont ensuite présentées plus en détail. Leur comportement dynamique constitue le point de départ du travail réalisé.

1.1 Contexte du transport à lévitation

Les besoins de mobilité croissants, la saturation de certaines infrastructures de transport et la recherche de solutions rapides, fiables et durables motivent l'étude de systèmes de transport limitant le contact mécanique avec la voie. Les architectures ferroviaires conventionnelles restent performantes, mais sont soumises aux frottements roue-rail, à l'usure des composants, aux vibrations, au bruit et aux opérations de maintenance associées.

Les systèmes de transport à lévitation magnétique constituent une alternative aux architectures ferroviaires conventionnelles. Leur principe repose sur l'utilisation de forces électromagnétiques pour assurer une ou plusieurs fonctions essentielles au mouvement du véhicule : la lévitation, le guidage et la propulsion. La réduction, voire la suppression, du contact mécanique direct permet de limiter certaines pertes mécaniques et d'envisager des vitesses élevées avec une usure réduite de la voie [1].

1.2 Technologies de lévitation magnétique

Les systèmes Maglev peuvent être classés en deux grandes familles : les suspensions électromagnétiques (*Electromagnetic Suspension*, EMS) et les suspensions électrodynamiques (*Electrodynamic Suspension*, EDS).

Les systèmes EMS reposent sur des forces attractives entre des électroaimants embarqués et une voie ferromagnétique. Ils fonctionnent généralement avec un entrefer (distance roue-rail) réduit et nécessitent un contrôle actif afin de maintenir la position du véhicule. En effet, la force attractive augmente lorsque l'entrefer diminue, ce qui rend le système instable en boucle ouverte [1].

Les systèmes EDS reposent, quant à eux, sur l'induction de courants dans une voie conductrice. Lorsque la source magnétique se déplace par rapport à un conducteur, celui-ci est soumis à un champ magnétique variable au cours du temps. Cette variation induit des courants de Foucault, qui interagissent avec le champ magnétique source et génèrent des efforts électromagnétiques. Ces efforts contribuent à la lévitation, au guidage ou à la propulsion du véhicule.

Les systèmes EDS sont intéressants car ils peuvent offrir une stabilité passive lorsque la vitesse relative est suffisante. Ils présentent toutefois certaines limites. À faible vitesse, les courants induits sont réduits, ce qui limite les efforts électromagnétiques [2].

1.3 Roues électrodynamiques

Afin de dépasser certaines limites des systèmes EDS classiques, des architectures intégrant une source magnétique en rotation ont été proposées. Parmi celles-ci, la roue électrodynamique, ou EDW pour *Electrodynamic Wheel*, constitue une solution intéressante.

Une roue électrodynamique est composée d'un rotor magnétique tournant au-dessus d'une voie conductrice passive. La rotation du rotor crée une variation temporelle du champ magnétique. Cette variation induit des courants de Foucault dans le conducteur, dont l'interaction avec le champ magnétique du rotor produit des efforts électromagnétiques [1, 2].

L'intérêt d'une telle architecture est que la variation du champ magnétique ne dépend pas uniquement de la vitesse longitudinale du véhicule. Elle peut également être causée par la rotation du rotor. Ainsi, les forces de lévitation, de propulsion (ou de freinage) peuvent être liées à la vitesse de rotation de la roue, même lorsque la vitesse de déplacement du véhicule est faible ou nulle.

1.4 Vers les roues électrodynamiques hélicoïdales

Le concept de roue électrodynamique hélicoïdale, ou HEDW pour *Helical Electrodynamic Wheel*, étend le principe des roues électrodynamiques en modifiant la géométrie de la source magnétique. Dans une HEDW, les aimants permanents sont disposés suivant une géométrie hélicoïdale autour d'un rotor cylindrique.

Associée à une voie conductrice adaptée, cette géométrie permet de générer des efforts électromagnétiques selon les trois directions de l'espace. Une même roue peut ainsi contribuer simultanément à la lévitation, au guidage et à la propulsion du véhicule [3]. Cette capacité constitue un avantage important pour la conception de systèmes plus compacts ou plus modulaires.

Cependant, cette capacité ajoute de la complexité. Les efforts produits par une roue dépendent de nombreux paramètres, tels que la vitesse de rotation, l'entrefer, le décentrage latéral, la géométrie du rail, les propriétés électriques du conducteur et la configuration globale du véhicule. La caractérisation de ces efforts constitue donc une étape essentielle avant d'étudier le comportement dynamique du système complet.

1.5 Problématique dynamique

La principale difficulté associée à un véhicule basé sur des roues électrodynamiques hélicoïdales réside dans le lien entre les efforts générés localement au niveau de chaque roue et les mouvements globaux du véhicule. En effet, les forces d'interaction roue-rail ne peuvent pas être considérées comme indépendantes du déplacement du châssis, puisqu'elles dépendent de la position relative, de la vitesse et de l'orientation du système.

Il est donc nécessaire de traduire les efforts locaux produits par les roues en efforts et moments appliqués au véhicule. Cette mise en relation permet d'étudier l'influence de ces forces sur les différents degrés de liberté du châssis, notamment les translations,

le roulis, le tangage et le lacet. Elle constitue une étape essentielle pour analyser la stabilité du véhicule, l'effet de la géométrie, la répartition des efforts entre les roues ainsi que les besoins éventuels en contrôle.

La modélisation dynamique constitue ainsi un outil essentiel pour explorer différentes configurations de véhicule et identifier les paramètres qui influencent son comportement. Elle doit cependant s'appuyer sur des lois de force représentatives de l'interaction entre la roue et la voie conductrice, car la qualité de ces lois conditionne directement la pertinence des résultats de simulation.

2 | Objectifs, périmètre et méthodologie du mémoire

Ce chapitre présente les objectifs du mémoire et délimite le cadre de l'étude. Il précise les choix retenus pour aborder le problème, en distinguant ce qui a été développé dans le cadre du travail, ce qui a pu être vérifié expérimentalement et ce qui constitue une base pour des développements futurs.

2.1 Objectifs du mémoire

Ce mémoire vise à fournir des outils de modélisation et d'expérimentation pour contribuer à la conception de véhicules basés sur des roues électrodynamiques hélicoïdales.

Le problème central consiste à relier ces efforts locaux aux mouvements globaux du châssis, notamment les translations, le roulis, le tangage et le lacet, afin d'évaluer leur impact sur la stabilité et les choix de conception du véhicule.

Pour y répondre, le travail s'articule autour de deux axes complémentaires : le développement d'un modèle dynamique du véhicule et la conception d'un banc d'essai reproduisant l'interaction entre une roue électrodynamique et un rail conducteur. Le modèle permet d'analyser l'effet des efforts roue-rail sur la réponse du véhicule et d'étudier l'influence de paramètres géométriques, mécaniques et de contrôle.

Le travail réalisé comprend également la définition de l'architecture générale du banc d'essai et le dimensionnement de sous-systèmes critiques, notamment le support de rail, l'unité d'entraînement et le système de refroidissement. Ce banc doit fournir, à terme, les mesures nécessaires à la vérification expérimentale du modèle et à la confrontation entre les résultats simulés et le comportement réel du système.

Les objectifs techniques principaux du mémoire sont donc les suivants :

— développer un modèle dynamique exploitable pour l'étude préliminaire du véhicule ;

— exprimer l'effet des efforts électromagnétiques locaux sur les mouvements globaux du châssis ;

— analyser l'influence des paramètres géométriques et mécaniques sur le comportement du système ;

— concevoir l'architecture générale du banc d'essai roue–rail ;

— dimensionner les sous-systèmes critiques du banc, notamment le support de rail, l'unité d'entraînement et le système de refroidissement ;

— définir une base expérimentale permettant de vérifier les hypothèses du modèle et de préparer les développements futurs.

2.2 Périmètre de l'étude

Le périmètre de l'étude a évolué au cours du développement du mémoire. L'approche initialement envisagée consistait à concevoir un véhicule expérimental reposant directement sur des roues électrodynamiques hélicoïdales et se déplaçant sur un rail conducteur. Cependant, compte tenu de la complexité du système complet et du nombre de paramètres influençant l'interaction roue-rail, le travail a été recentré sur une approche permettant de mieux aborder le comportement du véhicule.

Ce recentrage a conduit à privilégier la conception d'un banc d'essai permettant d'isoler l'influence de paramètres clés, tels que l'entrefer, la vitesse de rotation, la géométrie du rail ou encore la configuration mécanique du support. Cette approche permet la caractérisation du système de manière progressive.

Dans le cadre de ce mémoire, la validation expérimentale complète du comportement dynamique n'a pas pu être effectuée. Le travail réalisé constitue donc une étape préparatoire : il vise à définir l'architecture du banc, à valider certains sous-systèmes critiques et à établir les bases nécessaires à une future campagne de mesures.

La Figure 2.1 synthétise la logique générale du mémoire et l'articulation entre ses différents axes.

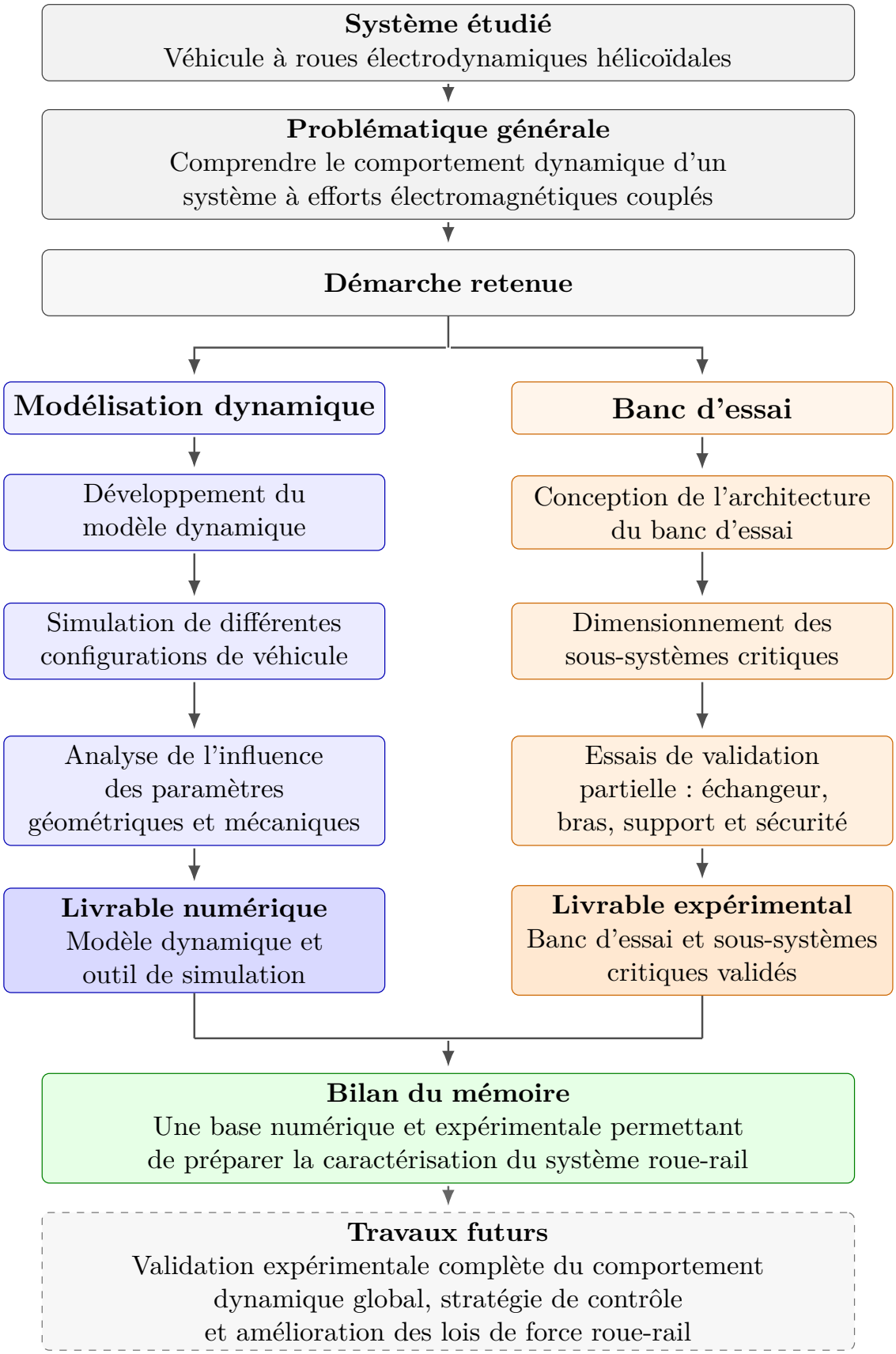


Figure 2.1 – Articulation entre la modélisation dynamique et le banc d'essai.

3 | Contexte technique et état de l'art

Ce chapitre présente les éléments techniques nécessaires à la compréhension des développements proposés dans la suite de ce document. Il ne vise pas à dresser un état de l'art exhaustif des systèmes Maglev ou des roues électrodynamiques, mais plutôt à introduire les notions directement mobilisées dans cette étude. Celles-ci concernent notamment le principe des suspensions électrodynamiques, les roues électrodynamiques et hélicoïdales, la modélisation des efforts roue-rail, la dynamique du véhicule, ainsi que les enjeux associés à la validation expérimentale.

3.1 Principe des suspensions électrodynamiques

La lévitation magnétique repose sur l'utilisation de forces électromagnétiques pour maintenir un véhicule sans contact mécanique direct avec une voie. Parmi les architectures existantes, les suspensions électrodynamiques, ou EDS pour *Electrodynamic Suspension*, utilisent des forces principalement répulsives générées par l'induction de courants dans une voie conductrice [4, 5].

Le principe physique repose sur le déplacement relatif d'une source magnétique par rapport à un conducteur, ce qui entraîne, du point de vue de ce conducteur, une variation temporelle du champ magnétique. Cette variation induit des courants de Foucault qui, conformément à la loi de Lenz [3], s'opposent à la variation de flux qui les a générés. L'interaction entre ces courants induits et le champ magnétique source produit des efforts électromagnétiques pouvant contribuer à la lévitation, au guidage ou à la propulsion.

La densité de force volumique associée à cette interaction peut être exprimée, dans une écriture simplifiée, par la force de Lorentz :

$$\mathbf{f} = \mathbf{J} \times \mathbf{B}, \tag{3.1}$$

où $\mathbf{J}$ est la densité de courant induit et $\mathbf{B}$ le champ magnétique.

Les systèmes EDS présentent un intérêt particulier, car ils peuvent offrir une forme de stabilité passive lorsque la vitesse relative est suffisante. Ils restent toutefois fortement dépendants de la vitesse, de l'entrefer, de la conductivité de la voie et de la géométrie de la source magnétique [4, 5].

3.2 Roues électrodynamiques hélicoïdales

Les roues électrodynamiques hélicoïdales, ou HEDW pour *Helical Electrodynamic Wheels*, constituent une évolution des roues électrodynamiques classiques. Elles sont formées d'un rotor cylindrique sur lequel des aimants permanents sont disposés suivant une géométrie hélicoïdale.

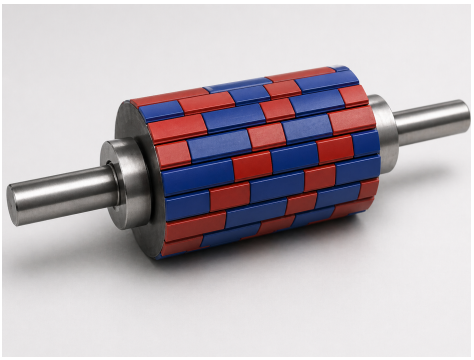
Chaque roue est entraînée en rotation par un moteur. Celui-ci impose une vitesse angulaire ω au rotor et fournit le couple nécessaire pour compenser les efforts électromagnétiques résistants.

La rotation des aimants crée une variation temporelle du champ magnétique du point de vue du rail conducteur. Cette variation induit des courants de Foucault dans le rail. L'interaction entre ces courants induits et le champ magnétique produit des efforts électrodynamiques.

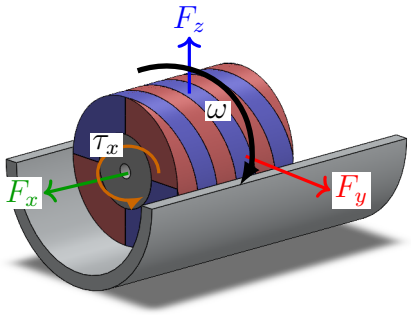
Ces courants induits sont également à l'origine de pertes par effet Joule dans le rail conducteur. Ils entraînent ainsi un échauffement du matériau. Cette élévation de température augmente la résistivité électrique du rail et modifie les courants induits ainsi que les efforts générés. La maîtrise de la température du rail constitue donc un enjeu important pour le fonctionnement du système.

La disposition hélicoïdale des aimants introduit également une variation spatiale du champ magnétique dans les directions circonférentielle et longitudinale du rotor. Associée à une voie conductrice courbe, elle permet de générer simultanément des efforts de portance, de guidage et de propulsion [3].

La Figure 3.1 présente le rotor HEDW ainsi que son interaction avec le rail conducteur. La vitesse de rotation ω, le couple résistif τ_x et les trois composantes de force générées par une roue sont également représentées.



(a) Rotor HEDW composé d'aimants permanents.



(b) Efforts générés par une HEDW en interaction avec une voie conductrice courbe.

Figure 3.1 – Roue électrodynamique hélicoïdale et efforts générés lors de son interaction avec la voie conductrice.

La résultante des efforts générés par une roue peut être décomposée selon les trois directions du repère :

$$\mathbf{F}_{\text{HEDW}} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}, \tag{3.2}$$

où F_x désigne la composante longitudinale de propulsion ou de freinage, F_y la composante latérale de guidage et F_z la composante verticale de portance.

3.3 Paramètres influençant les efforts roue-rail

Les forces générées par une HEDW dépendent de plusieurs paramètres géométriques, mécaniques et électromagnétiques. Les plus importants pour la suite du mémoire sont résumés dans le Tableau 3.1.

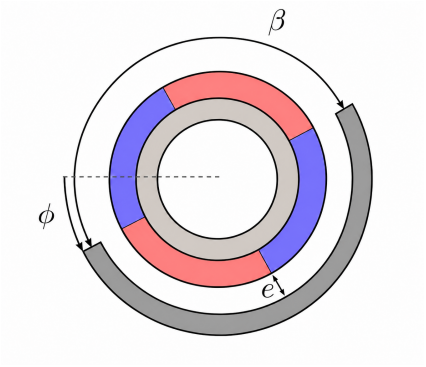


Figure 3.2 – Schéma des paramètres géométriques.

Tableau 3.1 – Rôle des paramètres influençant l'interaction entre une HEDW et une voie conductrice courbe.

Paramètre	**Rôle physique principal**
Paramètres de fonctionnement [3]	
ω	Vitesse de rotation du rotor ; contrôle la variation temporelle du champ vu par la voie.
V_x	Vitesse longitudinale du véhicule ; intervient dans la vitesse relative roue–voie.
γ	Glissement entre la vitesse synchrone du champ et la vitesse du véhicule.
Paramètres géométriques [3]	
e	Entrefer roue–voie ; influence fortement le champ reçu par le conducteur.
ϕ	Position angulaire de la zone d'interaction autour de la roue.
β	Angle d'ouverture du rail ; définit l'étendue de la zone couplée.

Ces paramètres influencent les courants induits dans le rail et donc les efforts électromagnétiques. Dans une approche dynamique, ils ne peuvent pas être considérés indépendamment. Par exemple, un mouvement de roulis ou de tangage (voir Figure 4.4) modifie localement l'entrefer de certaines roues, ce qui modifie les efforts produits et, en retour, la dynamique globale du véhicule.

3.4 Modélisation des efforts électrodynamiques

La modélisation des efforts roue-rail constitue le lien entre l'interaction électromagnétique locale et le comportement dynamique global du véhicule. Plusieurs approches peuvent être utilisées.

Les modèles analytiques permettent d'obtenir des expressions explicites ou semi-explicites des efforts électromagnétiques en fonction de ces paramètres. Ils reposent toutefois sur des hypothèses simplificatrices concernant la géométrie, la distribution du champ magnétique ou les conditions aux limites [2].

Les modèles numériques, notamment par éléments finis, permettent une représentation plus détaillée des géométries complexes. Ils sont adaptés à l'étude des distributions de champ tridimensionnelles, mais leur coût de calcul rend leur intégration directe difficile dans une simulation dynamique complète du véhicule.

Pour l'analyse de stabilité, les efforts électrodynamiques peuvent être linéarisés autour d'un point de fonctionnement. En notant δq et $\delta \dot{q}$ les petites perturbations de déplacement et de vitesse, la variation locale des efforts s'écrit :

$$\delta \boldsymbol{F} \simeq -\boldsymbol{K}\, \delta \boldsymbol{q} - \boldsymbol{D}\, \delta \dot{\boldsymbol{q}}, \tag{3.3}$$

où les matrices de raideur et d'amortissement électrodynamiques équivalentes sont définies par [2] :

$$K = -\left.\frac{\partial F}{\partial q}\right|_0, \qquad D = -\left.\frac{\partial F}{\partial \dot{q}}\right|_0. \tag{3.4}$$

Avec cette convention, une composante positive de K correspond à un effort de rappel s'opposant à la perturbation de déplacement, tandis qu'une composante positive de D traduit un effet dissipatif s'opposant à la perturbation de vitesse. Ces coefficients jouent un rôle analogue à celui des raideurs et des amortissements d'une suspension mécanique. Ils dépendent toutefois du point de fonctionnement considéré et constituent ainsi un outil utile pour relier les lois de force locales à l'étude de la stabilité dynamique du véhicule.

3.5 Dynamique et besoin de contrôle

Un véhicule équipé de roues électrodynamiques doit être étudié comme un système multi-degrés de liberté. Les mouvements de translation et de rotation du châssis modifient les positions relatives roue-rail, ce qui modifie les forces électromagnétiques générées. En retour, ces forces influencent la dynamique globale du véhicule.

Les degrés de liberté généralement considérés incluent les translations du centre de masse et les rotations du châssis, notamment le roulis, le tangage et le lacet. Dans une architecture multi-roues, chaque roue contribue aux forces et aux moments appliqués au véhicule. La répartition spatiale des roues, la position du centre de masse et les conditions de fonctionnement influencent donc directement la stabilité du système.

Les systèmes EDS peuvent présenter une stabilité passive dans certaines conditions [6], mais cette stabilité dépend du point de fonctionnement. Des instabilités peuvent apparaître lorsque les couplages dynamiques, les retards électromagnétiques ou les variations d'entrefer ne sont pas maîtrisés [7, 8].

Dans le cas des HEDW, la grandeur de commande principale n'est pas le courant d'un électroaimant, mais la vitesse de rotation des roues. Une variation de cette vitesse modifie l'amplitude des efforts générés, la vitesse synchrone équivalente du champ magnétique et le glissement. Dans une architecture à plusieurs roues, l'ajustement indépendant des vitesses de rotation peut permettre d'agir non seulement sur la force verticale totale, mais aussi sur les moments de roulis, de tangage et de lacet.

3.6 Bancs d'essai et validation expérimentale

La validation expérimentale constitue une étape essentielle pour confronter les modèles aux mesures réelles. Dans le cas des roues électrodynamiques, un banc d'essai doit reproduire l'interaction roue-rail dans des conditions maîtrisées, tout en mesurant les composantes d'effort générées. Il permet ainsi de vérifier la cohérence des lois de force utilisées dans les simulations, d'identifier les écarts entre modèle et expérience, et d'étudier l'influence des paramètres de fonctionnement.

Les bancs expérimentaux développés dans la littérature peuvent être regroupés en deux familles principales. La première concerne les dispositifs destinés à l'étude globale des systèmes EDS ou Maglev. Ces bancs prennent souvent la forme de chariots, de plateformes guidées ou de systèmes multi-degrés de liberté. Ils permettent d'étudier le comportement dynamique du véhicule, les couplages entre mouvements et les stratégies de contrôle associées [7, 8].

La seconde famille concerne les bancs dédiés aux roues électrodynamiques. Ces dispositifs visent à isoler l'interaction entre une roue aimantée en rotation et une voie conductrice. Ils doivent généralement permettre :

— la mise en rotation contrôlée du rotor ;

— le réglage précis de l'entrefer roue-voie ;

— la mesure des composantes de force de lévitation, de propulsion et parfois de guidage ;

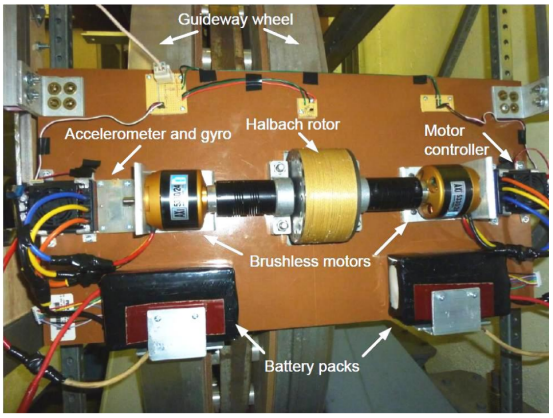
— la comparaison des résultats expérimentaux avec des modèles analytiques ou numériques.

Dans les travaux de Paudel, un banc expérimental, illustré à la Figure 3.3a, est utilisé pour étudier la dynamique d'une roue électrodynamique et comparer les mesures aux modèles développés [1]. Wright propose également un dispositif expérimental, présenté à la Figure 3.3b, destiné à l'analyse du comportement dynamique de véhicules équipés d'EDW [2]. Plus récemment, Yuan et al. ont développé une plateforme expérimentale, représentée à la Figure 3.3d, permettant de mesurer les forces de lévitation et de propulsion d'une roue électrodynamique à aimants permanents. Yang et al. ont quant à eux proposé un banc instrumenté permettant d'analyser l'influence de l'empattement et des interactions entre roues dans une configuration multi-EDW [9, 10].

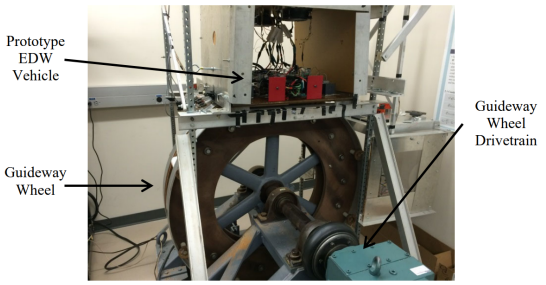
Shi et al. ont également étudié une configuration de roue électrodynamique optimisée sur un prototype intégrant une voie conductrice de plusieurs mètres, illustré à la Figure 3.3c. Leur dispositif permet d'étudier l'intégration lévitation–propulsion ainsi que la mise

en œuvre d'une stratégie de contrôle multi-boucles [11]. Ces travaux montrent que les bancs expérimentaux jouent un rôle central non seulement pour valider les modèles électromagnétiques, mais aussi pour analyser les effets dynamiques et les interactions entre plusieurs roues.

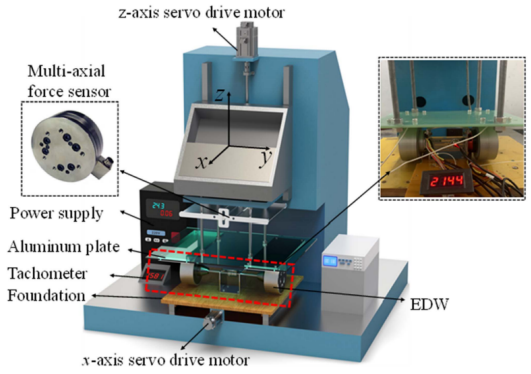
La Figure 3.3 met ainsi en évidence la diversité des architectures de bancs d'essai utilisées pour l'étude des roues électrodynamiques.



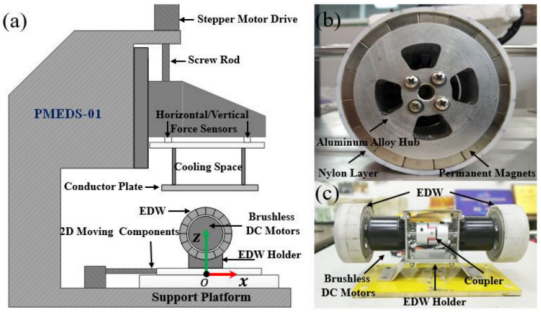
(a) Banc EDW de Paudel, adapté de [1].



(b) Banc EDW de Wright, adapté de [2].



(c) Prototype EDW de Shi et al., adapté de [11].



(d) Banc expérimental EDW de Yuan et al., adapté de [9].

Figure 3.3 – Exemples de bancs expérimentaux pour des roues électrodynamiques.

Contrairement aux EDW classiques, les roues électrodynamiques hélicoïdales restent encore peu étudiées expérimentalement. Les travaux disponibles portent principalement sur la modélisation, la caractérisation numérique et la conception du principe HEDW [3]. Cette limite met en évidence l'intérêt d'un banc capable de mesurer plusieurs composantes de force, de contrôler précisément l'entrefer et la vitesse de rotation, et de garantir une bonne répétabilité des mesures.

4 | Modèle dynamique

4.1 Objectif du modèle

L'objectif du modèle développé est de simuler le comportement dynamique d'un véhicule à lévitation équipé de roues électrodynamiques hélicoïdales, ou HEDW. Le modèle vise à relier les efforts générés localement par chaque roue au mouvement global du véhicule, c'est-à-dire à ses translations, ses rotations et son évolution temporelle.

La Figure 4.1 présente le système étudié. Elle met en évidence les principaux éléments pris en compte dans le modèle : le châssis, les roues HEDW et les rails conducteurs. Le sens de déplacement définit la direction longitudinale du véhicule, utilisée par la suite comme axe x.

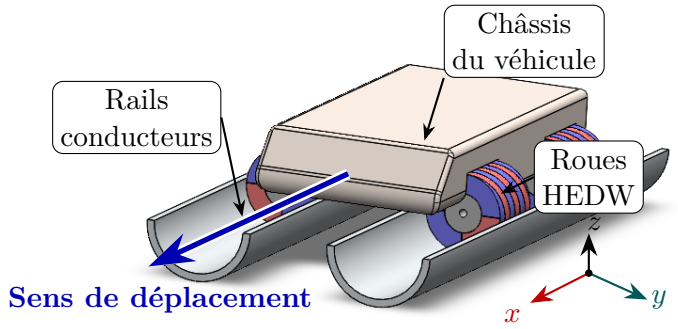


Figure 4.1 – Vue générale du véhicule modélisé, mettant en évidence le châssis, les roues électrodynamiques hélicoïdales et les rails conducteurs.

Le modèle repose sur une approche macro–micro–macro. À partir de l'état global du véhicule, les grandeurs locales associées à chaque roue sont déterminées : vitesse de rotation, décentrage, et glissement longitudinal. Ces grandeurs, qui seront définies plus tard, permettent de calculer les efforts locaux des roues qui sont ensuite assemblés pour obtenir la résultante des forces et le moment total appliqués au châssis.

Pour une roue i, la force locale peut s'écrire sous la forme générale :

$$\vec{F}_i = \vec{F}_i(\omega_i, \Delta y_i, \Delta z_i, V_{x,i}^{local}), \tag{4.1}$$

où ω_i est la vitesse de rotation de la roue, Δy_i le décentrage latéral, Δz_i le décentrage vertical et $V_{x,i}^{local}$ la vitesse longitudinale du centre de roue dans le repère local initial roue–rail.

Les efforts appliqués au véhicule complet sont obtenus par sommation :

$$\vec{F} = \sum_{i=1}^{N_w} \vec{F}_i, \qquad \vec{M} = \sum_{i=1}^{N_w} \vec{d}_i \times \vec{F}_i. \tag{4.2}$$

La Figure 4.2 résume cette organisation générale.

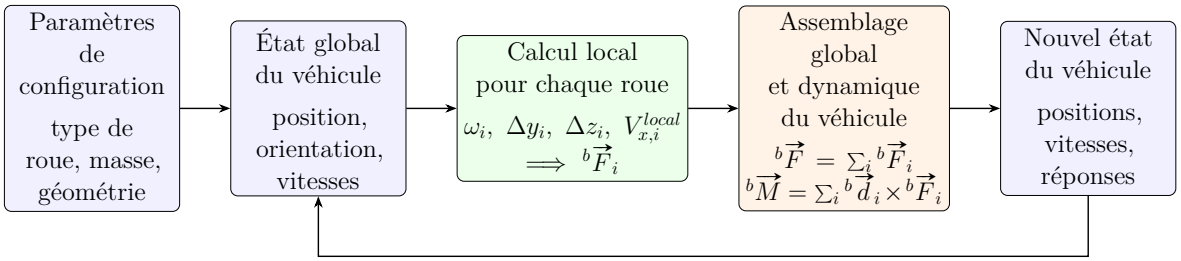


Figure 4.2 – Organisation générale du modèle dynamique.

Le modèle est conçu de manière à comparer plusieurs configurations de véhicule : type de roue, sens de rotation, position des roues, masse du véhicule, inerties, inclinaison locale des rails ou blocage éventuel de certains degrés de liberté. Cette modularité permet d'utiliser la même structure de calcul pour étudier un véhicule complet ou un sous-ensemble représentatif, comme une unité d'entraînement.

Le travail s'appuie sur les développements précédents consacrés aux roues électrodynamiques hélicoïdales, en particulier pour la définition de l'interaction roue–rail et les données d'entrée du modèle dynamique [3].

4.2 Hypothèses de modélisation

Le modèle dynamique repose sur plusieurs hypothèses simplificatrices. Elles permettent d'obtenir un outil de simulation rapide, destiné à l'analyse dynamique préliminaire et à la comparaison de configurations.

Tableau 4.1 – Hypothèses de modélisation et conséquences dans le modèle.

Hypothèse	**Conséquence dans le modèle**
Le véhicule est modélisé comme un solide rigide.	Les déformations du châssis ne sont pas prises en compte.
Les roues sont fixées rigidement au châssis.	Les positions des roues sont constantes dans le repère du véhicule.
Les rails sont fixes dans le référentiel global.	La voie sert de référence pour définir les positions nominales des roues.
Le rail est supposé homogène et rectiligne.	Les propriétés du rail ne varient pas le long de la voie.
L'orientation des roues reste fixe par rapport aux rails.	Les décentrages sont décrits uniquement par les déplacements relatifs roue-rail.
Les forces électromagnétiques sont décrites par des lois empiriques.	Le modèle dépend du domaine des données utilisées.
Les interactions électromagnétiques entre roues sont négligées.	Les forces sont calculées séparément pour chaque roue, puis additionnées.
Les effets aérodynamiques sont réduits à une traînée longitudinale.	Seule une force de traînée selon l'axe x est introduite.
Les termes gyroscopiques complets sont négligés.	La dynamique de rotation est simplifiée sous la forme $I_x\ddot{\phi} = M_x$.
Les lois locales disponibles prennent en compte les décentrages (Δy_i) et (Δz_i), ainsi que la vitesse longitudinale $(V_{x,i}^{local})$, mais pas les vitesses transversales locales $(V_{y,i}^{local})$ et $(V_{z,i}^{local})$.	Les contributions d'amortissement électromagnétique associées aux mouvements latéraux et verticaux ne sont pas identifiées. La prédiction de la stabilité dynamique, en particulier dans la direction latérale, doit donc être interprétée avec prudence.

Ces hypothèses doivent être gardées à l'esprit lors de l'interprétation des résultats. Le modèle n'a pas pour objectif de remplacer un calcul électromagnétique complet, mais de fournir un outil dynamique rapide permettant d'étudier l'influence des principaux paramètres de conception.

4.3 Référentiels, degrés de liberté et état du véhicule

Les forces générées par les roues sont calculées localement, au niveau de chaque roue, tandis que le mouvement global du véhicule est décrit dans un repère fixe lié à la voie. Cette description s'inscrit dans une formulation multicorps classique, où l'état d'un solide rigide est défini par ses translations, ses rotations et ses vitesses généralisées [12]. La Figure 4.3 présente les trois référentiels utilisés dans le modèle :

— Le référentiel global $\mathcal{R}_0$ est fixe par rapport à la voie.

— Le référentiel géométrique $\mathcal{R}_v$ est utilisé pour définir la position du centre de masse propre du châssis et les positions des roues.

— Le référentiel dynamique du véhicule $\mathcal{R}_b$, attaché au châssis centré au centre de masse G qui sera calculé à la Section 4.4.

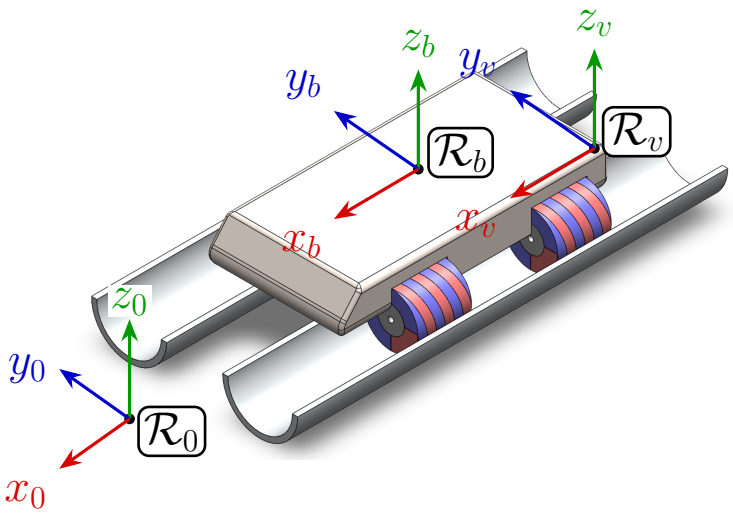


Figure 4.3 – Définition des référentiels utilisés pour le modèle dynamique du véhicule.

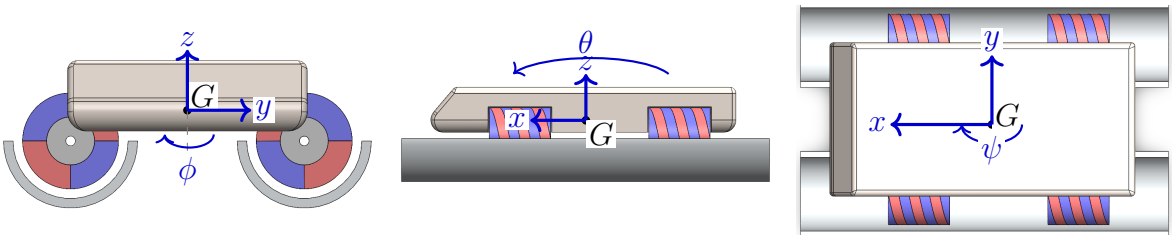
La position du centre de masse dans $\mathcal{R}_0$ est notée :

$$\vec{r}_G = \begin{bmatrix} x & y & z \end{bmatrix}^T. \tag{4.3}$$

Les axes du repère sont définis selon la convention du Tableau 4.2. Les trois rotations associées au mouvement du véhicule sont illustrées à la Figure 4.4.

Tableau 4.2 – Définition des axes de translation et des rotations associées.

Axe	Direction physique	Translation associée	Rotation associée
x	Longitudinale	Avancement du véhicule	Roulis ϕ
y	Latérale	Déplacement latéral	Tangage θ
z	Verticale	Hauteur de lévitation	Lacet ψ



(a) Roulis ϕ. **(b)** Tangage θ. **(c)** Lacet ψ.

Figure 4.4 – Définition des trois rotations du véhicule : roulis, tangage et lacet.

Le véhicule possède ainsi six degrés de liberté : trois translations et trois rotations.

Les rotations du véhicule sont décrites par les angles d'Euler ϕ, θ et ψ, associés respectivement au roulis, au tangage et au lacet. Le vecteur des coordonnées généralisées est :

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} x & y & z & \phi & \theta & \psi \end{bmatrix}^T. \tag{4.4}$$

Pour l'intégration temporelle, le modèle utilise le vecteur d'état :

$$\vec{s} = \begin{bmatrix} x & y & z & \dot{x} & \dot{y} & \dot{z} & \phi & \theta & \psi & \dot{\phi} & \dot{\theta} & \dot{\psi} \end{bmatrix}^T. \tag{4.5}$$

Ce vecteur contient les positions, les vitesses, les angles et les vitesses angulaires.

4.4 Masse, centre de gravité et inerties

Pour écrire les équations du mouvement, il est nécessaire de connaître la masse totale du véhicule ainsi que ses moments d'inertie. La masse intervient dans les équations de translation, tandis que les moments d'inertie interviennent dans les équations de rotation.

4.4.1 Centre de gravité

Le centre de masse total dépend de la répartition des masses entre le châssis et les roues. Sa position dans le référentiel géométrique $\mathcal{R}_v$ est obtenue par barycentre. Avec m_c la masse du châssis, $m_{w,i}$ la masse de la roue i, ${}^v\vec{r}_c$ la position du centre de masse propre du châssis et ${}^v\vec{r}_i$ la position de construction de la roue i, on obtient :

$${}^v\vec{r}_{CG} = \frac{m_c\, {}^v\vec{r}_c + \sum_{i=1}^{N_w} m_{w,i}\, {}^v\vec{r}_i}{m_c + \sum_{i=1}^{N_w} m_{w,i}}. \tag{4.6}$$

La masse barycentrique totale vaut donc

$$m_{tot} = m_c + \sum_{i=1}^{N_w} m_{w,i}. \tag{4.7}$$

4.4.2 Moments d'inertie du châssis

Les moments d'inertie caractérisent la résistance du véhicule aux rotations. Dans le modèle, le châssis est approximé par un parallélépipède homogène de masse m_c. Ses dimensions principales, représentées à la Figure 4.5, sont notées a, b et c, avec :

$$a = L_x, \qquad b = L_y, \qquad c = L_z. \tag{4.8}$$

Ainsi, a représente la longueur du châssis selon l'axe longitudinal x, b sa largeur selon l'axe latéral y, et c sa hauteur selon l'axe vertical z.

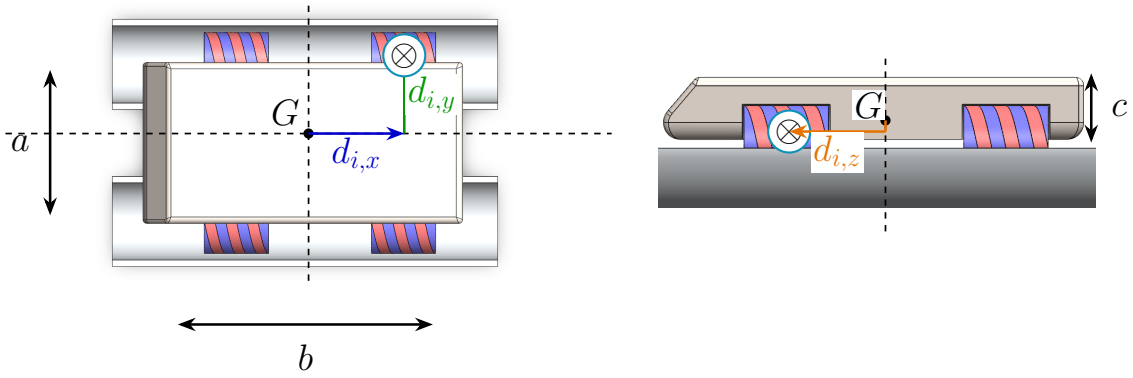


Figure 4.5 – Définition des dimensions principales du châssis et des distances géométriques utilisées dans le modèle.

Les inerties propres du châssis autour de son centre de masse C sont :

$$I_{c,x}^{(C)} = \frac{1}{12} m_c (b^2 + c^2), \qquad I_{c,y}^{(C)} = \frac{1}{12} m_c (a^2 + c^2), \qquad I_{c,z}^{(C)} = \frac{1}{12} m_c (a^2 + b^2). \tag{4.9}$$

Si le centre de masse propre du châssis n'est pas confondu avec le centre de masse total G, le modèle applique le théorème des axes parallèles. En posant ${}^{v}\vec{d}_{\,c} = {}^{v}\vec{r}_{\,c} - {}^{v}\vec{r}_{\,CG}$, il utilise :

$$I_{c,x}^{(G)} = I_{c,x}^{(C)} + m_c (d_{c,y}^2 + d_{c,z}^2), \qquad I_{c,y}^{(G)} = I_{c,y}^{(C)} + m_c (d_{c,x}^2 + d_{c,z}^2), \tag{4.10}$$

$$I_{c,z}^{(G)} = I_{c,z}^{(C)} + m_c (d_{c,x}^2 + d_{c,y}^2). \tag{4.11}$$

4.4.3 Contribution des roues aux inerties

Les roues sont approximées comme des masses ponctuelles. Cette approximation permet de prendre en compte leur effet principal sur les moments d'inertie du véhicule.

Le vecteur de position relatif de la roue i par rapport au centre de gravité est défini par :

$$\vec{d}_{\,i} = \vec{r}_{\,i} - \vec{r}_{\,CG} = \begin{bmatrix} d_{i,x} \\ d_{i,y} \\ d_{i,z} \end{bmatrix}. \tag{4.12}$$

Les composantes $d_{i,x}$, $d_{i,y}$ et $d_{i,z}$, représentées à la Figure 4.5, sont les bras de levier de la roue i par rapport au centre de gravité. Elles correspondent respectivement à l'écart longitudinal, latéral et vertical entre la roue et G.

Les contributions des roues aux inerties sont données par :

$$I_{w,x} = \sum_{i=1}^{N_w} m_{w,i}(d_{i,y}^2 + d_{i,z}^2), \quad I_{w,y} = \sum_{i=1}^{N_w} m_{w,i}(d_{i,x}^2 + d_{i,z}^2), \quad I_{w,z} = \sum_{i=1}^{N_w} m_{w,i}(d_{i,x}^2 + d_{i,y}^2). \tag{4.13}$$

Les inerties totales utilisées dans les équations de rotation sont

$$I_x = I_{c,x}^{(G)} + I_{w,x}, \qquad I_y = I_{c,y}^{(G)} + I_{w,y}, \qquad I_z = I_{c,z}^{(G)} + I_{w,z}. \tag{4.14}$$

Ces transformations permettent désormais de s'affranchir du référentiel géométrique $\mathcal{R}_v$ pour exprimer les bras de levier dans le référentiel dynamique $\mathcal{R}_b$, centré au centre de masse total G.

4.5 Passage de l'état global aux grandeurs locales roue-rail

4.5.1 Configuration nominale

Dans la suite du modèle, la **configuration nominale** est la configuration de référence centrée par rapport à la voie. Dans cette configuration :

$$\phi = \theta = \psi = 0, \qquad \Delta y_i = 0, \qquad \Delta z_i = 0. \tag{4.15}$$

La position nominale de la roue i, notée $\overrightarrow{p}_{i,0}$, désigne la position du centre de cette roue en configuration de référence. Elle sert de référence pour calculer le déplacement relatif roue-rail.

4.5.2 Calcul des grandeurs locales roue-rail

Les lois de force étant définies dans le repère local roue-rail, l'état global du véhicule doit d'abord être converti en grandeurs locales.

L'orientation du véhicule est décrite par la matrice

$$R_{0b}(\phi, \theta, \psi) = R_z(\psi) R_y(\theta) R_x(\phi), \tag{4.16}$$

qui transforme les composantes d'un vecteur exprimé dans le repère du châssis $\mathcal{R}_b$ vers le repère global $\mathcal{R}_0$. Il s'agit d'une convention ZYX (lacet–tangage–roulis).

Le bras de levier constant entre G et le centre de la roue i est noté ${}^{b}\overrightarrow{d}_i$. La position globale du centre de roue est alors :

$${}^{0}\overrightarrow{p}_i = {}^{0}\overrightarrow{r}_G + R_{0b}(\phi, \theta, \psi)\, {}^{b}\overrightarrow{d}_i. \tag{4.17}$$

La Figure 4.6 illustre ce changement de référentiel pour une roue située au point P_i.

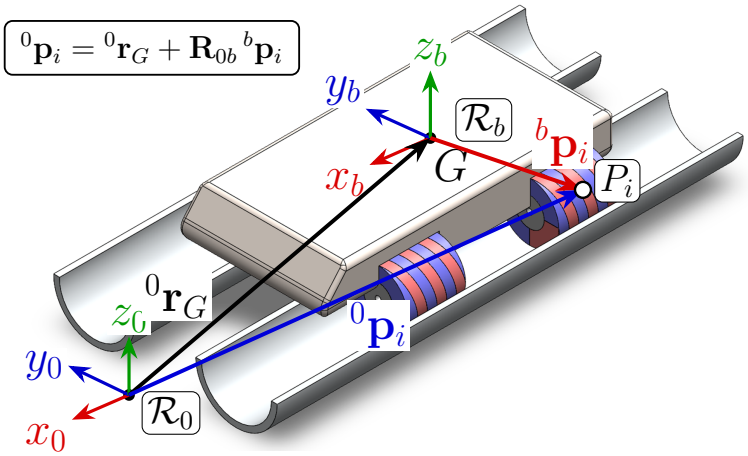


Figure 4.6 – Définition des positions utilisées dans le modèle dynamique.

Le déplacement du centre de roue par rapport à l'origine fixe de son rail est :

$$ {}^0\Delta\vec{p}_i = {}^0\vec{p}_i - {}^0\vec{p}_{rail,i,0}. \tag{4.18}$$

Ce déplacement est projeté dans le repère local initial roue–rail :

$$ {}^{local}\Delta\vec{p}_i = R_{i,0}^T\,{}^0\Delta\vec{p}_i = \begin{bmatrix}\Delta x_i \\ \Delta y_i \\ \Delta z_i\end{bmatrix}. \tag{4.19}$$

Ici, $R_{i,0}$ transforme un vecteur du repère local initial roue–rail vers le repère global. Les composantes Δy_i et Δz_i représentent respectivement le décentrage latéral et la variation d'entrefer. La composante Δx_i est calculée mais n'intervient pas dans les lois locales actives, conformément à l'hypothèse d'un rail rectiligne et homogène.

L'évaluation du décentrage local est résumée à la Figure 4.7.

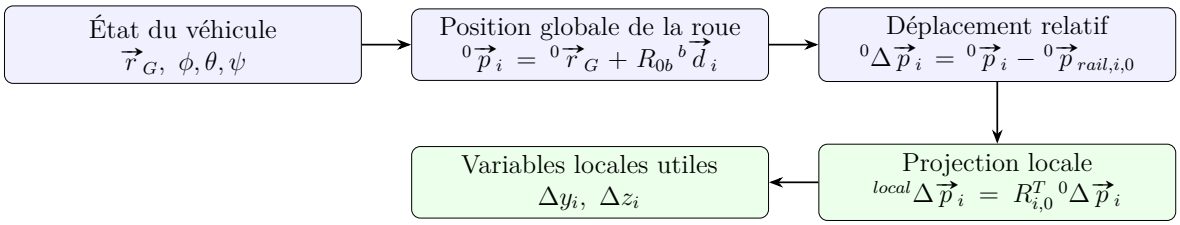


Figure 4.7 – Calcul des grandeurs locales roue-rail à partir de l'état global du véhicule.

4.6 Origine et rôle des données utilisées pour les forces locales

Le modèle dynamique ne repose pas sur une formulation analytique complète des efforts électrodynamiques roue-rail. À ce stade du projet, de telles lois analytiques ne sont pas encore disponibles pour décrire simultanément l'influence des différents paramètres sur les forces. Les composantes locales de force sont reconstruites à partir de données préexistantes, issues de mesures expérimentales et de simulations numériques [3]. Ces données sont transformées en lois continues par ajustement, interpolation ou normalisation, afin de pouvoir être évaluées directement dans le modèle dynamique. La Figure 4.8 résume cette méthodologie.

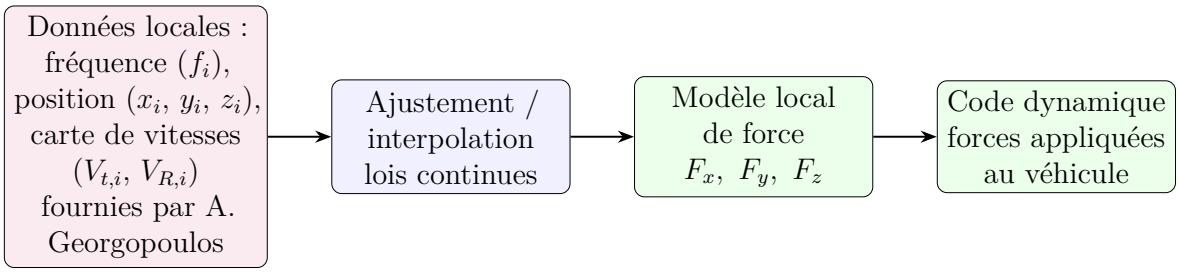


Figure 4.8 – Rôle des données dans la construction des lois de force utilisées par le modèle dynamique.

Le Tableau 4.3 synthétise les principales familles de données utilisées pour reconstruire les forces locales.

Tableau 4.3 – Origine et rôle des données utilisées pour la reconstruction des forces locales.

Famille de données	**Variable**	**Origine**	**Rôle dans le modèle**
Données fréquentielles	ω_i	Fits réalisés à partir de mesures expérimentales	Décrire l'évolution relative des forces avec la vitesse de rotation de la roue.
Données de position roue-rail	Δy_i, Δz_i	Fits réalisés à partir de mesures expérimentales	Corriger les forces lorsque la roue est décentrée latéralement ou lorsque l'entrefer varie.
Données de vitesse longitudinale	$V_{t,i}$, $V_{R,i}$	Simulations numériques	Corriger les forces à partir d'une carte bidimensionnelle reliant la vitesse longitudinale du centre de roue et la vitesse tangentielle de la roue.

Les composantes de guidage et de lévitation sont ajustées par la même forme fonctionnelle, une loi du type [3] :

$$F_{guide}^{fit}(f;a,b,c) = F_{lift}^{fit}(f;a,b,c) = \frac{af}{b^2 + cf^2}. \tag{4.20}$$

La composante longitudinale, associée à la propulsion ou à la traînée électromagnétique, est ajustée par :

$$F_{thrust}^{fit}(f;a,b,c) = \frac{af^2}{b + cf^3}. \tag{4.21}$$

Les paramètres (a, b, c) sont identifiés par moindres carrés non linéaires à partir des données disponibles. Les forces locales doivent donc être interprétées comme des forces reconstruites à partir de données expérimentales et numériques. La validité du modèle reste limitée aux plages de fréquence, de position et de glissement couvertes par les données sources.

4.7 Modèle local de force d'une roue

Le modèle local de force a pour objectif de calculer les composantes de force produites par une roue HEDW isolée. Faute de modèle analytique exprimant les forces en fonction de tous leurs paramètres d'influence, le modèle local détermine les forces d'une roue HEDW isolée via les lois empiriques définies à la Section 4.6. Celles-ci ne fournissent pas des valeurs absolues, mais des facteurs d'échelle normalisés. La force finale est ainsi reconstruite à partir de trois paramètres : la vitesse de rotation ω_i, la position relative roue-rail et le glissement longitudinal γ_i.

Pour chaque composante $k \in \{x, y, z\}$, la force est écrite sous la forme :

$$F_{k,i} = F_{k,0}\, s_k(\omega_i)\, S_k\Big(y_i^{model}, z_i^{model}\Big)\; g_k\Big(V_{x,i}^{local}, V_{R,i}\Big)\,. \tag{4.22}$$

Le Tableau 4.4 résume le rôle de chaque contribution.

Tableau 4.4 – Effets pris en compte dans la reconstruction de la force locale.

Effet	**Variable**	**Fonction**	**Rôle physique**
Niveau nominal	configuration de référence	$F_{k,0}$	Fixe la valeur de base de la composante de force F_k dans la configuration nominale.
Fréquence	ω_i	$s_k(\omega_i)$	Modifie l'amplitude des forces lorsque la vitesse de rotation change.
Position	y_i^{model}, z_i^{model}	$S_k(y_i^{model}, z_i^{model})$	Corrige la force lorsque la roue est décentrée ou lorsque l'entrefer varie.
Correction longitudinale	$V_{x,i}^{local}, V_{R,i}$	$g_k(V_{x,i}^{local}, V_{R,i})$	Tient compte de la vitesse longitudinale et de la vitesse tangentielle de la roue.

La démarche de construction de ces trois facteurs d'échelle suit une architecture logique unifiée, synthétisée à la Figure 4.9. Pour chaque phénomène physique, les variables opérationnelles du système sont injectées dans des lois empiriques brutes. Celles-ci sont ensuite systématiquement divisées par leur valeur dans un état de référence, garantissant ainsi l'obtention de facteurs normalisés strictement unitaires en configuration nominale.

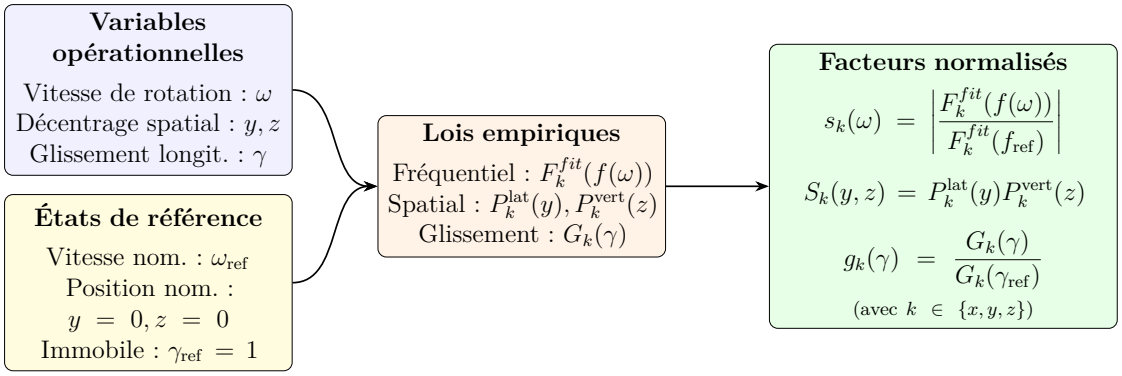


Figure 4.9 – Architecture de construction des facteurs d'échelle normalisés (fréquentiel, spatial et glissement) pour chaque composante k des forces.

Les sous-sections suivantes détaillent l'établissement mathématique de chacun de ces trois facteurs.

4.7.1 Ajustement fréquentiel des forces

L'impact de la vitesse de rotation est traduit par un facteur fréquentiel empirique. Son rôle est d'ajuster l'intensité des composantes de force selon le régime de la roue.

La vitesse tangentielle de la roue est donnée par :

$$V_R = \omega R_{out} = 2\pi f R_{out}, \tag{4.23}$$

où R_{out} est le rayon extérieur de la roue. Pour une roue hélicoïdale, cette vitesse est associée à une vitesse synchrone longitudinale équivalente :

$$V_s = \left| \frac{V_R}{\tan \alpha} \right|, \tag{4.24}$$

où α est l'angle d'hélice. La fréquence de rotation influence la vitesse synchrone, le glissement, les courants induits et, par conséquent, les forces produites.

Pour chaque composante $k \in \{x, y, z\}$, le facteur fréquentiel est défini par :

$$s_k(\omega) = \left| \frac{F_k^{fit}(f(\omega))}{F_k^{fit}(f_{\text{ref}})} \right|. \tag{4.25}$$

4.7.2 Dépendance spatiale roue-rail

Le facteur spatial S_k corrige la force de référence $F_{k,0}$ lorsque la roue s'écarte de sa position nominale. En notant

$$\eta_i = \Delta y_i, \qquad \zeta_i = \Delta z_i, \tag{4.26}$$

les facteurs de forme sont modélisés par des polynômes cubiques :

$$P_k^{\text{lat}}(\eta) = c_{k,0}^{\text{lat}} + c_{k,1}^{\text{lat}}\eta + c_{k,2}^{\text{lat}}\eta^2 + c_{k,3}^{\text{lat}}\eta^3, \tag{4.27}$$

$$P_k^{\text{vert}}(\zeta) = c_{k,0}^{\text{vert}} + c_{k,1}^{\text{vert}}\zeta + c_{k,2}^{\text{vert}}\zeta^2 + c_{k,3}^{\text{vert}}\zeta^3. \tag{4.28}$$

Les profils expérimentaux sont normalisés par leur valeur centrale avant l'ajustement. Les effets latéral et vertical sont combinés selon une hypothèse de séparation multiplicative :

$$S_k(\eta, \zeta) = P_k^{\text{lat}}(\eta) P_k^{\text{vert}}(\zeta), \qquad k \in \{x, y, z\}. \tag{4.29}$$

Cette séparation est une approximation imposée par les données disponibles, qui décrivent séparément les effets de y et de z. Elle permet de reconstruire une correction spatiale globale sans disposer d'une cartographie bidimensionnelle complète $F_k(y, z)$.

4.7.3 Prise en compte du glissement

La correction longitudinale des forces dépend de la vitesse tangentielle de la roue et de la vitesse longitudinale locale de son centre. La vitesse tangentielle vaut

$$V_{R,i} = |\omega_i| R_{out}. \tag{4.30}$$

La vitesse longitudinale locale du centre de roue doit être déterminée avec une cinématique cohérente entre repères. Pour la convention ZYX de l'équation (4.16), la vitesse angulaire du châssis exprimée dans son repère propre est obtenue à partir des dérivées des angles d'Euler selon :

$${}^{b}\vec{\Omega} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin\theta \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi\cos\theta \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi\cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}, \tag{4.31}$$

puis

$${}^{0}\vec{\Omega} = R_{0b}\, {}^{b}\vec{\Omega}. \tag{4.32}$$

Les roues sont rigidement fixées au châssis ; le bras de levier ${}^{b}\vec{d}_i$ est donc constant et ${}^{b}\vec{d}_i = \vec{0}$. La vitesse globale du centre de la roue s'écrit :

$${}^{0}\vec{v}_i = {}^{0}\vec{v}_G + {}^{0}\vec{\Omega} \times \left(R_{0b}\, {}^{b}\vec{d}_i \right). \tag{4.33}$$

Les deux vecteurs du produit vectoriel sont ainsi exprimés dans le même repère global. La composante longitudinale locale utilisée par la loi de roue est

$$V_{x,i}^{local} = \left(R_{i,0}^{T}\, {}^{0}\vec{v}_i \right)_x. \tag{4.34}$$

Le glissement longitudinal peut donc être calculé :

$$\gamma_i = \frac{V_{s,i} - V_{x,i}^{local}}{V_{s,i}}, \qquad V_{s,i} = \left| \frac{V_{R,i}}{\tan\alpha} \right|. \tag{4.35}$$

Dans le modèle, l'effet du glissement est représenté par des fonctions ajustées sur les données disponibles :

$$G_{\text{thrust}}(\gamma), \qquad G_{\text{guid}}(\gamma), \qquad G_{\text{lift}}(\gamma). \tag{4.36}$$

Ces fonctions ne sont pas utilisées directement. Elles sont normalisées par rapport à la valeur de référence $\gamma_{\text{ref}} = 1$, qui correspond au cas où le véhicule est immobile :

$$g_x(\gamma) = \frac{G_{\text{thrust}}(\gamma)}{G_{\text{thrust}}(\gamma_{\text{ref}})}, \qquad g_y(\gamma) = \frac{G_{\text{guid}}(\gamma)}{G_{\text{guid}}(\gamma_{\text{ref}})}, \qquad g_z(\gamma) = \frac{G_{\text{lift}}(\gamma)}{G_{\text{lift}}(\gamma_{\text{ref}})}. \tag{4.37}$$

Les facteurs g_x, g_y et g_z corrigent respectivement les composantes longitudinale, latérale et verticale de la force en fonction du glissement. Par construction, ces facteurs valent 1 lorsque $\gamma = \gamma_{\text{ref}}$, de sorte que les forces nominales restent inchangées dans la configuration de référence.

Ainsi, pour chaque composante de force, le facteur de glissement $g_k(\gamma)$ corrige la force nominale en fonction du glissement longitudinal.

4.7.4 Dépendances dynamiques non modélisées

Le modèle local tient compte des décentrages statiques (Δy_i, Δz_i) et du glissement longitudinal (γ_i). En toute rigueur, les forces générées dépendent également des vitesses transversales locales ($V_{y,i}^{local}$ et $V_{z,i}^{local}$), car un déplacement rapide modifie les courants de Foucault induits. En l'absence de données initiales pour caractériser ces sensibilités dynamiques, ces vitesses ne sont pas incluses comme variables d'entrée dans l'équation de force actuelle. Les conséquences de cette simplification sur l'amortissement global du véhicule sont discutées à la Section 4.12.1.

4.7.5 Prise en compte du sens des forces locales

Les facteurs précédents déterminent l'amplitude des forces locales. Leur orientation spatiale est dictée par la géométrie et la cinématique de la roue. On introduit pour cela deux coefficients de signe :

— Le sens de rotation $\sigma_{\omega,i} \in \{-1, +1\}$. Il vaut $+1$ pour une rotation positive autour de l'axe x (selon la règle de la main droite).

— Le sens du pas hélicoïdal $\sigma_{p,i} \in \{-1, +1\}$, dont la convention est illustrée à la Figure 4.10.

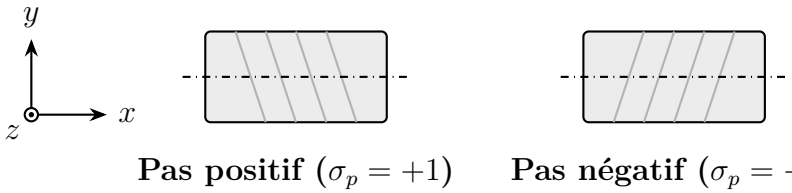


Figure 4.10 – Définition du sens du pas hélicoïdal et repère local (x, y, z).

Par convention, les signes appliqués aux composantes locales s'écrivent :

$$\varepsilon_{x,i} = \sigma_{\omega,i}\sigma_{p,i}, \qquad \varepsilon_{y,i} = -\sigma_{\omega,i}, \qquad \varepsilon_{z,i} = +1. \tag{4.38}$$

Les composantes signées de la force locale sont alors :

$$F_{x,i}^{local} = \varepsilon_{x,i} \left| F_{x,i}^{model} \right|, \qquad F_{y,i}^{local} = \varepsilon_{y,i} \left| F_{y,i}^{model} \right|, \qquad F_{z,i}^{local} = \left| F_{z,i}^{model} \right|. \tag{4.39}$$

La Figure 4.11 synthétise les quatre combinaisons possibles. L'inversion de la rotation affecte simultanément les efforts longitudinaux et latéraux, tandis que le sens du pas hélicoïdal ne modifie que la direction de la force longitudinale (propulsion/freinage). La lévitation, quant à elle, reste toujours répulsive.

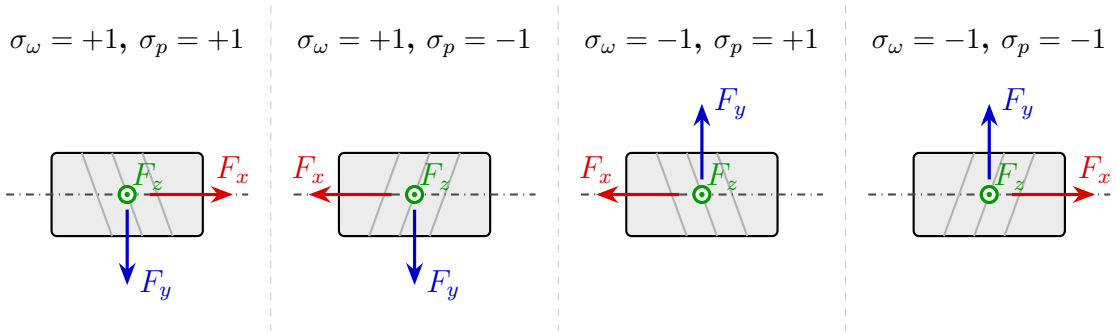


Figure 4.11 – Orientation des composantes de force en fonction de la configuration de la roue. L'axe x porte la force de propulsion F_x, l'axe y la force de guidage F_y, et l'axe z (pastille verte vers l'observateur) la force de lévitation F_z.

4.7.6 Inclinaison locale des rails

Lorsque le rail associé à la roue i est incliné d'un angle φ_i, les grandeurs utilisées par le modèle de roue doivent être exprimées dans le repère local du rail. Les déplacements relatifs roue–rail sont donc obtenus par une rotation dans le plan local (y, z), comme illustré à la Figure 4.12 :

$$y_i^{model} = \cos\varphi_i\, \Delta y_i + \sin\varphi_i\, \Delta z_i, \qquad z_i^{model} = -\sin\varphi_i\, \Delta y_i + \cos\varphi_i\, \Delta z_i. \tag{4.40}$$

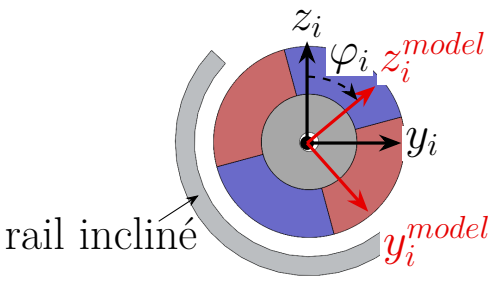


Figure 4.12 – Définition du repère local associé à un rail incliné.

Le modèle de roue fournit ensuite les composantes de force dans ce repère local, notées $F_{y,i}^{model}$ et $F_{z,i}^{model}$. Ces composantes sont ramenées dans le repère du véhicule par la rotation inverse :

$$F_{y,i} = \cos\varphi_i\, F_{y,i}^{model} - \sin\varphi_i\, F_{z,i}^{model}, \qquad F_{z,i} = \sin\varphi_i\, F_{y,i}^{model} + \cos\varphi_i\, F_{z,i}^{model}. \tag{4.41}$$

Cette transformation permet de prendre en compte l'inclinaison locale du rail dans le calcul des efforts de guidage, de lévitation et des moments appliqués au châssis.

4.8 Passage des forces locales aux forces globales

Une fois le modèle de force défini pour une roue, il est possible de construire le modèle dynamique du véhicule complet. Ce passage du modèle local au modèle global est illustré à la Figure 4.13. Il consiste à sommer les forces générées par les roues, puis à calculer les moments correspondants par rapport au centre de masse du véhicule.

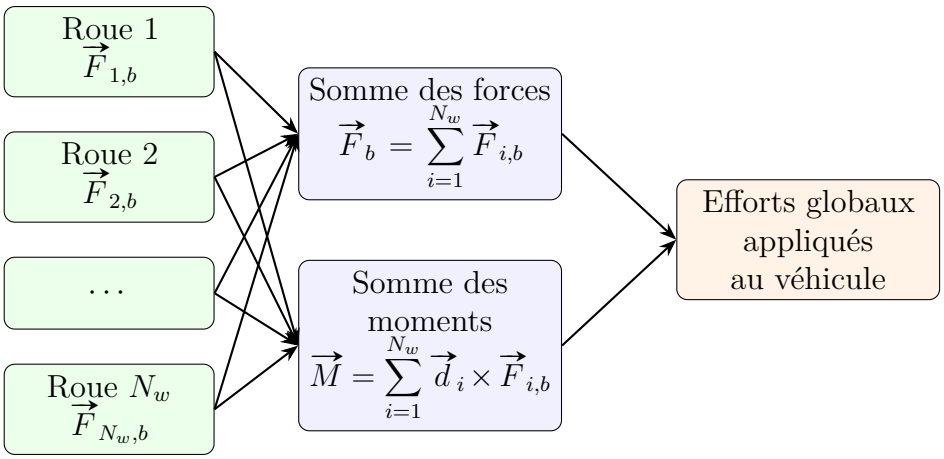


Figure 4.13 – Assemblage des forces locales de roue en efforts globaux appliqués au véhicule.

4.8.1 Résultante des forces

Chaque roue i génère une force locale notée $\vec{F}_{i,b}$, exprimée dans le repère du véhicule :

$$\vec{F}_{i,b} = \begin{bmatrix} F_{x,i} \\ F_{y,i} \\ F_{z,i} \end{bmatrix}. \tag{4.42}$$

La force totale appliquée au véhicule est obtenue en sommant les contributions des N_w roues :

$$\vec{F}_b = \sum_{i=1}^{N_w} \vec{F}_{i,b}, \tag{4.43}$$

Les équations de translation étant écrites dans le référentiel global, cette résultante doit ensuite être projetée dans $\mathcal{R}_0$:

$$\vec{F}_0 = R_0(\phi, \theta, \psi)\vec{F}_b. \tag{4.44}$$

Le vecteur $\mathbf{F}_0$ représente la force totale appliquée au centre de masse, exprimée dans le repère global.

4.8.2 Moments générés par les roues

Les forces générées par les roues ne sont généralement pas appliquées au centre de masse. Chaque roue est située à une position $\vec{d}_i$ par rapport à G. Une force appliquée par une roue peut donc produire une translation, mais aussi une rotation.

Le moment total appliqué au véhicule est :

$$\vec{M}^b = \sum_{i=1}^{N_w} \vec{d}_i^{\,b} \times \vec{F}_i^{\,b}. \tag{4.45}$$

En développant le produit vectoriel, on obtient les trois composantes du moment :

$$M_x = \sum_{i=1}^{N_w} (y_i F_{z,i} - z_i F_{y,i}), \quad M_y = \sum_{i=1}^{N_w} (z_i F_{x,i} - x_i F_{z,i}), \quad M_z = \sum_{i=1}^{N_w} (x_i F_{y,i} - y_i F_{x,i}). \tag{4.46}$$

Ainsi, même si les forces de chaque roue sont calculées localement, leur position dans le véhicule détermine leur effet global sur l'attitude du châssis.

4.9 Équations du mouvement

La Figure 4.14 présente une vue générale du véhicule et met en évidence les directions principales utilisées pour écrire les équations du mouvement. Elle distingue notamment la dynamique longitudinale, associée à l'avancement du véhicule le long du rail, et la dynamique latérale/verticale, associée au guidage et à la lévitation.

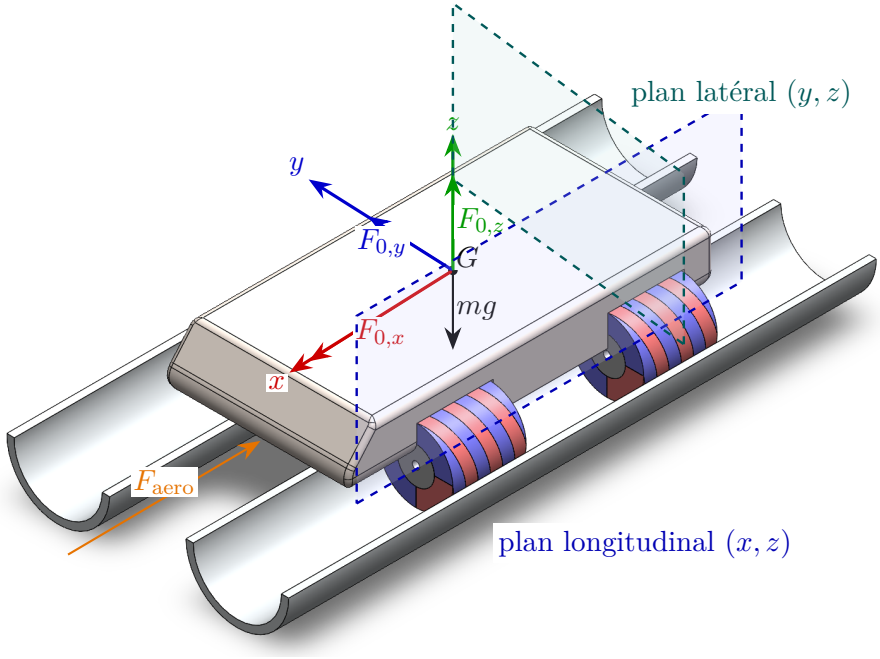


Figure 4.14 – Directions principales utilisées dans les équations du mouvement. Le plan longitudinal est associé à l'avancement et à la lévitation, tandis que le plan latéral est associé au guidage et à la lévitation.

4.9.1 Dynamique de translation

La dynamique de translation découle de la deuxième loi de Newton. Le mouvement du véhicule est régi par le bilan de trois forces : la résultante électrodynamique ($\vec{F}_0$), la traînée aérodynamique et le poids.

4.9.1.1 Dynamique longitudinale

La dynamique longitudinale correspond au mouvement d'avancement du véhicule selon l'axe x. Elle dépend de la composante longitudinale de la force électrodynamique et de la traînée aérodynamique :

$$m\ddot{x} = F_{0,x} - F_{\text{aero}}. \tag{4.47}$$

La force $F_{0,x}$ représente la contribution globale des roues dans la direction de l'avancement. Selon son signe, elle peut correspondre à une propulsion ou à une traînée électromagnétique. Le terme F_{aero} modélise la résistance de l'air et s'oppose au mouvement.

Dans le modèle, la traînée aérodynamique est représentée par :

$$F_{\text{aero}} = C_D \dot{x}^2 \,\text{sign}(\dot{x}), \tag{4.48}$$

où C_D est le coefficient de traînée.

4.9.1.2 Dynamique latérale et verticale

La dynamique latérale et verticale regroupe les mouvements associés au guidage et à la lévitation.

La dynamique latérale, selon l'axe y, s'écrit :

$$m\ddot{y} = F_{0,y}. \tag{4.49}$$

Cette équation décrit la manière dont le véhicule se recentre ou se décale dans la voie sous l'effet des forces latérales générées par les roues.

La dynamique verticale, selon l'axe z, est donnée par :

$$m\ddot{z} = F_{0,z} - mg. \tag{4.50}$$

La composante $F_{0,z}$ correspond à la force totale de lévitation, tandis que mg représente le poids du véhicule. Lorsque $F_{0,z} = mg$, l'accélération verticale est nulle et le véhicule conserve une hauteur constante.

Tableau 4.5 – Interprétation physique des équations de translation.

Direction	**Équation**	**Interprétation physique**
Longitudinale x	$m\ddot{x} = F_{0,x} - F_{\text{aero}}$	Le mouvement d'avancement dépend de la résultante des forces électrodynamiques selon x, diminuée par la traînée aérodynamique.
Latérale y	$m\ddot{y} = F_{0,y}$	Le mouvement latéral est gouverné par la force de guidage globale.
Verticale z	$m\ddot{z} = F_{0,z} - mg$	Le mouvement vertical résulte de l'équilibre entre la force de lévitation et le poids du véhicule.

4.9.2 Dynamique de rotation

En plus des translations, les forces appliquées par les roues produisent des moments qui entraînent des rotations du véhicule autour de ses axes principaux. Ces rotations correspondent au roulis, au tangage et au lacet.

La Figure 4.15 illustre les moments de rotation appliqués au véhicule autour de son centre de gravité G. Les moments M_x, M_y et M_z sont respectivement associés au roulis, au tangage et au lacet.

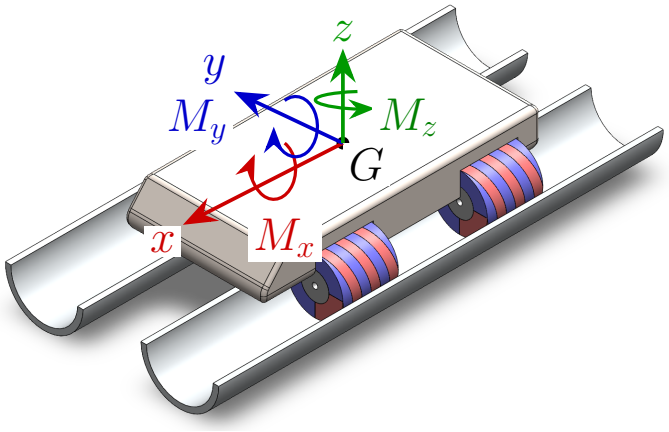


Figure 4.15 – Illustration de la dynamique de rotation du véhicule autour du centre de gravité G.

Dans le cas général, la dynamique de rotation d'un solide rigide est décrite par l'équation de Newton–Euler :

$$\vec{M}_b = I_b \dot{\vec{\Omega}} + \vec{\Omega} \times \left(I_b \vec{\Omega} \right), \tag{4.51}$$

où $\vec{M}_b$ est le moment total exprimé dans le repère du châssis, I_b la matrice d'inertie du véhicule, et $\vec{\Omega}$ le vecteur vitesse angulaire.

Le véhicule est supposé suffisamment symétrique pour que les axes du châssis soient assimilés aux axes principaux d'inertie. La matrice d'inertie est alors diagonale :

$$I_b = \begin{bmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}. \tag{4.52}$$

Dans cette première modélisation, les termes gyroscopiques sont négligés, ce qui revient à simplifier l'équation (4.51) sous la forme :

$$M_x \simeq I_x \dot{\Omega}_x, \qquad M_y \simeq I_y \dot{\Omega}_y, \qquad M_z \simeq I_z \dot{\Omega}_z. \tag{4.53}$$

Pour des angles modérés, les vitesses angulaires sont assimilées aux dérivées des angles d'Euler :

$$\Omega_x \simeq \dot{\phi}, \qquad \Omega_y \simeq \dot{\theta}, \qquad \Omega_z \simeq \dot{\psi}. \tag{4.54}$$

On obtient finalement les équations de rotation utilisées dans le modèle :

$$I_x \ddot{\phi} = M_x, \qquad I_y \ddot{\theta} = M_y, \qquad I_z \ddot{\psi} = M_z. \tag{4.55}$$

Tableau 4.6 – Interprétation physique des équations de rotation simplifiées.

Mouvement	**Équation simplifiée**	**Origine physique possible**
Roulis ϕ	$I_x\ddot{\phi} = M_x$	Un déséquilibre de forces verticales entre le côté gauche et le côté droit du véhicule crée un moment autour de l'axe longitudinal.
Tangage θ	$I_y\ddot{\theta} = M_y$	Une différence de forces verticales entre les roues avant et arrière crée un moment autour de l'axe latéral.
Lacet ψ	$I_z\ddot{\psi} = M_z$	Des forces longitudinales ou latérales dissymétriques peuvent générer un moment autour de l'axe vertical.

4.10 Intégration numérique

Les sections précédentes ont permis d'établir les équations du mouvement du véhicule. Ces équations donnent les accélérations du centre de masse et les accélérations angulaires à partir de l'état instantané du système. Il faut ensuite les intégrer pour obtenir les vitesses, puis intégrer les vitesses pour obtenir les positions et les angles.

La logique de calcul suivie à chaque pas de temps est illustrée à la Figure 4.16. À partir de l'état courant $\vec{s}_n$, le modèle détermine d'abord la position de chaque roue, puis les variables locales roue-rail, comme le décentrage, l'entrefer et le glissement. Ces grandeurs permettent de calculer les forces locales de roue, qui sont ensuite assemblées en une résultante globale $\vec{F}_0$ et un moment total $\vec{M}$. Les accélérations obtenues à partir des équations du mouvement sont finalement intégrées afin d'obtenir le nouvel état $\vec{s}_{n+1}$.

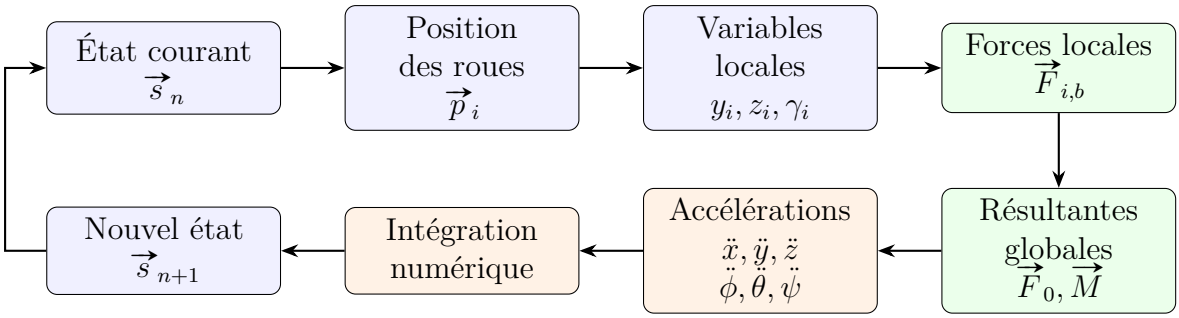


Figure 4.16 – Boucle d'intégration numérique utilisée pour faire évoluer l'état du véhicule dans le temps.

L'intégration temporelle se fait par Runge–Kutta d'ordre 4 (RK4).

4.11 Blocage de degrés de liberté

Le modèle permet de bloquer certains degrés de liberté afin de réaliser des études simplifiées. Cette fonctionnalité est utile pour vérifier séparément certaines parties

du modèle, identifier les contributions dominantes et mieux comprendre l'origine d'éventuelles oscillations ou instabilités.

Le blocage d'un degré de liberté consiste à imposer une valeur constante à la coordonnée généralisée correspondante. Pour un degré de liberté q_i bloqué à sa valeur initiale $q_{i,0}$, les conditions suivantes doivent être satisfaites à chaque pas de temps :

$$q_i(t) = q_{i,0}, \qquad \dot{q}_i(t) = 0, \qquad \ddot{q}_i(t) = 0. \tag{4.56}$$

Dans le cas d'un solide rigide possédant trois translations et trois rotations, le blocage complet s'écrit :

$$\underbrace{x = x_0, \quad y = y_0, \quad z = z_0}_{\text{translations}}, \qquad \underbrace{\phi = \phi_0, \quad \theta = \theta_0, \quad \psi = \psi_0}_{\text{rotations}}, \tag{4.57}$$

avec

$$\underbrace{\dot{x} = \dot{y} = \dot{z} = 0}_{\text{vitesses de translation}}, \qquad \underbrace{\dot{\phi} = \dot{\theta} = \dot{\psi} = 0}_{\text{vitesses de rotation}}. \tag{4.58}$$

D'un point de vue numérique, imposer uniquement une accélération nulle n'est pas suffisant. En effet, si la vitesse initiale du degré de liberté n'est pas nulle, la coordonnée continue à évoluer malgré l'annulation de l'accélération :

$$\ddot{q}_i = 0 \quad \Longrightarrow \quad \dot{q}_i(t) = \dot{q}_i(0), \qquad q_i(t) = q_i(0) + \dot{q}_i(0)t. \tag{4.59}$$

4.12 Formulation dynamique linéarisée du véhicule HEDW

Le comportement dynamique d'un véhicule équipé de roues HEDW est non linéaire, car les efforts électromagnétiques dépendent de la position du véhicule, de sa vitesse et des vitesses de rotation des roues. Afin d'analyser la stabilité locale et de préparer une éventuelle loi de commande, le modèle est linéarisé autour d'un point de fonctionnement puis exprimé sous forme d'état, représentation couramment utilisée pour la commande des systèmes Maglev [7, 8]. Ce point de fonctionnement est défini par :

$$\left(\vec{q}_0, \dot{\vec{q}}_0, \vec{\omega}_0\right), \tag{4.60}$$

où $\vec{q}_0$ représente la position et l'orientation d'équilibre du véhicule, $\dot{\vec{q}}_0$ ses vitesses d'équilibre, et $\vec{\omega}_0$ les vitesses de rotation nominales des roues.

Les coordonnées généralisées, les vitesses généralisées et les vitesses angulaires des roues sont regroupées dans :

$$\vec{q} = \begin{bmatrix} x & y & z & \phi & \theta & \psi \end{bmatrix}^T, \qquad \dot{\vec{q}} = \begin{bmatrix} \dot{x} & \dot{y} & \dot{z} & \dot{\phi} & \dot{\theta} & \dot{\psi} \end{bmatrix}^T, \qquad \vec{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_1 & \omega_2 & \omega_3 & \omega_4 \end{bmatrix}^T. \tag{4.61}$$

Les efforts généralisés produits par les roues HEDW sont :

$$\vec{\tau}_{HEDW} = \begin{bmatrix} F_x & F_y & F_z & M_x & M_y & M_z \end{bmatrix}^T, \tag{4.62}$$

avec :

$$\vec{\tau}_{HEDW} = \vec{\tau}_{HEDW}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}, \vec{\omega}). \tag{4.63}$$

Les équations du mouvement peuvent alors s'écrire sous la forme compacte :

$$M\ddot{\vec{q}} = \vec{\tau}_{HEDW}(\vec{q}, \dot{\vec{q}}, \vec{\omega}) + \vec{\tau}_{ext}, \tag{4.64}$$

où M est la matrice généralisée de masse et d'inertie, et $\vec{\tau}_{ext}$ regroupe les efforts extérieurs, comme la gravité et la traînée aérodynamique.

On introduit ensuite de petites perturbations autour du point de fonctionnement :

$$\delta\vec{q} = \vec{q} - \vec{q}_0, \qquad \delta\dot{\vec{q}} = \dot{\vec{q}} - \dot{\vec{q}}_0, \qquad \delta\vec{\omega} = \vec{\omega} - \vec{\omega}_0. \tag{4.65}$$

Le développement de Taylor au premier ordre des efforts électromagnétiques donne :

$$\vec{\tau}_{HEDW} \simeq \vec{\tau}_{HEDW,0} + K_F\delta\vec{q} + D_F\delta\dot{\vec{q}} + B_\omega\delta\vec{\omega}. \tag{4.66}$$

Les matrices de sensibilité K_F, D_F et B_ω sont définies dans le Tableau 4.7. Elles sont évaluées localement au point de fonctionnement choisi et ne constituent pas des constantes globales du système.

Tableau 4.7 – Interprétation des matrices de sensibilité du modèle linéarisé.

Matrice	**Définition**	**Interprétation physique**
K_F	$\left.\frac{\partial\vec{\tau}_{HEDW}}{\partial\vec{q}}\right\|_0$	Sensibilité aux déplacements : raideur électromagnétique locale.
D_F	$\left.\frac{\partial\vec{\tau}_{HEDW}}{\partial\dot{\vec{q}}}\right\|_0$	Sensibilité aux vitesses : amortissement électromagnétique local.
B_ω	$\left.\frac{\partial\vec{\tau}_{HEDW}}{\partial\vec{\omega}}\right\|_0$	Sensibilité aux vitesses des roues : influence de la commande.

En remplaçant l'approximation (4.66) dans l'équation (4.64), puis en soustrayant la condition d'équilibre du point de fonctionnement, les termes constants disparaissent. Il reste :

$$M\delta\ddot{\vec{q}} = K_F\delta\vec{q} + D_F\delta\dot{\vec{q}} + B_\omega\delta\vec{\omega}. \tag{4.67}$$

L'équation (4.67) constitue le modèle dynamique linéarisé du second ordre autour du point de fonctionnement.

Pour l'analyse de stabilité et la commande, ce modèle du second ordre est transformé en système du premier ordre. On introduit le vecteur d'état perturbé :

$$\vec{x} = \begin{bmatrix} \delta\vec{q} \\ \delta\dot{\vec{q}} \end{bmatrix}, \qquad \dot{\vec{x}} = \begin{bmatrix} \delta\dot{\vec{q}} \\ \delta\ddot{\vec{q}} \end{bmatrix}. \tag{4.68}$$

En isolant $\delta\ddot{\vec{q}}$ dans l'équation (4.67), on obtient :

$$\delta\ddot{\vec{q}} = M^{-1}K_F\delta\vec{q} + M^{-1}D_F\delta\dot{\vec{q}} + M^{-1}B_\omega\delta\vec{\omega}. \tag{4.69}$$

La représentation d'état associée est :

$$\dot{\vec{x}} = A\vec{x} + B\delta\vec{\omega}, \tag{4.70}$$

avec

$$A = \begin{bmatrix} 0_{6\times6} & I_{6\times6} \\ M^{-1}K_F & M^{-1}D_F \end{bmatrix}, \qquad B = \begin{bmatrix} 0_{6\times4} \\ M^{-1}B_\omega \end{bmatrix}. \tag{4.71}$$

Cette écriture matricielle est utile pour l'analyse de stabilité locale et pour la commande. La stabilité du point de fonctionnement peut être étudiée à partir des valeurs propres de la matrice A. La matrice B fait apparaître les variations de vitesses de rotation $\delta\vec{\omega}$ comme les entrées du système, ce qui permet d'utiliser les roues comme actionneurs autour du point de fonctionnement.

4.12.1 Limites de l'amortissement électrodynamique

L'analyse du modèle linéarisé met en lumière une limitation importante des lois empiriques actuelles : la matrice d'amortissement D_F n'est que partiellement caractérisée.

Comme souligné précédemment, les lois locales prennent en compte la dépendance à la vitesse longitudinale via le glissement γ_i, mais ignorent les vitesses transversales $V_{y,i}^{local}$ et $V_{z,i}^{local}$. Les sensibilités associées à ces vitesses sont donc absentes par construction du modèle. Ces termes manquants dans D_F ne doivent pas être interprétés comme des coefficients physiquement nuls, mais comme une lacune des données de simulation initiales.

Les conséquences sur la prédiction du comportement dynamique sont directes :

Dynamique verticale (z) : Si la gravité définit la charge statique à équilibrer et l'entrefer la raideur de lévitation, l'absence de terme lié à la vitesse locale $V_{z,i}^{local}$ ampute le modèle de sa composante d'amortissement électrodynamique vertical.

— **Dynamique latérale (y) :** L'axe latéral ne bénéficie d'aucune force stabilisatrice naturelle équivalente. L'absence d'amortissement dans le modèle conduit alors à l'apparition d'instabilités numériques (oscillations divergentes) dans certaines configurations de guidage.

Cette limitation fondamentale motive la démarche expérimentale au cœur de ce travail. La conception et la construction d'un banc de caractérisation, abordées à partir du Chapitre 5, ont pour objectif d'isoler la dynamique transversale de la roue HEDW. Les mesures expérimentales permettront de quantifier cet amortissement électrodynamique manquant (D_F), d'enrichir les lois empiriques et, à terme, de stabiliser le modèle dynamique complet.

4.13 Résultats et discussion

Cette section évalue le comportement du modèle dynamique. L'étude se concentre sur la stabilité passive du véhicule, évaluée à vitesses de rotation de roues constantes.

Les régimes transitoires complexes (tels que l'accélération depuis le vol stationnaire ou le freinage) ne sont pas abordés. En effet, lors de telles variations, le modèle présente des positions oscillantes et divergentes sortant du domaine admissible et menant à une instabilité numérique. Comme discuté à la Section 4.12.1, l'absence d'amortissement électrodynamique transversal dans les lois actuelles constitue une cause probable de ce comportement.

L'analyse se déroule en deux étapes :

1. L'évaluation d'une configuration de référence pour valider la cohérence physique globale du modèle.
2. Une étude paramétrique comparant plusieurs géométries, afin d'identifier les paramètres de conception ayant le plus d'influence sur la stabilité.

4.13.1 Validation qualitative du modèle dynamique

La configuration de référence est centrée par rapport à la voie et ne présente initialement ni décentrage latéral, ni angle de roulis, de tangage ou de lacet. Cette configuration sert de point de départ pour vérifier le comportement global du modèle dynamique avant d'étudier l'influence des paramètres géométriques.

Tableau 4.8 – Paramètres de la simulation de référence.

Paramètre	**Valeur utilisée**
Masse du châssis	$m_c = 2.4$ kg
Masse d'une roue	$m_w = 0.1$ kg
Nombre de roues	4
Centre de masse du châssis	$\mathbf{r}_{G,c} = (0, 0, 0)$
Angle du rail	$0°$
Vitesses de rotation des roues	$\boldsymbol{\omega} = 600$ rad/s
Perturbation initiale	Aucune

Les résultats principaux de cette simulation sont présentés à la Figure 4.18.

La trajectoire obtenue présente une phase transitoire : le véhicule part de la position centrée (nominale) et descend d'abord sous l'effet de son poids, puis oscille avant de tendre vers un état stabilisé.

Les résultats détaillés sont présentés dans les annexes A.1 et A.2.

Les oscillations latérales, d'amplitude de l'ordre de 10^{-12}, sont assimilées à du bruit numérique d'intégration. Les forces latérales générées de part et d'autre du véhicule sont de signes opposés et s'annulent, ce qui explique la faible réponse selon y. Les moments restent également limités et aucune divergence dynamique n'est observée.

Cette étape ne constitue pas une validation expérimentale, mais elle confirme que le modèle produit une réponse dynamique physiquement interprétable.

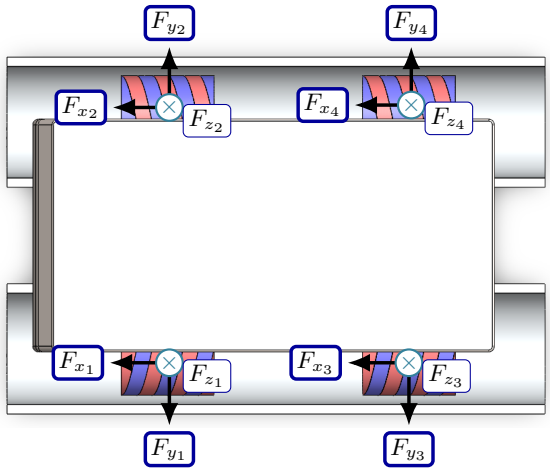
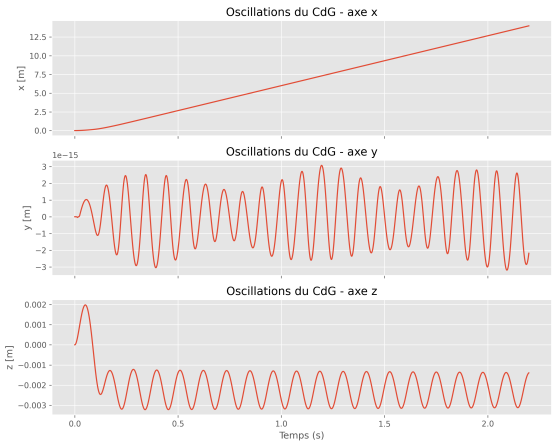
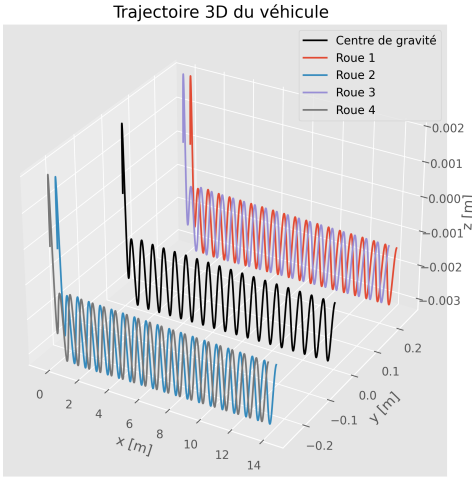


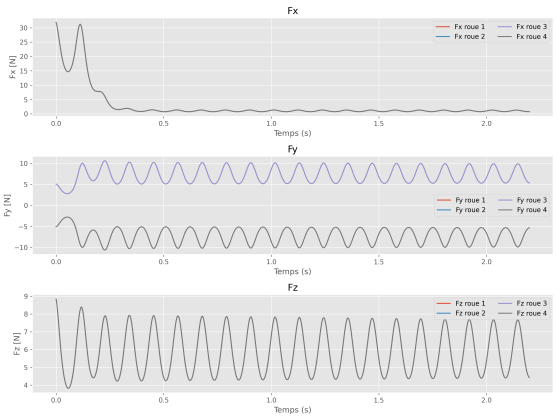
Figure 4.17 – Vue de dessus du système et orientation des composantes de force appliquées aux roues hélicoïdales.



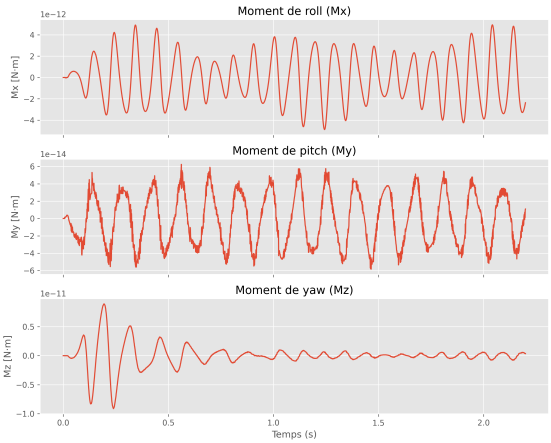
(a) Déplacement du centre de masse



(b) Trajectoire 3D



(c) Forces



(d) Moments

Figure 4.18 – Configuration de référence utilisée pour la validation qualitative du modèle.

4.13.2 Méthode de comparaison des configurations

Les études réalisées dans cette section ont pour objectif d'analyser la stabilité passive du véhicule pour différentes configurations géométriques. Les réponses obtenues traduisent la tendance naturelle d'une configuration à atténuer ou à amplifier une perturbation initiale autour du point de fonctionnement choisi.

La stratégie de test repose sur une configuration de référence, définie au Tableau 4.8. À partir de cette configuration, un seul paramètre géométrique est modifié à la fois, tandis que tous les autres sont maintenus constants. Cette approche permet d'isoler l'influence physique de chaque paramètre :

largeur de voie e_r, empattement L_r, longueur du châssis a, largeur du châssis b, position verticale des roues z_w et épaisseur du châssis c.

Les grandeurs analysées sont :

$$y, \quad z, \quad \phi, \quad \theta, \quad \psi. \tag{4.72}$$

Le déplacement longitudinal x n'est pas utilisé comme critère de stabilité, car il correspond au mouvement d'avancement libre du véhicule.

Les indicateurs retenus sont :

— L'amplitude maximale, qui indique l'écart le plus important atteint au cours de la simulation ;

— La valeur RMS (*Root Mean Square*), ou valeur quadratique moyenne, qui caractérise le niveau moyen d'oscillation sur toute la durée de la simulation ;

Les configurations divergentes sont conservées dans l'analyse qualitative, car elles donnent une information importante sur les limites de stabilité passive du modèle. En revanche, lorsqu'une réponse sort du domaine admissible, elle n'est pas utilisée. La Figure 4.19 définit les paramètres géométriques étudiés.

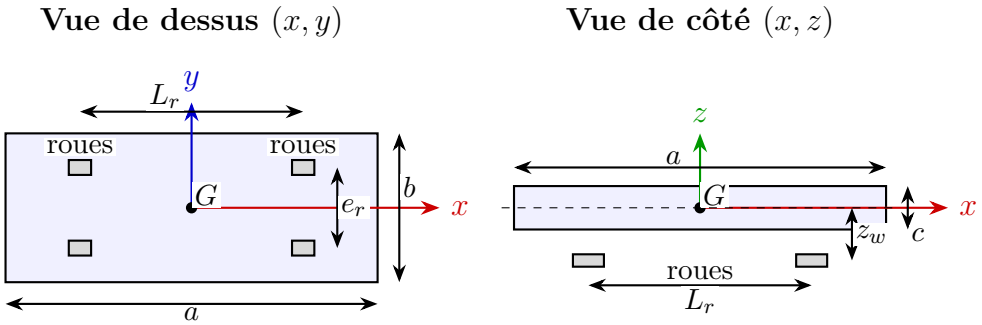


Figure 4.19 – Définition des paramètres géométriques étudiés : a et b désignent les dimensions principales du châssis, c son épaisseur, L_r l'empattement, e_r la largeur de voie et z_w la position verticale des roues.

4.13.3 Résultats des études paramétriques

Les résultats détaillés de chaque étude paramétrique sont présentés dans les Annexes A.3 à A.8.

4.13.3.1 Étude 1 : influence de la largeur de voie

La première étude isole l'effet de la largeur de voie e_r. Les autres paramètres sont maintenus constants :

$$a = 1.00 \text{ m}, \quad b = 1.00 \text{ m}, \quad c = 0.05 \text{ m}, \quad L_r = 0.50 \text{ m}, \quad z_w = 0. \tag{4.73}$$

Tableau 4.9 – Résultats synthétiques pour l'étude 1 : influence de la largeur de voie.

Configuration	a	b	c	L_r	e_r	z_w	$\max \lvert y \rvert$	$\max \lvert z \rvert$	$\max \lvert \phi \rvert$	$\max \lvert \theta \rvert$	$\max \lvert \psi \rvert$
	[m]						[mm]		[deg]		
voie étroite	1.000	1.000	0.050	0.500	0.300	0.000	0.905	3.774	0.123	0.024	0.130
voie intermédiaire	1.000	1.000	0.050	0.500	0.400	0.000	1.507	3.760	0.183	0.076	0.303
voie de référence	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	4.161	3.528	0.524	0.218	0.557

Les cas testés avec une voie plus grande ($e_r = 0.60$ m et $e_r = 0.70$ m) conduisent à une divergence numérique et ne sont pas présentés.

La largeur de voie agit directement sur la position latérale des roues ($y_i = \pm e_r/2$). Elle intervient dans le moment de roulis par le terme $y_i F_{z,i}$ et dans le moment de lacet par $-y_i F_{x,i}$. Ainsi, lorsque e_r augmente, un même déséquilibre de force verticale entre les roues gauche et droite produit un moment de roulis beaucoup plus important. Dès qu'un léger roulis apparaît, les roues ne voient plus le même entrefer (Δz_i), ce qui amplifie l'écart des forces verticales et alimente l'instabilité.

Dans les conditions simulées, une voie plus large n'améliore pas la stabilité de ce véhicule. Les résultats montrent que la voie étroite ($e_r = 0.30$ m) est la plus favorable, limitant fortement le déplacement latéral et les rotations. La dégradation observée lorsque e_r augmente suggère ainsi qu'une voie étroite est plus favorable pour la configuration étudiée.

4.13.3.2 Étude 2 : influence de l'empattement

La seconde étude isole l'effet de l'empattement L_r, avec les paramètres fixes suivants :

$$a = 1.00 \text{ m}, \quad b = 1.00 \text{ m}, \quad c = 0.05 \text{ m}, \quad e_r = 0.50 \text{ m}, \quad z_w = 0. \tag{4.74}$$

Tableau 4.10 – Résultats synthétiques pour l'étude 2 : influence de l'empattement.

Configuration	a	b	c	L_r	e_r	z_w	$\max \lvert y \rvert$	$\max \lvert z \rvert$	$\max \lvert \phi \rvert$	$\max \lvert \theta \rvert$	$\max \lvert \psi \rvert$
	[m]						[mm]		[deg]		
Empattement court	1.000	1.000	0.050	0.200	0.500	0.000	3.716	3.617	0.450	0.075	0.275
Empattement intermédiaire	1.000	1.000	0.050	0.250	0.500	0.000	3.570	3.516	0.433	0.338	0.307
Empattement de référence	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	4.161	3.528	0.524	0.218	0.557

L'empattement fixe la position longitudinale des roues ($x_i = \pm L_r/2$), influençant directement les moments de tangage et de lacet :

$$M_y = \sum_i \left(z_i F_{x,i} - x_i F_{z,i} \right), \qquad M_z = \sum_i \left(x_i F_{y,i} - y_i F_{x,i} \right). \tag{4.75}$$

Plus L_r est grand, plus une même rotation de tangage modifie les efforts verticaux $F_{z,i}$ et amplifie le moment M_y. Par ailleurs, L_r agit sur le glissement local : à mesure que x_i augmente, certaines rotations du châssis engendrent une plus forte variation de la vitesse locale de la roue, modifiant le glissement γ_i et donc les efforts électrodynamiques.

Dans les conditions simulées, le comportement non monotone observé peut s'expliquer par l'action simultanée de L_r sur les bras de levier, la variation d'entrefer et la dynamique du glissement local.

4.13.3.3 Étude 3 : influence de la longueur du châssis a

Dans cette étude, l'empattement reste constant. La variation de a n'agit donc pas sur la position des roues, mais exclusivement sur la répartition des masses et les inerties du véhicule.

Tableau 4.11 – Résultats synthétiques pour l'étude 3 : influence de la longueur du châssis a.

Configuration	a	b	c	L_r	e_r	z_w	max $\lvert y\rvert$	max $\lvert z\rvert$	max $\lvert\phi\rvert$	max $\lvert\theta\rvert$	max $\lvert\psi\rvert$
	[m]						[mm]			[deg]	
Court	0.500	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	4.494	3.498	0.484	0.308	0.738
Intermédiaire	0.750	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	3.747	3.331	0.461	0.292	0.670
Référence	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	4.161	3.528	0.524	0.218	0.557

Dans les conditions simulées, les cas extrêmes ($a = 0.25$ m et $a = 1.25$ m) divergent. Parmi les valeurs testées, les réponses stables se situent entre 0.50 m et 1.00 m.

La longueur a dicte principalement la résistance du véhicule au tangage (I_y) et au lacet (I_z). Pour un châssis court ($a = 0.50$ m), ces inerties sont faibles : un même moment perturbateur produit une accélération angulaire plus forte, expliquant les valeurs plus importantes de θ et ψ. À l'inverse, le cas très long ($a = 1.25$ m) montre qu'une augmentation de l'inertie ne garantit pas à elle seule une amélioration de la réponse dynamique du système, celle-ci devenant potentiellement trop lente pour que les forces électrodynamiques assurent leur rôle de rappel avant divergence.

4.13.3.4 Étude 4 : influence de la largeur du châssis b

Cette étude isole l'effet de la largeur du châssis b, paramètre qu'il est crucial de distinguer de la largeur de voie e_r. Contrairement à e_r qui déplace les points d'application des forces, b modifie uniquement les inerties.

Tableau 4.12 – Résultats synthétiques pour l'étude 4 : influence de la largeur du châssis b.

Configuration	a	b	c	L_r	e_r	z_w	max $\lvert y\rvert$	max $\lvert z\rvert$	max $\lvert\phi\rvert$	max $\lvert\theta\rvert$	max $\lvert\psi\rvert$
	[m]						[mm]			[deg]	
Large	1.000	1.200	0.050	0.500	0.500	0.000	1.364	3.715	0.108	0.076	0.324
Intermédiaire	1.000	1.150	0.050	0.500	0.500	0.000	1.508	3.681	0.124	0.083	0.341
Référence	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	4.161	3.528	0.524	0.218	0.557

Dans les conditions simulées, les châssis étroits ($b \leq 0.50$ m) divergent. En revanche, l'élargissement du châssis ($b = 1.15$ m et $b = 1.20$ m) améliore drastiquement la réponse dynamique.

La largeur b accroît directement les inerties de roulis (I_x) et de lacet (I_z). Cette augmentation réduit les accélérations angulaires pour un niveau d'effort donné. Entre $b = 1.00$ m et $b = 1.20$ m, le roulis maximal chute de 0.524° à 0.108°. Puisque les bras de levier (e_r) restent constants, cette stabilisation majeure est principalement due à l'augmentation inertielle.

4.13.3.5 Étude 5 : influence de la position verticale des roues z_w par rapport au centre de gravité

Cette étude analyse l'effet de l'élévation ou de l'abaissement des roues par rapport au centre de masse. Ce paramètre z_w conditionne fortement les moments de roulis et de tangage.

Tableau 4.13 – Résultats synthétiques pour l'étude 5 : influence de la position verticale des roues z_w.

Configuration	a	b	c	L_r	e_r	z_w	max $\lvert y\rvert$	max $\lvert z\rvert$	max $\lvert\phi\rvert$	max $\lvert\theta\rvert$	max $\lvert\psi\rvert$
	[m]						[mm]		[deg]		
Haut	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	0.005	4.507	3.570	0.619	0.184	0.536
Référence	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	4.161	3.528	0.524	0.218	0.557
Intermédiaire	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	-0.010	3.773	3.272	0.360	0.354	0.572
Bas	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	-0.020	3.220	3.345	0.224	0.490	0.546
Très bas	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	-0.030	2.824	3.440	0.118	0.684	0.533

Lorsque les roues sont abaissées par rapport au centre de gravité, le bras de levier vertical $|z_i|$ augmente. Dans l'équation du moment de roulis, le terme $-z_i F_{y,i}$ agit comme un effet restaurateur. Conséquence : les configurations avec des roues basses ($z_w = -0.02$ m et $z_w = -0.03$ m) réduisent l'amplitude maximale du roulis d'un facteur supérieur à quatre.

Cependant, ce déplacement accroît également le terme $z_i F_{x,i}$ dans le moment de tangage. Les forces longitudinales F_x induisent alors un couple de basculement supérieur. La position verticale de la roue relève donc d'un compromis de conception : abaisser le centre de gravité stabilise le roulis, mais renforce significativement le couplage parasite entre la propulsion et le tangage.

4.13.3.6 Étude 6 : influence de l'épaisseur du châssis c

La dernière étude évalue l'impact de l'épaisseur c, paramètre influençant la matrice d'inertie.

Tableau 4.14 – Résultats synthétiques pour l'étude 6 : influence de l'épaisseur du châssis c.

Configuration	a	b	c	L_r	e_r	z_w	max $\lvert y\rvert$	max $\lvert z\rvert$	max $\lvert\phi\rvert$	max $\lvert\theta\rvert$	max $\lvert\psi\rvert$
	[m]						[mm]		[deg]		
E6_c150	1.000	1.000	0.150	0.500	0.500	0.000	3.618	3.530	0.397	0.200	0.546
E6_c100	1.000	1.000	0.100	0.500	0.500	0.000	3.927	3.511	0.454	0.213	0.553
E6_c075	1.000	1.000	0.075	0.500	0.500	0.000	4.029	3.527	0.493	0.216	0.555
Référence	1.000	1.000	0.050	0.500	0.500	0.000	4.161	3.528	0.524	0.218	0.557
E6_c020	1.000	1.000	0.020	0.500	0.500	0.000	4.243	3.528	0.543	0.219	0.558

L'épaisseur c augmente l'inertie en roulis ($I_{c,x}$) et en tangage ($I_{c,y}$), mais n'intervient pas dans l'inertie de lacet ($I_{c,z}$). Les résultats sont cohérents avec cette formulation

analytique : l'augmentation de c réduit progressivement le roulis et le tangage, mais laisse le lacet quasi-intact.

Toutefois, l'effet stabilisant de c reste structurellement marginal par rapport à l'effet de la largeur b. L'épaisseur intervenant au carré, sa contribution numérique ($c^2 \approx 0.02$ pour 15 cm d'épaisseur) demeure très faible devant l'emprise au sol du châssis ($a^2 = b^2 = 1$).

4.14 Discussion qualitative sur le nombre de roues

Les études paramétriques ont été menées sur une architecture à quatre roues. Cette configuration présente l'avantage d'une répartition symétrique des efforts, offrant une base pertinente pour analyser la stabilité passive du véhicule.

Néanmoins, la viabilité d'un véhicule complet ne repose pas uniquement sur sa stabilité autour d'un point de fonctionnement continu. Le système doit pouvoir accélérer, freiner et franchir la transition entre le vol stationnaire et l'avancement. Ces phases transitoires exigent une adaptation continue de l'intensité, du signe et de la répartition des efforts.

Cette exigence met en évidence une limite potentielle de l'architecture à quatre roues. Lors d'une transition entre l'avancement et le freinage, certaines roues doivent inverser leur force de propulsion, ce qui implique une inversion du signe de leur vitesse de rotation. Le passage par un régime de rotation nul ($\omega = 0$) entraîne une diminution temporaire des efforts de portance et de guidage produits par les roues concernées. Dans certaines conditions, cette diminution pourrait compromettre le maintien de la lévitation et la stabilité du véhicule.

L'étude de configurations comportant davantage de roues, par exemple six, huit ou plus, devient alors physiquement pertinente. Elle dépasse toutefois le cadre de la présente étude paramétrique, car une modification du nombre de roues affecte simultanément la masse totale, la matrice d'inertie, les bras de levier, la répartition des efforts et le degré d'hyperstatisme de la commande. Par ailleurs, les phases transitoires d'accélération, de freinage et d'inversion de régime nécessiteront vraisemblablement une commande active et coordonnée des roues, afin d'adapter en continu leur vitesse de rotation et la répartition des efforts de propulsion, de guidage et de sustentation.

Une architecture à six ou huit roues semble offrir la redondance nécessaire pour pallier cette perte de portance transitoire. Elle permettrait une séparation stratégique des fonctions : tandis que certaines paires de roues effectuent leur transition de freinage en passant par un régime nul, les paires restantes peuvent être commandées pour maintenir la sustentation et corriger activement les déviations en roulis, tangage et lacet. Cette hypothèse devra toutefois être vérifiée à l'aide d'un modèle étendu intégrant la dynamique des actionneurs et une stratégie de commande adaptée

4.15 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a formalisé un modèle dynamique reliant les efforts électrodynamiques locaux des roues HEDW à la cinématique globale du véhicule. Utilisé comme outil d'analyse paramétrique, il démontre que la stabilité passive du système résulte d'un compromis strict : si les dimensions du châssis dictent la résistance inertielle du véhicule, la position des roues (voie, empattement, hauteur) définit les bras de levier des perturbations. Isoler l'effet de ces paramètres permet de réduire l'espace de conception.

Néanmoins, la portée de ce modèle est conditionnée par plusieurs hypothèses fortes, synthétisées dans le Tableau 4.15. Évalué en boucle ouverte (sans contrôleur) et à vitesse de rotation fixe, le modèle se limite à la prédiction de la stabilité passive et ne permet pas d'étudier les régimes transitoires complexes (accélération, freinage).

Surtout, comme souligné dans l'analyse des résultats, l'absence des vitesses transversales locales (V_y et V_z) dans les lois de force empiriques ne permet pas de restituer l'amortissement électrodynamique transversal. Cette lacune peut expliquer la forte sensibilité du véhicule modélisé aux instabilités latérales et verticales ainsi que sa divergence numérique rapide en cas de perturbation.

Tableau 4.15 – Principales limites du modèle dynamique développé.

Limite	**Hypothèse du modèle**	**Conséquence sur la dynamique**
Forces empiriques	Les efforts sont reconstruits à partir de lois ajustées sur des données préexistantes.	La précision dépend strictement de la qualité des données et du domaine d'interpolation.
Amortissement transversal	Les lois ignorent la dépendance aux vitesses locales V_y et V_z.	L'amortissement électrodynamique n'est pas restitué, exacerbant numériquement les instabilités latérales et verticales.
Absence de contrôleur	Aucune loi de commande ne corrige dynamiquement les vitesses de rotation.	Les résultats décrivent uniquement la stabilité passive.
Dynamique des actionneurs	L'inertie des roues et le temps de réponse des moteurs ne sont pas modélisés.	Les effets de retard et de saturation dynamique de l'entraînement sont ignorés.
Effets thermiques et magnétiques	L'échauffement et la saturation magnétique du rail sont négligés.	Les forces sont supposées indépendantes de la température, risquant de surestimer les performances à long terme.
Aérodynamique	La traînée est représentée par une simple force longitudinale.	Les effets du vent relatif et des couplages aérodynamiques en roulis/tangage/lacet sont ignorés.
Inertie simplifiée	La matrice d'inertie du châssis est considérée diagonale.	Les couplages inertiels complexes entre les rotations peuvent être sous-estimés.

Ces limites démontrent que la dynamique simulée ne prétend pas reproduire fidèlement l'intégralité du système réel, mais offre un outil comparatif robuste pour orienter la conception géométrique.

Ces limites justifient la nécessité d'une campagne expérimentale. La suite de ce travail se consacre à la conception d'un banc de caractérisation dédié. Son objectif sera double : quantifier physiquement l'amortissement transversal manquant pour enrichir les lois empiriques du modèle, et valider les comportements observés numériquement afin de poser les bases d'une future stratégie de contrôle.

5 | Aperçu global et méthodologie

5.1 Objectifs du banc d'essai

Le modèle dynamique présenté au chapitre précédent fournit une représentation théorique du comportement du système. Sa validation nécessite toutefois des données expérimentales permettant de confronter les prédictions du modèle à des mesures réelles. Le banc d'essai développé répond à ce besoin en permettant de caractériser l'interaction entre une roue électrodynamique hélicoïdale et un rail conducteur dans des conditions contrôlées.

Ce banc constitue également une plateforme expérimentale destinée à améliorer la compréhension de la dynamique roue-rail et à servir de base pour de futurs travaux de validation, d'identification de paramètres et d'optimisation du système.

La Figure 5.1 présente une vue d'ensemble du banc d'essai développé dans le cadre de ce mémoire.

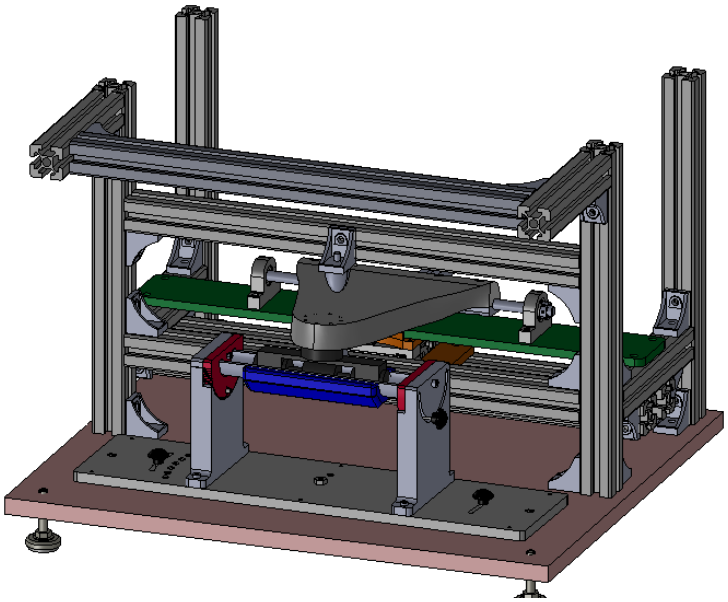


Figure 5.1 – Vue d'ensemble du banc d'essai.

Le banc poursuit trois objectifs principaux :

— **Assurer une architecture modulaire**, capable d'accueillir une roue isolée, puis un tandem de deux roues. L'architecture doit également rester compatible avec d'éventuelles futures configurations.

— **Caractériser les efforts générés** en mesurant les composantes de force et de moment. Ces mesures sont nécessaires pour analyser les phénomènes de portance, de traînée et de guidage.

— **Étudier la réponse statique et quasi-statique du système**, notamment lorsque la position verticale de l'unité d'entraînement est libérée ou bloquée.

5.2 Données d'entrée et contraintes de dimensionnement

Le dimensionnement du banc repose sur plusieurs données imposées par la géométrie de la roue, du rail et de l'unité d'entraînement. Ces données ont été définies et fixées lors des échanges de conception avec les promoteurs. Elles fixent les ordres de grandeur à respecter pour la conception mécanique, le réglage de l'entrefer, la mesure des efforts et le refroidissement du rail et seront justifiées dans les sections consacrées aux sous-systèmes concernés.

Le Tableau 5.1 rassemble les valeurs utilisées comme base de dimensionnement.

Tableau 5.1 – Données d'entrée pour le dimensionnement du banc.

Catégorie	**Paramètre**	**Valeur imposée / Cible**
Roue électrodynamique	Longueur active	40 [mm]
	Diamètre externe	25 [mm]
Unité d'entraînement	Longueur totale maximale	200 [mm]
	Hauteur maximale du châssis	150 [mm]
	Masse totale	1 [kg]
Rail et interface	Dimensions du rail	$D_{\text{int}} = 35$ [mm], $D_{\text{ext}} = 45$ [mm]
	Entrefer nominal	5 [mm]
	Amplitude des déplacements	2 [mm]
	Matériau du rail	Aluminium AL 1060
Conditions thermiques	Puissance thermique à évacuer pour une roue	125 [W]
Efforts attendus	Effort maximal de référence pour une unité d'entraînement de deux roues	$F_y = 30$ N, $F_z = 30$ N

5.3 Décomposition en sous-systèmes

Afin de structurer la conception, le banc d'essai est décomposé en quatre sous-systèmes fonctionnels. Cette décomposition sert de fil conducteur pour la suite du mémoire : chaque sous-système sera ensuite présenté, justifié et dimensionné dans une section dédiée.

— **Structure :** Support, rigidité globale et alignement des rails.

— **Enceinte de protection :** Sécurité de l'utilisateur et rigidité de la structure.

— **Bras :** Guidage vertical et reprise des efforts transverses.

— **Échangeur :** Refroidissement du rail pour conserver une température cible.

La Figure 5.2 synthétise l'organisation retenue pour l'analyse détaillée du banc d'essai.

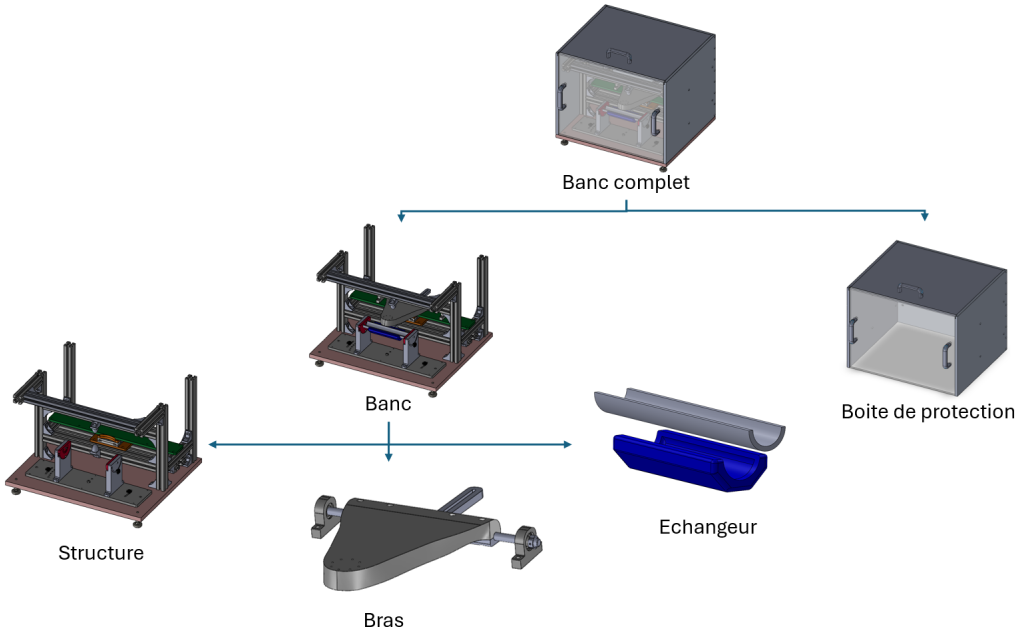


Figure 5.2 – Décomposition du banc d'essai en sous-systèmes fonctionnels.

5.4 Contrôle spatial et positionnement

Le banc n'a pas pour objectif de reproduire les six degrés de liberté d'un véhicule complet, mais de contrôler quatre des six degrés de liberté afin de réaliser différentes configurations d'essai. Certains mouvements sont donc réglables, tandis que d'autres sont volontairement bloqués.

Cette stratégie permet de maintenir des conditions d'essai maîtrisées tout en conservant la possibilité d'étudier la réponse verticale de l'unité d'entraînement.

Le Tableau 5.2 résume le rôle de chaque degré de liberté.

Tableau 5.2 – Gestion des degrés de liberté dans l'architecture du banc d'essai.

N°	Type	DDL	Statut	Rôle dans le banc
1	Translation	Avance X	Bloqué	Maintenir l'unité stationnaire par rapport au rail.
2		Guidage Y	Réglable	Ajuster le décalage latéral entre la roue et le rail.
3		Lévitation Z	Réglable ou libérable	Régler l'entrefer en essai statique ou laisser évoluer la position verticale en essai dynamique.
4	Rotation	Roulis R_x	Réglable	Modifier l'inclinaison relative entre la roue et le rail.
5		Tangage R_y	Bloqué	Imposer une assiette nulle de l'unité d'entraînement.
6		Lacet R_z	Réglable	Ajuster l'orientation angulaire de l'unité par rapport au rail.

Deux degrés de liberté sont volontairement bloqués :

— **l'avance, selon X :** l'unité d'entraînement ne peut pas avancer. Le véhicule n'a donc pas de vitesse d'avance, ce qui correspond à des essais réalisés à glissement unitaire ($\gamma = 1$), comme défini à la Section 4.7.3.

— **le tangage, autour de Y :** l'angle d'assiette de l'unité est imposé à 0°.

Les autres degrés de liberté sont réglables et imposés à une valeur constante avant la mesure :

— **la translation latérale, selon Y :** elle permet d'introduire un décentrage entre la roue et le rail.

— **le roulis, autour de X :** il permet de modifier l'inclinaison du véhicule par rapport au rail.

— **le lacet, autour de Z :** il permet d'ajuster l'orientation angulaire du véhicule dans le plan horizontal.

La translation verticale Z, ou lévitation, constitue un cas particulier. Contrairement aux degrés de liberté précédents, elle peut être soit verrouillée, soit libérée selon le type d'essai réalisé. Cette modularité permet de distinguer deux configurations :

— **essai statique, avec Z bloqué :** l'entrefer est maintenu constant. Le banc mesure les efforts générés pour une position relative imposée entre la roue et le rail.

— **essai quasi-statique, avec Z libéré :** la translation verticale est libérée afin d'observer la réponse de l'unité sous l'effet des efforts électrodynamiques.

5.5 Méthodologie de conception

Le développement du banc d'essai applique la méthodologie de conception mécanique systématique et itérative issue des cours de *Machine Design* (LMECA2801) et *Project in Mechanical Design II* (LMECA2840).

Les phases préliminaires ont porté sur l'établissement du cahier des charges, l'analyse fonctionnelle, l'élaboration d'un tableau morphologique et la comparaison de plusieurs concepts. Ces étapes ont permis d'identifier les fonctions critiques du banc, les sous-systèmes mécaniques principaux et les contraintes de conception.

Les documents de travail associés sont reportés en annexes A.9 et A.10, afin de concentrer ce chapitre sur le dimensionnement du banc.

6 | Structure et architecture du banc d'essai

La structure mécanique constitue l'ossature du banc d'essai. Son rôle est d'assurer un positionnement précis et reproductible des sous-ensembles, tout en garantissant la rigidité requise pour la fiabilité des mesures de force. De plus, elle doit offrir une modularité suffisante pour permettre l'étude de différentes configurations expérimentales (géométries de roues et de rails).

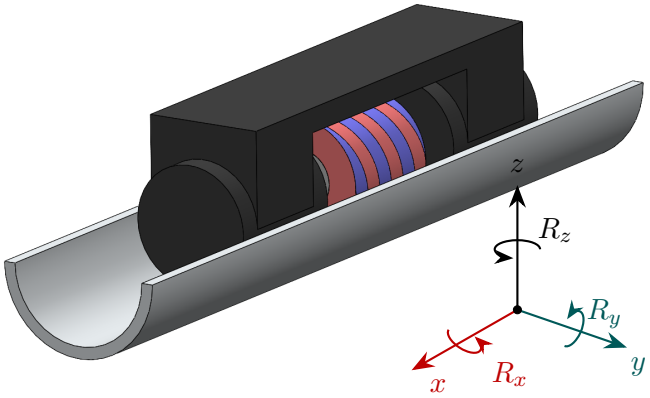


Figure 6.1 – Repère spatial de référence.

L'architecture du banc est décomposée en cinq sous-systèmes fonctionnels interdépendants, illustrés à la Figure 6.2. Ce chapitre détaille leur conception en suivant cette décomposition :

1. **La structure fixe (bâti) :** sert de référence géométrique absolue et garantit la rigidité globale du système face aux sollicitations vibratoires.
2. **Le support de rail et la plaque pivotante :** assurent le maintien du rail et permettent l'ajustement angulaire de la roue par rapport au rail (angles de roulis R_x et de lacet R_z, voir Figure 6.1).
3. **Le support du bras oscillant :** gère le positionnement de la roue dans l'espace (guidage Y et lévitation Z relatives au rail, voir Figure 6.1).
4. **Le mécanisme de largage et de fin de course :** contrôle la cinématique de chute pour les essais libres, dissipe l'énergie en fin de course, et assure le verrouillage de la roue pour les essais bloqués.
5. **L'enceinte de protection :** confine la zone de test afin d'assurer la sécurité de l'opérateur durant le fonctionnement du banc.

Les sections suivantes justifieront les choix architecturaux retenus pour ces sous-systèmes, en se focalisant sur le contrôle des degrés de liberté, les solutions de réglage et les stratégies de mitigation des risques.

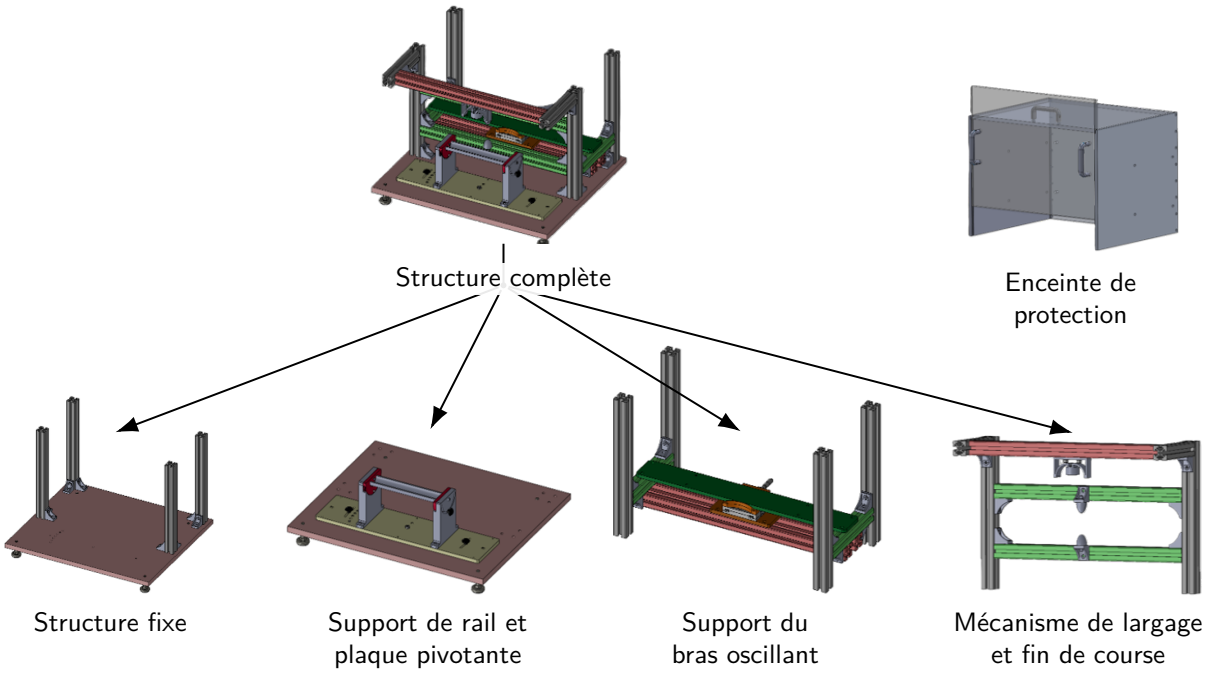


Figure 6.2 – Décomposition fonctionnelle de l'architecture du banc d'essai en cinq sous-systèmes.

Principe global de transmission des efforts : les efforts générés au niveau de la roue sont repris par deux chemins principaux, voir Figure 6.3 : d'une part vers le bras oscillant et son support, et d'autre part vers le rail, son support et la plaque pivotante. Ces deux chaînes sont ensuite reprises par la plaque de support, qui assure la fermeture mécanique et la référence géométrique de l'ensemble.

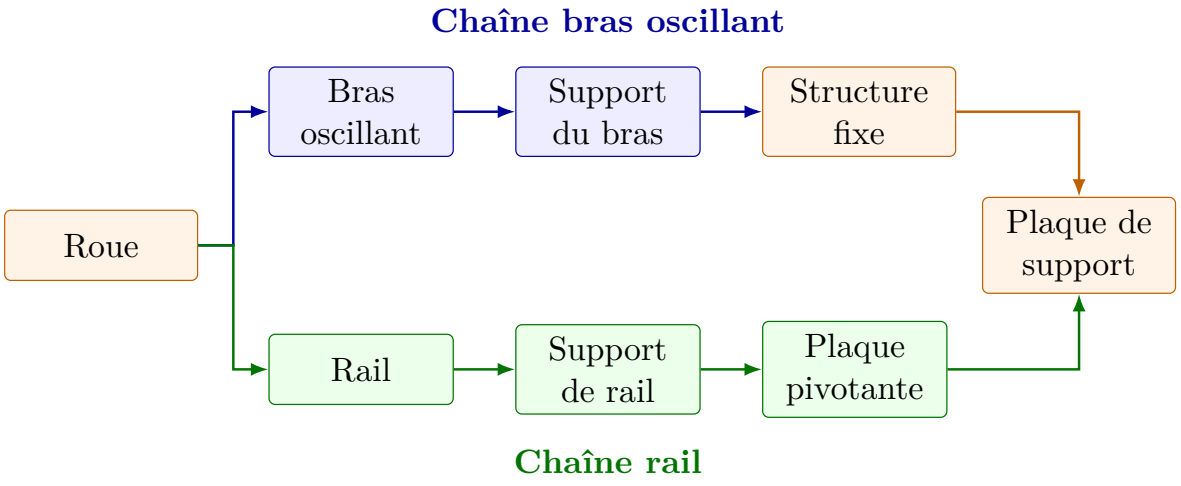


Figure 6.3 – Principe global de transmission des efforts dans l'architecture du banc.

6.1 Structure fixe

La structure fixe constitue la base mécanique du banc d'essai. Elle sert de référence géométrique et supporte les différents sous-systèmes.

Comme présenté à la Figure 6.4, elle est constituée d'une plaque sur laquelle sont fixés des profilés en aluminium. Cette architecture constitue le point de convergence des deux chaînes principales de transmission des efforts, voir Figure 6.3 : la chaîne passant par le bras oscillant et celle passant par le rail. Elle doit donc concilier rigidité, accessibilité et modularité pour les différentes configurations d'essai.

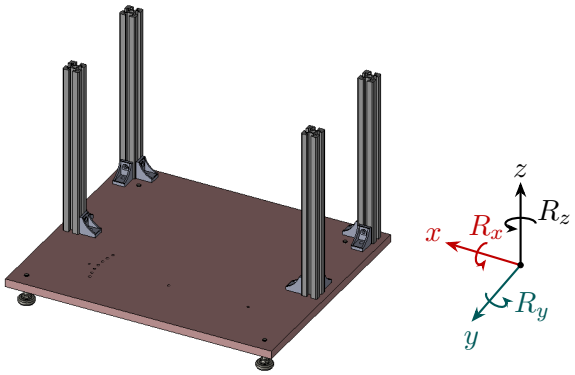


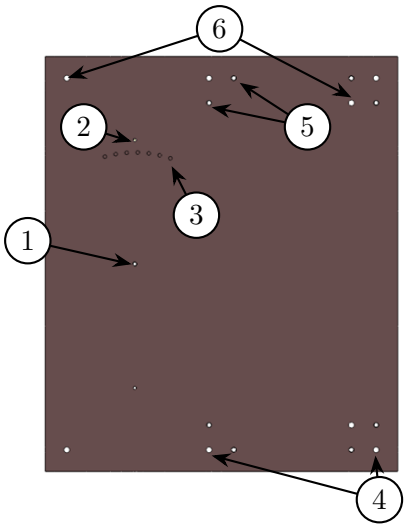
Figure 6.4 – Structure fixe du banc d'essai avec repère associé.

L'architecture du châssis repose sur l'assemblage de deux éléments principaux :

— **Plaque de support :** Elle garantit l'alignement vertical rigoureux de l'ensemble. De plus, la masse de la plaque augmente l'inertie du support, et les pieds en caoutchouc assurent un découplage vibratoire partiel vis-à-vis du support externe. Bien que le réglage du lacet soit détaillé à la Section 6.2.2, ses interfaces fixes (pivot central, indexage et rainures de serrage) sont intégrées directement dans la plaque de base.

— **Profilés rainurés (Modularité) :** L'utilisation de profilés standards fixés entre eux par des équerres offre un réglage continu (translations macroscopiques) des différents composants de test, sans nécessiter le démontage de l'ensemble. La flèche maximale estimée des profilés sous le chargement maximal est de l'ordre de 0.04 mm, voir Annexe A.14, ce qui reste inférieur à l'ordre de grandeur des flèches mesurées sur le bras oscillant, Section 7.4.4.

Les interfaces d'assemblage de la plaque de base sont détaillées à la Figure 6.5.



Repère	Désignation et fonction
1	Pivot central de la plaque tournante.
2	Alésages d'indexage de la plaque tournante.
3	Taraudages pour les vis de rainure de la plaque tournante.
4	Alésages pour le centrage des profilés.
5	Taraudages pour les équerres des profilés.
6	Taraudages pour les pieds.

Figure 6.5 – Détail des interfaces d'assemblage et de réglage de la plaque support.

Le Tableau 6.1 clôt cette section en reliant l'architecture du châssis aux exigences de positionnement, d'accessibilité et d'intégration électromagnétique.

Tableau 6.1 – Synthèse des fonctions et de la conformité de la structure fixe – exigences du cahier des charges.

Critère	Réf.	Exigence	Résultat vérifié
1. Exigences fonctionnelles (FR)			
Reconfiguration du banc	FR3.5	Permettre le démontage et le repositionnement des sous-systèmes entre deux essais.	**Profilés rainurés :** réglage continu des modules par écrous coulissants. Repositionnement possible sans usinage ni démontage complet du banc.
2. Exigences de contrainte (CR)			
Accessibilité des fixations	CR3.1	Rendre les fixations accessibles pour le montage, le réglage et la maintenance.	**Interfaces ouvertes :** vis, équerres et écrous de rainure accessibles depuis l'extérieur de la structure.
Précision de positionnement	CR3.2	Maintenir des tolérances faibles sur la position relative des sous-systèmes.	**Plaque de base :** surface usinée utilisée comme référence géométrique. Mise à niveau par pieds réglables.
Éloignement des conducteurs	CR8.3	Placer tout élément conducteur à plus de 70 mm du centre de la roue la plus proche.	**Implantation :** plaque et profilés en aluminium placés hors de la zone critique. Distance minimale vérifiée : > 125 mm.

Tableau 6.2 – Synthèse des fonctions et de la conformité de la structure fixe – critères internes de conception.

Critère	Réf.	Exigence	Résultat vérifié
3. Critères internes de conception			
Stabilité vibratoire	–	Limiter la transmission des vibrations générées par l'unité d'entraînement.	**Plaque massive et pieds en caoutchouc :** augmentation de l'inertie du support et découplage partiel du banc. Masse de la plaque : 20,5 kg.
Rigidité du châssis fixe	–	Limiter les déformations globales de la structure pendant les essais.	**Structure porteuse :** plaque d'aluminium et profilés rainurés rigides. Flèche des profilés négligeable, voir Annexe A.14.

Note : les références CR et FR renvoient respectivement aux critères de conception et aux fonctionnalités requises du cahier des charges détaillé en Annexe A.9.

6.2 Support de rail et plaque pivotante

L'ensemble illustré à la Figure 6.6 assure l'encastrement du rail et le réglage de son orientation par rapport à la roue. Ses fonctions cinématiques sont découplées : le support gère l'inclinaison longitudinale (roulis R_x), tandis qu'une plaque pivotante ajuste l'angle relatif (lacet R_z). Ce sous-système appartenant à la chaîne de transmission inférieure (Figure 6.3), son verrouillage doit être parfaitement rigide afin de transférer les efforts d'interaction roue-rail vers la plaque de base sans aucun déplacement parasite.

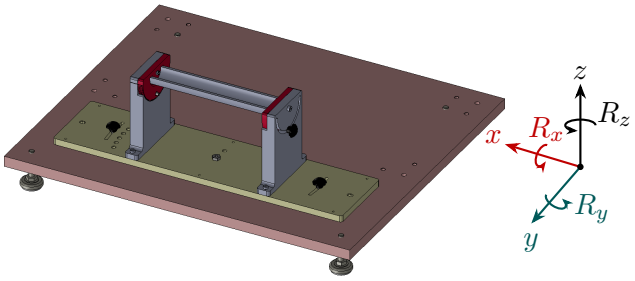


Figure 6.6 – Support de rail et plaque pivotante avec repère associé.

6.2.1 Support de rail : maintien et réglage du roulis

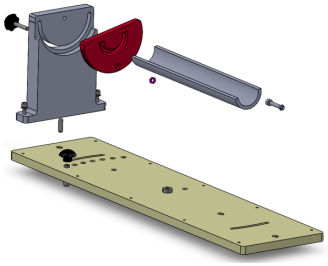
Le support de rail assure l'encastrement mécanique du rail au niveau de ses extrémités. Cette solution a été privilégiée par rapport à une fixation directement réalisée à la base du rail. En effet, le choix de conception retenu consiste à conserver la topologie du rail intacte, sans perçage, usinage local ou modification de sa géométrie. Cette contrainte est essentielle afin de ne pas modifier la distribution des courants induits et de ne pas influencer les forces électromagnétiques[3]. La discussion complète des variantes de conception envisagées est présentée à l'Annexe A.11.

— **Réglage du roulis R_x :** L'angle d'inclinaison du rail est réglable sur 180° (±90°). Des repères visuels tous les 5° facilitent la reproductibilité des configurations d'essai, voir Figure 6.7b.

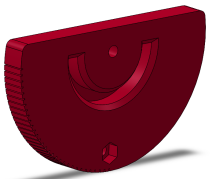
— **Verrouillage mécanique :** Le maintien est assuré par serrage dans une gorge de guidage, ce qui limite les jeux et déplacements parasites, voir Figure 6.7c.

— **Partie fixe usinée :** la base du support est usinée en aluminium, ce qui garantit une bonne rigidité de l'ancrage sur la structure du banc, voir Figure 6.7a.

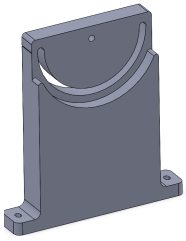
— **Interface mobile interchangeable :** la partie en contact avec le rail est réalisée par fabrication additive en PLA. Cette solution permet d'adapter rapidement le support à différentes géométries de rails sans modifier l'ensemble de l'architecture, voir Figure 6.7a.



(a) Vue explosée du support de rail



(b) Support de rail avec angle repéré



(c) Pieds usinés

Figure 6.7 – Décomposition du support de rail, interface imprimée et pied usiné.

6.2.2 Plaque pivotante et réglage du lacet

Le réglage du lacet correspond à la rotation de l'ensemble rail–support autour de l'axe vertical R_z, voir Figure 6.6. Cette fonction est assurée par une plaque pivotante en aluminium intégrée à la base du support de rail, présentée à la Figure 6.8.

L'architecture de la plaque pivotante repose sur les choix suivants :

— **Réglage du lacet R_z :** la plaque pivote autour d'un axe central afin d'ajuster l'angle entre la roue et le rail.

— **Indexage discret :** un système de goupilles permet le positionnement rapide de la plaque selon des incréments angulaires de 1°.

— **Réglage continu et verrouillage :** des vis de serrage coulissant dans des rainures circulaires permettent d'ajuster plus finement l'angle, puis de verrouiller la plaque par friction une fois la position souhaitée atteinte.

— **Modularité du montage :** la plaque est conçue pour accueillir différentes configurations de rails, notamment un rail unique long ou court ou deux rails courts consécutifs. Ces configurations sont illustrées à la Figure 6.9.

— **Positionnement isostatique :** le positionnement des supports de rail est assuré par une goupille de centrage associée à un trou oblong. Cette solution limite les contraintes d'assemblage et évite l'apparition d'un hyperstatisme. Le serrage est

réalisé par vis.

Les principales interfaces d'assemblage et de réglage de la plaque sont repérées à la Figure 6.10. Cette figure met en évidence le pivot central, les alésages d'indexage, les rainures de serrage continu ainsi que les taraudages de fixation des pieds.

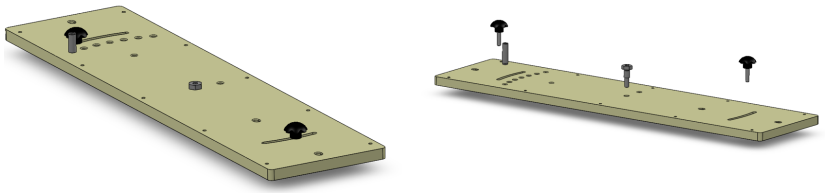
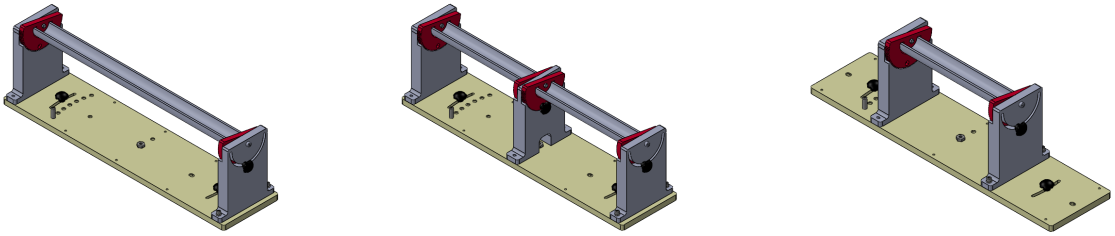
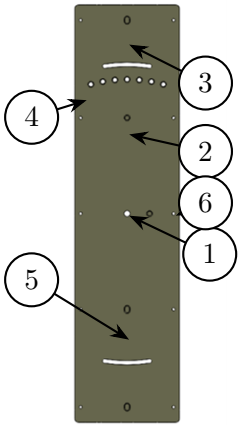


Figure 6.8 – Plaque pivotante assurant le réglage du lacet.



(a) Configuration 1 : Rail long **(b)** Configuration 2 : Rails consécutifs **(c)** Configuration 3 : Rail court

Figure 6.9 – Modularité spatiale offerte par la plaque pivotante.



Repère	Désignation et fonction
1	Pivot central.
2	Alésage borgne cylindrique pour la goupille de centrage.
3	Trou oblong borgne pour la goupille de positionnement des pieds.
4	Alésages d'indexage.
5	Rainures de guidage et de serrage continu.
6	Taraudages de fixation pour les pieds.

Figure 6.10 – Détail des interfaces d'assemblage et de réglage de la plaque pivotante.

Le Tableau 6.3 synthétise la conformité de l'interface rail pour le réglage angulaire, le maintien mécanique et l'intégration électromagnétique.

Tableau 6.3 – Synthèse du contrôle des DDL et de la conformité de l'interface rail.

Critère	Réf. [1]	Exigence	Résultat vérifié
1. Exigences fonctionnelles (FR)			
Réglage des orientations	FR3.1	ajustement de l'angle de roulis (R_x) sur ±45° avec une précision de 5°, et de l'angle de lacet (R_z) sur ±5° avec une précision de 1°.	**Roulis R_x :** support orientable ±90° (pas de 5°). **Lacet R_z :** plaque pivotante ±8.5° (pas de 1°).
Découplage des réglages	FR3.2	Limitation du couplage cinématique entre les degrés de liberté (< 5 %).	**Architecture dissociée :** R_x au niveau du rail, R_z au niveau de la plaque.
Reconfiguration des rails	FR3.5	Adaptation du banc à différentes longueurs et configurations de rails.	**Plaque pivotante unique :** compatible avec un rail long, un court ou deux courts consécutifs.
2. Exigences de contrainte (CR)			
Géométrie du rail	CR6.2 / CR6.6	Compatibilité avec les diamètres et épaisseurs de tubes imposés.	**Support modulaire :** domaine de $D_{\text{int,min}} = 9$ mm à $D_{\text{ext,max}} = 72$ mm.
Rigidité du maintien	CR7.3	Minimisation des déplacements parasites du rail sous charge dynamique.	**Serrage en gorge :** maintien aux extrémités avec flèche du support négligeable, voir Annexe A.13.
Éloignement des conducteurs	CR8.3	Exclusion des matériaux conducteurs à moins de 70 mm de la roue.	**Implantation :** pieds d'ancrage en aluminium écartés de la zone critique (distance minimale > 125 mm).
Accessibilité du montage	CR3.1	Maintien de l'accessibilité des vis pour le montage et l'ajustement.	**Fixations dégagées :** têtes de vis entièrement accessibles sur l'extérieur des supports.
3. Critères internes de conception			
Positionnement isostatique	-	Prévention de l'hyperstatisme lors de la fixation des éléments.	**Positionnement contrôlé :** centrage par goupille et degré de liberté via trou oblong.

1. Les références CR et FR renvoient au cahier des charges détaillé dans l'annexe A.9

6.3 Support de bras : ancrage et positionnement

Le support de bras représenté à la Figure 6.11 assure la liaison entre le bras oscillant et le châssis du banc. Il remplit deux fonctions : permettre le positionnement précis du bras afin de régler le décentrage dans les directions Y et Z, et transmettre les efforts mécaniques vers la structure sans solliciter les instruments de réglage, notamment la table micrométrique.

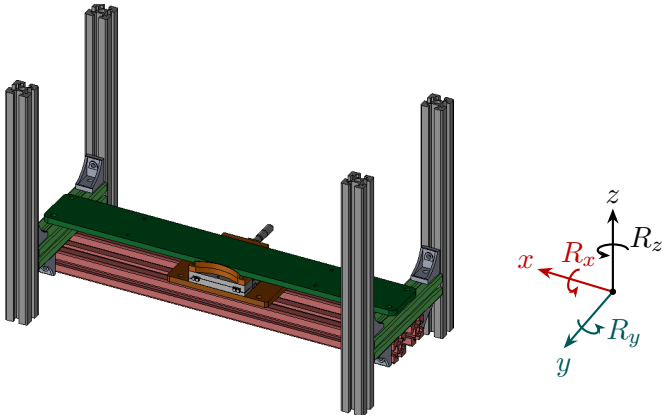


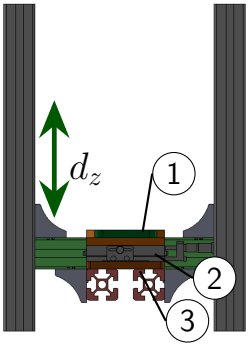
Figure 6.11 – Support du bras oscillant monté sur la structure fixe avec repère associé.

6.3.1 Cinématique de positionnement (translations Y et Z)

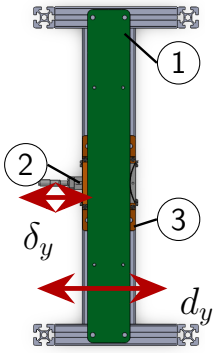
Le positionnement du bras s'effectue en deux temps : un réglage macroscopique, puis un réglage fin :

— **Ajustement macroscopique par profilé :** la base du système repose sur des profilés en aluminium, visibles sur la Figure 6.12a. L'ajustement en hauteur, noté d_z, est assuré par les liaisons sur les montants verticaux, tandis que le réglage transversal, noté d_y, est réalisé à l'aide de celles sur les profilés horizontaux.

— **Ajustement micrométrique selon l'axe δ_y :** une platine de translation est fixée sur une plaque d'aluminium, elle-même fixée à la structure transversale, comme illustré sur la vue de dessus de la Figure 6.12b. Entraînée par vis, elle permet d'ajuster le décentrage Y avec une précision sub-millimétrique.



(a) Vue de face



(b) Vue de dessus

Repère	Désignation et fonction
1	Plaque d'ancrage
2	Table micrométrique
3	Plaque de support de la table

Figure 6.12 – Détail du support du bras oscillant avec repères des principaux sous-ensembles.

6.3.2 Plaque d'ancrage et isolation mécanique

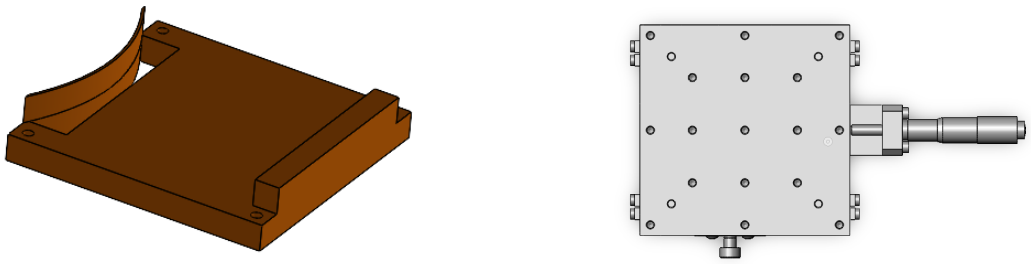
La plaque d'ancrage en aluminium assure l'interface entre le bras oscillant et la structure fixe du banc. Une fois bridée sur les profilés du châssis, elle reprend les charges générées pendant l'essai et les transmet directement à la structure principale.

La table micrométrique est uniquement utilisée lors du réglage de la position de la plaque. Elle agit au travers d'une pièce plastique imprimée en 3D à face élastique afin d'éviter une liaison hyperstatique entre la table, la plaque et le châssis.

Cette architecture sépare clairement les fonctions : la table micrométrique assure la précision du positionnement, tandis que le bridage de la plaque garantit la rigidité et la reprise des efforts pendant l'essai.

La procédure d'utilisation est donc la suivante :

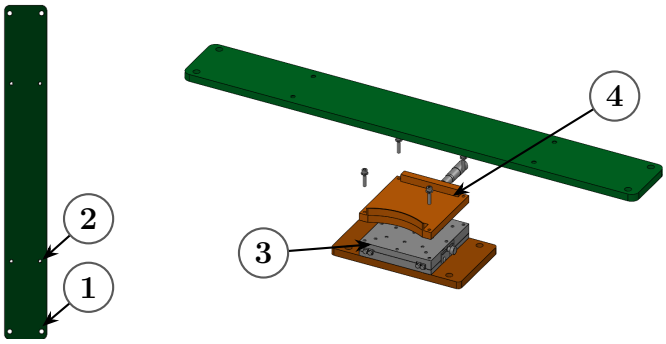
1. la table micrométrique pousse la plaque d'ancrage jusqu'à la position souhaitée ;
2. la plaque est bridée sur les profilés du châssis afin d'assurer la reprise des efforts ;
3. la table micrométrique est ensuite reculée pour être mécaniquement découplée de la chaîne d'efforts pendant l'essai.



(a) Pièce plastique à face élastique **(b)** Table micrométrique

Figure 6.13 – Composants d'ajustement et de guidage du support.

L'assemblage de cette architecture est illustré à la Figure 6.14.



Repère	Description / fonction
1	Alésages des vis de verrouillage au profilé.
2	Taraudages destinés aux logements de roulements.
3	Table micrométrique.
4	Pièce plastique à face élastique.

(a) Plaque d'ancrage **(b)** Vue éclatée du sous-assemblage. **(c)** Nomenclature des repères.

Figure 6.14 – Vue d'ensemble du support micrométrique, identification des repères principaux et détail du sous-assemblage associé.

Le Tableau 6.4 conclut la section en vérifiant le réglage spatial du bras, la reprise des efforts et l'isolation de la table micrométrique.

Tableau 6.4 – Synthèse du positionnement et de la conformité du support de bras.

Critère	Réf. [2]	Exigence	Résultat vérifié
1. Exigences fonctionnelles (FR)			
Réglage transversal	FR3.1	Ajustement de la position y du bras pour le réglage de l'entrefer roue-rail.	**Macro :** profilés horizontaux (course : 150 mm). **Micro :** table micrométrique ($\pm$12.5 mm).
Réglage vertical	FR3.1	Ajustement de la position z définissant la hauteur initiale de l'unité.	**Macro :** profilés verticaux (course : 340 mm).
Découplage des réglages	FR3.2	Limitation du couplage cinématique entre les axes y et z (< 5 %).	**Architecture dissociée :** support horizontal pour y et profilés verticaux pour z.
2. Exigences de contrainte (CR)			
Rigidité du support	CR7.3	Minimisation des déplacements parasites sous charge dynamique.	**Plaque aluminium :** bridage sur profilés. Déformation maximale négligeable, voir Annexe A.14.
Éloignement des conducteurs	CR8.3	Exclusion de tout matériau conducteur à moins de 70 mm de la roue.	**Implantation :** hors zone critique. Distance minimale mesurée : $>$ 150 mm.
Accessibilité du montage	CR3.1	Maintien de l'accessibilité des fixations pour le montage et les réglages.	**Fixations dégagées :** vis de bridage directement accessibles.
3. Critères internes de conception			
Positionnement isostatique	-	Prévention des contraintes d'assemblage hyperstatiques.	**Rattrapage de jeux :** pièce plastique à face élastique.
Protection de la table micrométrique	-	Isolation de la table micrométrique face aux efforts dynamiques d'essai.	**Isolation mécanique :** verrouillage de la plaque d'ancrage et retrait complet de la table avant essai (effort transmis nul).

2. Les références CR (Critère de conception) et FR (Fonctionnalité requise) renvoient au cahier des

6.4 Mécanisme de largage et fin de course

Ce sous-système (Figure 6.15) gère le degré de liberté vertical du bras oscillant (axe Z) de manière différente selon les deux configurations d'essai :

— **Configuration bloquée selon Z :** Le mécanisme verrouille rigidement le bras, imposant une position verticale fixe au véhicule.

— **Configuration quasi-statique (Z libéré) :** Un mécanisme de largage libère instantanément le bras pour observer la lévitation autonome. En cas d'instabilité, des butées mécaniques limitent le débattement vertical pour sécuriser le dispositif.

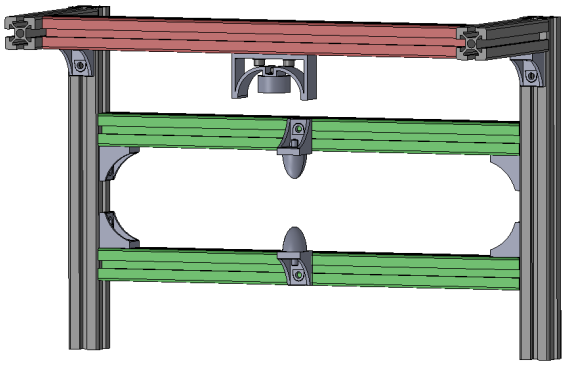


Figure 6.15 – Vue d'ensemble du système de contrôle vertical : mécanisme de largage et butées de sécurité.

6.4.1 Limitation de course et verrouillage par butées

Fixé directement sur les profilés du châssis, comme illustré à la Figure 6.16, le système de butées est ajustable. Il permet de basculer rapidement d'une configuration d'essai à l'autre et de définir avec précision les limites de course du mécanisme.

Repère	Désignation
1	Profilé vertical du châssis
2	Butée de limitation de course

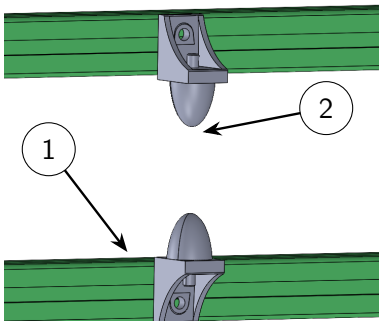


Figure 6.16 – Butée de limitation de course verticale montée sur le profilé du châssis.

— **Configuration quasi-statique (sécurité) :** Des butées souples en caoutchouc délimitent une fenêtre de vol sécurisée. Ces éléments permettent de limiter le débattement selon l'axe z et d'éviter tout contact entre la roue et le rail ou la structure du banc en cas de perte de portance ou d'instabilité.

charges détaillé dans l'annexe A.9

— **Configuration statique (verrouillage) :** Pour mesurer les efforts magnétiques à des positions fixes, les éléments souples sont remplacés par des cales rigides en polymère. Ces cales verrouillent l'axe Z et transforment le banc quasi-statique en banc de mesure statique.

Cette double configuration garantit un contrôle modulaire et sécurisé de l'axe Z.

6.4.2 Mécanisme de largage

Uniquement sollicité en configuration quasi-statique, le mécanisme de largage (Figure 6.17) maintient l'axe Z le temps d'atteindre la vitesse de rotation nominale, puis libère le bras pour initier la lévitation autonome.

La cinématique de rétraction réduit le risque de collision avec l'aimant. La solution associe un électroaimant à un support déformable imprimé en TPU [13]. Ce matériau a été choisi pour sa flexibilité. La séquence s'opère en trois phases :

— **Verrouillage sous contrainte :** L'électroaimant maintient le bras en position haute par attraction d'une plaque ferromagnétique collée au bras. Ce verrouillage impose une flexion vers le bas au support en TPU, qui emmagasine de l'énergie élastique.

— **Déclenchement :** La coupure de l'alimentation électrique annule instantanément la force de maintien magnétique.

— **Effacement élastique :** Le support en TPU se rétracte à sa position de repos par un retour élastique rapide. Il dégage ainsi instantanément la trajectoire verticale du bras, laissant le véhicule évoluer librement sur l'axe Z.

Les architectures à mâchoires mécaniques ont été écartées en raison de leur plus grande complexité et du jeu mécanique qui en découle. La discussion complète des différentes architectures est disponible dans l'Annexe A.12.

Rep.	Désignation
1	Fixation au profilé
2	Pièce en TPU
3	Électroaimant

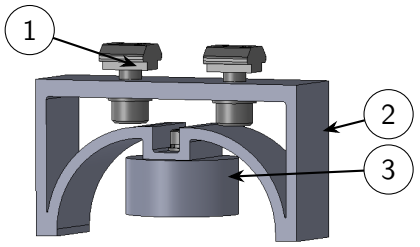


Figure 6.17 – Mécanisme de largage par rétraction élastique associant une pièce en TPU et un électroaimant.

6.4.3 Validation expérimentale du mécanisme de largage

Le comportement de la pièce flexible en TPU a été caractérisé expérimentalement sur un montage reproduisant son encastrement réel. L'objectif de cet essai est de vérifier que la pièce présente une déformation suffisante sous charge et une rétraction suffisamment rapide pour libérer la trajectoire verticale après la coupure de l'électroaimant.

Les mesures statiques réalisées sous différentes charges sont synthétisées dans le Tableau 6.5.

Tableau 6.5 – Mesures statiques de déflexion du mécanisme de rétraction.

État du système	**Masses**	**Position**	**Élongation relative (Δx)**
Repos (Référence)	0 g	29 mm	0 mm
Charge nominale (Aimant)	140 g	39 mm	+ 10 mm
Charge maximale	1,14 kg	88 mm	+ 59 mm
Relâchement (à 15 s)	140 g	39 mm	+ 10 mm

La dynamique de rétraction est ensuite approximée par une régression viscoélastique de type double exponentielle, voir Figure 6.18. La formulation de cette équation peut être trouvée à l'Annexe A.15 :

$$\Delta x(t) = 20.44 \cdot e^{-t/0.0241} + 28.03 \cdot e^{-t/5.297} + 10.0. \tag{6.1}$$

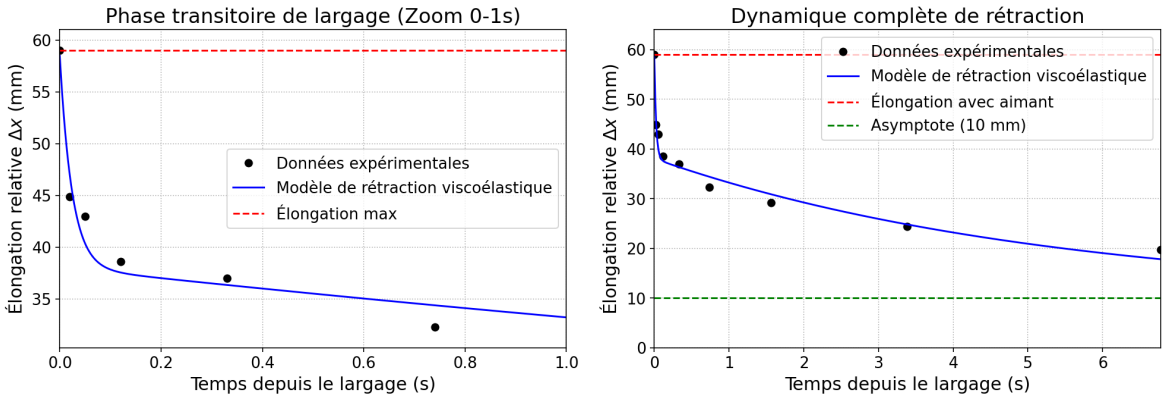


Figure 6.18 – Dynamique de rétraction du mécanisme.

Analyse des résultats :

— **Dégagement initial :** Le temps d'action est défini comme le temps nécessaire pour obtenir un dégagement vertical de 20 mm, qui est bien supérieur à l'amplitude attendue, voir Section 5.2. La valeur mesurée est d'environ 75 ms. Dans les conditions de l'essai, ce dégagement est compatible avec la libération rapide de la trajectoire verticale sous l'électroaimant.

— **Relaxation et répétabilité :** la seconde phase correspond à la relaxation viscoélastique résiduelle de la pièce. Après 15 s, l'élongation mesurée est revenue à

la valeur nominale de 10 mm, dans la résolution de mesure utilisée. Aucun retour permanent notable n'a été observé lors de cet essai préliminaire.

— **Limite de la validation :** cet essai caractérise uniquement le dégagement vertical et le retour élastique de la pièce en TPU. Il ne permet pas de conclure à l'absence d'impulsion latérale transmise à l'unité mobile lors du largage. Ce point devra être contrôlé sur le montage intégré.

Cette validation confirme que la pièce en TPU assure une rétraction rapide et un dégagement suffisant de la trajectoire verticale dans les conditions testées. La transparence latérale au largage devra toutefois être vérifiée lors de l'intégration complète du bras. Le Tableau 6.6 résume l'état de validation des exigences associées au contrôle vertical et à la sécurité du dispositif.

Tableau 6.6 – Synthèse des exigences associées au contrôle de la trajectoire verticale et à la sécurité du dispositif.

Critère	Réf.	Exigence	État de validation
1. Exigences fonctionnelles (FR)			
Libération verticale	FR3.1	Libérer la trajectoire verticale en limitant les contacts mécaniques parasites.	**Vérifiée sur le montage préliminaire.** La rétraction élastique de la pièce en TPU a été observée. Le dégagement vertical mesuré est de 20 mm pour un temps d'action d'environ 75 ms.
Verrouillage vertical	FR3.3	Immobiliser l'axe Z lors de la caractérisation statique.	**Prévu par conception.** Le verrouillage est assuré par des cales rigides en polymère.
Transparence au largage	FR3.2	Limiter l'impulsion latérale transmise à l'unité mobile lors du largage.	**À vérifier sur le montage intégré.** La rétraction verticale du TPU a été observée, mais l'éventuelle impulsion latérale n'a pas encore été mesurée.
2. Exigences de contrainte (CR)			
Prévention des collisions	CR4.4	Éviter tout contact entre les roues et le bâti en cas d'instabilité.	**Prévue par conception.** Des butées souples réglables en caoutchouc amortissent l'impact.

2. Les références CR (Critère de conception) et FR (Fonctionnalité requise) renvoient au cahier des charges détaillé dans l'annexe A.9

6.5 Confinement et sécurité

L'enceinte de protection devait initialement reprendre un modèle existant au laboratoire. Ce modèle étant trop restrictif pour l'architecture finale du banc, le principe de confinement a été conservé mais l'enceinte a été redimensionnée afin de répondre aux nouvelles contraintes du projet.

6.5.1 Enceinte de protection

L'enceinte a été conçue pour sécuriser la zone d'essai tout en conservant un accès rapide au banc entre deux essais. Son architecture est présentée à la Figure 6.19.

— **Dimensions :** Le volume utile est élargi afin d'intégrer simultanément deux unités d'entraînement de 200 mm en ligne ainsi que le bras et son contrepoids.

— **Ancrage :** Outre leur assemblage entre eux par vissage, les panneaux latéraux en aluminium sont ancrés rigidement aux profilés du châssis pour assurer la stabilité globale de l'enceinte.

— **Accessibilité :** Les faces frontale et supérieure sont montées sur glissières, ce qui permet l'ouverture de l'enceinte sans nécessiter de démontage. Ces panneaux sont en polycarbonate afin de permettre l'observation de la zone d'essai.

— **Épaisseur des panneaux de protection :** L'épaisseur de polycarbonate retenue pour les panneaux transparents est de 15 mm. Cette valeur reprend le choix utilisé sur le banc précédent du laboratoire, conçu pour une fonction de confinement similaire [3]. Elle est conservée ici comme critère de conception hérité, afin de maintenir un niveau de protection équivalent tout en adaptant les dimensions de l'enceinte à la nouvelle architecture.

Repère	Désignation
1	Panneau latéral en aluminium
2	Panneau frontal coulissant
3	Panneau supérieur coulissant

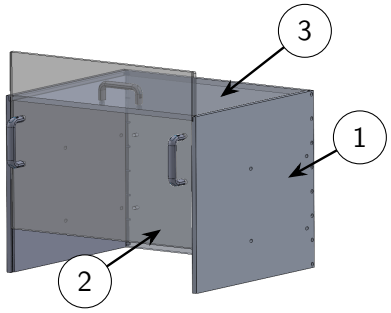


Figure 6.19 – Enceinte de confinement avec repérage des principaux éléments d'architecture.

Le Tableau 6.7 clôt la section en vérifiant le confinement, la stabilité et l'accessibilité de l'enceinte de protection.

Tableau 6.7 – Synthèse des fonctions de confinement et de sécurité de l'enceinte.

Critère	Réf. [3]	Exigence	Résultat vérifié
1. Exigences de contrainte (CR)			
Confinement	CR4.2 / CR4.4	Isoler la zone de danger contre les projections et collisions.	**Enceinte :** panneaux en polycarbonate et en aluminium ceinturant la zone. Épaisseur : 15 mm.
Stabilité	CR4.4	Résister aux impacts sans déplacement.	**Ancrage :** panneaux latéraux bridés sur le châssis en aluminium (4 points d'ancrage par panneau).
Accessibilité	CR3.1	Permettre un accès rapide aux réglages sans outillage.	**Panneaux coulissants :** faces frontale et supérieure escamotables.

Critère	Réf.	Exigence	Résultat vérifié
2. Critères internes de conception			
Volume utile	-	Accueillir les configurations longues du banc.	**Dimensionnement :** espace prévu pour deux unités de 200 mm en tandem, bras et contrepoids. Surface utile : $540 \times 630\ mm^2$.
Visibilité	-	Assurer le contrôle visuel permanent des essais.	**Transparence :** polycarbonate transparent sur les faces d'observation.

Tableau 6.8 – Synthèse des fonctions de confinement et de sécurité de l'enceinte (2/2).

3. Les références CR (Critère de conception) et FR (Fonctionnalité requise) renvoient au cahier des charges détaillé dans l'annexe A.9

6.6 Synthèse des solutions cinématiques

Pour clore ce chapitre, le Tableau 6.9 met en parallèle les exigences cinématiques établies en introduction avec les solutions mécaniques concrètement développées. Il dresse le bilan de la gestion de chaque degré de liberté en précisant les sous-systèmes responsables, les plages de réglage offertes ainsi que les méthodes de verrouillage implémentées sur le banc d'essai.

Tableau 6.9 – Synthèse des solutions mécaniques pour la gestion des degrés de liberté du banc d'essai.

Type	DDL	Sous-système	Réglage	Verrouillage
Translation	Avance X	Châssis principal	*Bloqué par conception*	Connexion rigide
	Guidage Y	Support de bras	Macro + micro	Bridage
	Lévitation Z (initial)	Support de bras	Macro	Bridage
	Lévitation Z (quasi-statique)	Largage + butées	Cales et butées	Électroaimant / cales
Rotation	Roulis R_x	Support de rail	$\pm 90°$, pas de $5°$	Serrage
	Tangage R_y	Châssis principal	*Bloqué par conception*	Connexion rigide
	Lacet R_z	Plaque pivotante	$\pm 8.5°$, pas de $1°$	Vis en rainure

Cette synthèse met en évidence que l'architecture mécanique retenue permet de répondre aux exigences du banc d'essai. Les degrés de liberté nécessaires à l'ajustement expérimental sont réglables, soit de manière discrète, soit de manière continue selon le besoin, tandis que les mouvements non souhaités sont bloqués par conception ou par des dispositifs de verrouillage dédiés.

L'ensemble des plans de définition intégrant les tolérances géométriques est disponible en Annexe A.36.

7 | Bras et support d'unité d'entraînement

Ce chapitre présente la conception du bras oscillant et de son axe de rotation, illustrés à la Figure 7.1. Ce sous-ensemble assure la liaison mécanique entre le support de bras, décrit en Section 6.3, et l'unité d'entraînement.

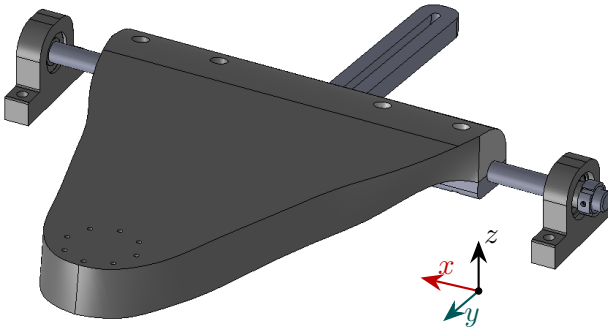


Figure 7.1 – Vue d'ensemble du bras oscillant et de son axe de rotation.

7.1 Fonction du sous-système

Le positionnement global du banc ayant été traité au Chapitre 6, cette section se concentre sur le guidage vertical de l'unité d'entraînement. Le sous-système doit autoriser un seul mouvement : le déplacement selon l'axe z.

Cette fonction est essentielle pour deux raisons. D'une part, elle conditionne la fidélité cinématique du banc : le déplacement mesuré doit être représentatif d'un mouvement vertical du véhicule. D'autre part, il influence directement la transmission des efforts entre l'unité d'entraînement, le capteur de forces et la structure fixe.

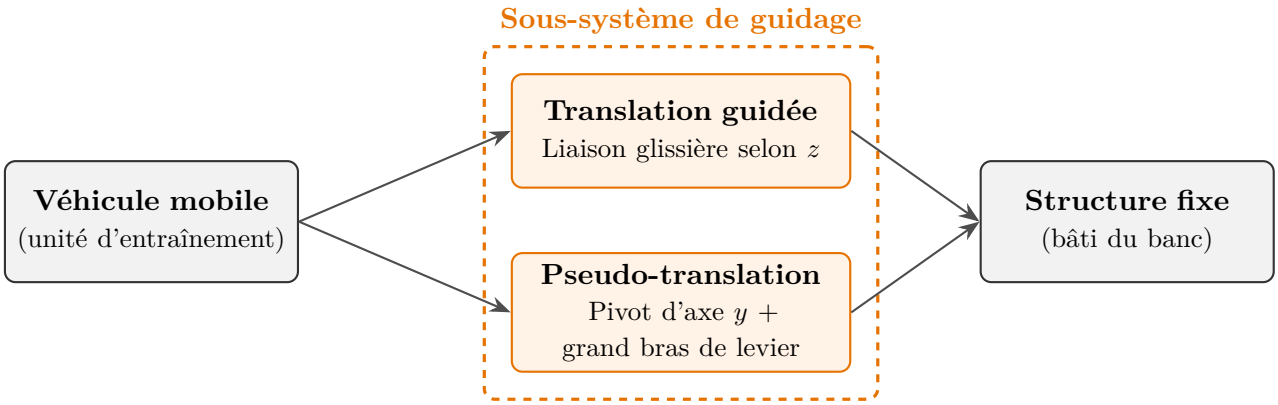


Figure 7.2 – Rôle fonctionnel du sous-système de guidage.

Deux approches cinématiques peuvent être envisagées pour satisfaire cette fonction :

1. **Une translation pure**, obtenue par un guidage linéaire de type glissière selon l'axe z.
2. **Une pseudo-translation**, obtenue par une rotation autour de l'axe transversal y, à l'aide d'un bras oscillant suffisamment long pour que l'arc décrit par le véhicule soit localement assimilable à une translation verticale.

7.1.1 Fonction du guidage et exigences associées

Au-delà du seul choix de trajectoire, le sous-système doit également satisfaire plusieurs exigences fonctionnelles essentielles :

— **Verrouillage strict des autres DDL :** Il doit offrir une rigidité maximale pour bloquer toute translation ou rotation parasite induite par les efforts d'interaction roue/rail.

— **Fidélité dynamique :** Il doit minimiser l'inertie mobile et les frottements afin d'obtenir une dynamique aussi peu perturbée que possible par le dispositif de guidage.

— **Intégrité de la mesure :** Il doit assurer une mesure directe et précise des efforts.

Ces trois exigences structurent la suite du chapitre : la cinématique est validée en Section 7.1.3, la transmission des efforts est discutée au travers des interfaces mécaniques en Section 7.2, et la rigidité du bras est vérifiée numériquement puis expérimentalement à partir de la Section 7.3.

7.1.2 Choix de l'architecture à bras oscillant

Le choix final s'est porté sur une architecture à bras oscillant. Cette solution permet d'éliminer les frottements inhérents aux guidages linéaires, privilégiant ainsi la fidélité de la dynamique mesurée. L'étude comparative justifiant ce choix face aux concepts variants est détaillée en Annexe A.18.

Afin d'autoriser une grande liberté géométrique tout en maîtrisant les coûts et les délais de prototypage, le corps du bras est conçu spécifiquement pour être fabriqué par impression 3D.

Bien que cette architecture garantisse un mouvement fluide, elle introduit néanmoins plusieurs défis mécaniques et géométriques. Le Tableau 7.1 dresse la synthèse de ces contraintes induites et des stratégies de mitigation adoptées pour y répondre.

Tableau 7.1 – Synthèse des défis posés par l'architecture à bras oscillant et solutions apportées.

Enjeu induit	Description de la contrainte & Stratégie de conception
Couplage cinématique	*Contrainte :* Le déplacement vertical est généré par une rotation, ce qui induit une trajectoire en arc de cercle. **Solution :** Approximer ce mouvement par une translation en choisissant une longueur de bras maximale, rendant le déplacement transversal parasite négligeable (voir Section 7.1.3).
Inertie du système mobile [1]	*Contrainte :* Le bras et son contrepoids augmentent la masse de l'ensemble oscillant et son inertie de rotation autour du pivot. **Solution :** Redistribuer la matière par optimisation topologique afin de réduire l'inertie tout en conservant les chemins d'efforts principaux (voir Section 7.3).
Flexion structurelle	*Contrainte :* Le grand bras de levier amplifie fortement les moments de flexion à la base de la structure en polymère. **Solution :** Ajuster la topologie d'impression interne et valider la rigidité réelle par des essais sous charge sur banc (voir Section 7.4.4).
Encombrement longitudinal	*Contrainte :* L'utilisation d'un bras long déporte les masses et augmente significativement la longueur utile du banc d'essai. **Solution :** Cette contrainte spatiale a été assumée et a guidé le redimensionnement de l'enceinte de confinement (voir Section 6.5).

7.1.3 Validation cinématique de la pseudo-translation

Le principal inconvénient géométrique d'un bras oscillant réside dans le fait que son extrémité ne suit pas une trajectoire strictement verticale, ce qui induit un léger déplacement longitudinal parasite selon l'axe x illustré à la Figure 7.1.

Afin de limiter cet effet, la longueur du bras est choisie aussi grande que le permet l'encombrement du banc. La géométrie utilisée pour quantifier ce déplacement parasite est présentée à la Figure 7.3.

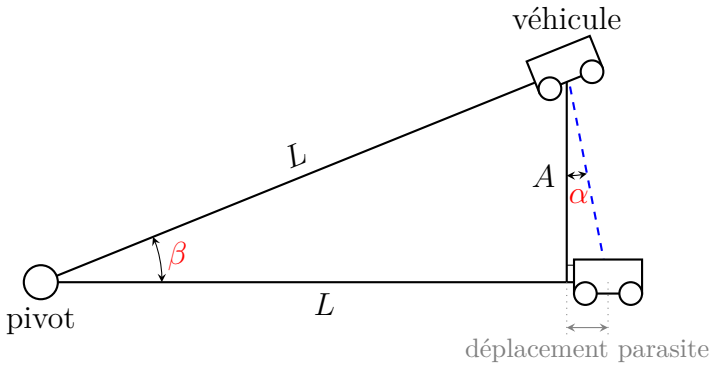


Figure 7.3 – Schéma géométrique de l'approximation quasi-linéaire du bras oscillant.

1. Le critère déterminant pour la dynamique est l'inertie de rotation autour du pivot, qui dépend non seulement de la masse totale embarquée, mais surtout de sa répartition spatiale (éloignement par rapport à l'axe de rotation).

Pour un débattement vertical A, la rotation du bras induit un recul longitudinal parasite δ_x :

$$\beta = \arcsin\left(\frac{A}{L}\right), \qquad \delta_x = L\,(1 - \cos\beta) \simeq \frac{A^2}{2L}. \tag{7.1}$$

Avec $A = 2\,\text{mm}$, correspondant à l'ordre de grandeur de l'entrefer nominal et au débattement maximal considéré, et $L = 250\,\text{mm}$, on obtient :

$$\beta \simeq 0{,}46°, \qquad \delta_x \simeq 0.008\,\text{mm}. \tag{7.2}$$

Le déplacement parasite représente :

$$\frac{\delta_x}{A} = \frac{0{,}008}{2} = 0{,}4\ \%. \tag{7.3}$$

Le déplacement parasite reste ainsi très faible à l'échelle du débattement considéré. Le couplage cinématique peut être négligé. Le mouvement du bras peut ainsi être assimilé localement à une translation verticale.

7.2 Définition des interfaces mécaniques

Une fois la cinématique globale validée, la conception du sous-système repose sur la définition de ses interfaces mécaniques. Celles-ci déterminent à la fois les chemins d'efforts, la qualité de la mesure et la rigidité du montage.

Le sous-système comporte deux interfaces principales :

— **L'interface véhicule**, située à l'extrémité du bras, qui accueille l'unité d'entraînement et le capteur de forces six axes ;

— **L'interface bâti**, située au niveau du pivot, qui assure la liaison entre le bras oscillant et la structure fixe du banc.

La Figure 7.4 localise ces deux interfaces sur l'ensemble mécanique.

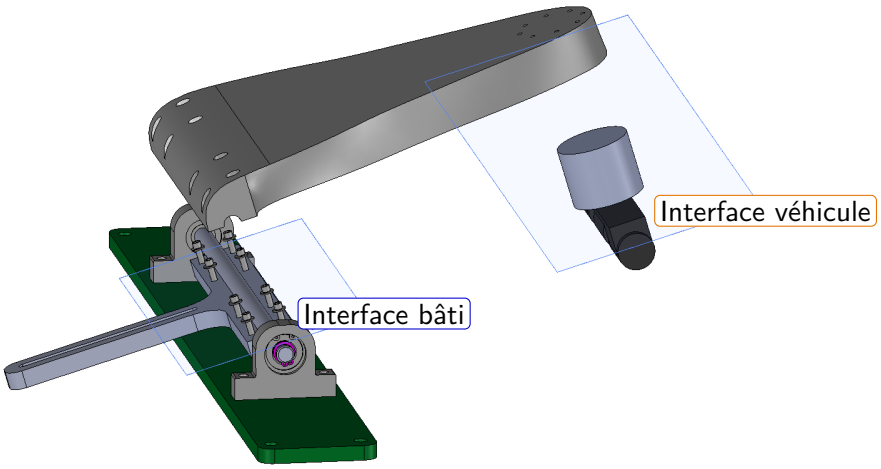


Figure 7.4 – Interface entre le bras oscillant et son support, avec repérage des plans de référence.

7.2.1 Interface véhicule : emplacement du capteur de forces

L'interface véhicule, située à l'extrémité mobile du bras oscillant, accueille l'unité d'entraînement et le capteur de forces 6 axes, illustré à la Figure 7.5.

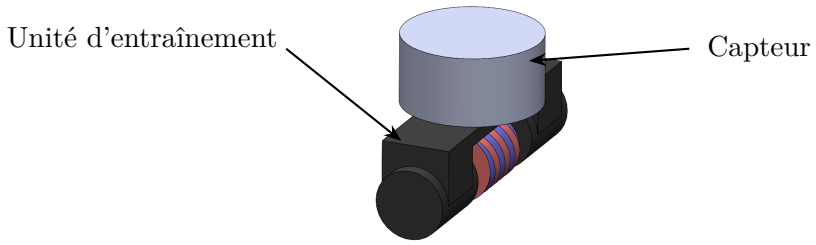


Figure 7.5 – Identification de l'unité d'entraînement et du capteur.

Le capteur est positionné au plus près de la zone d'interaction entre les roues et le rail. Ce choix permet de limiter l'effet des déformations du bras, des jeux du pivot et des éventuelles résonances du bâti sur le signal mesuré. L'analyse mécanique complète ayant mené à ce choix est détaillée en Annexe A.16.

Ce positionnement réduit également l'amplification artificielle des moments et améliore la fidélité du torseur mesuré en limitant les bras de levier mécaniques. En effet, lorsqu'un effort $\mathbf{F}$ est mesuré à une distance $\mathbf{r}$ de son point d'application, le moment mesuré au capteur est modifié selon :

$$\mathbf{M}_{capteur} = \mathbf{M}_{application} + \mathbf{r} \times \mathbf{F} \tag{7.4}$$

Le Tableau 7.2 synthétise la qualité de la mesure pour cette configuration spécifique, ainsi que ses avantages et contraintes.

Tableau 7.2 – Bilan de l'implantation du capteur à l'interface bras–véhicule.

Qualité de mesure	Avantages	Inconvénients & Risques
F_x **Quasi-direct**[a] F_y **Quasi-direct**[a] F_z **Direct**[b] M_x **Quasi-direct**[a] M_y **Quasi-direct**[a] M_z **Direct**[b]	• Mesure très proche du point d'application. • Faible transformation du torseur. • Signal indépendant des jeux et frottements du pivot.	• Intégration mécanique locale plus complexe. • Capteur exposé aux vibrations du véhicule. • Proximité avec le champ magnétique des roues. • Augmentation de la masse mobile.

[a] **Quasi-direct :** Mesure très faiblement affectée par le déport géométrique minimal imposé par l'épaisseur des pièces de fixation, voir Eq. 7.4.
[b] **Direct :** L'axe de mesure coïncide avec l'axe de l'effort ou du moment appliqué.

Cette architecture ajoute la masse du capteur à la partie mobile, ce qui augmente son inertie. Ce compromis est toutefois accepté afin d'améliorer la fidélité de mesure : le capteur mesure les efforts au plus près de sa zone d'application, avant toute influence de la flexibilité du bras ou des jeux de la liaison pivot. La masse ajoutée est prise en compte dans le dimensionnement du contrepoids d'équilibrage.

7.2.2 Interface bâti : axe de rotation et précontrainte

L'interface bâti relie le bras oscillant à la structure fixe du banc. Elle doit permettre la rotation libre autour de l'axe principal, tout en limitant les jeux mécaniques et en reprenant les efforts transmis par l'unité d'entraînement.

Elle assure donc deux fonctions : fixer le bras à l'arbre de rotation, puis guider cet arbre dans le bâti fixe.

7.2.2.1 Fixation du bras sur l'arbre

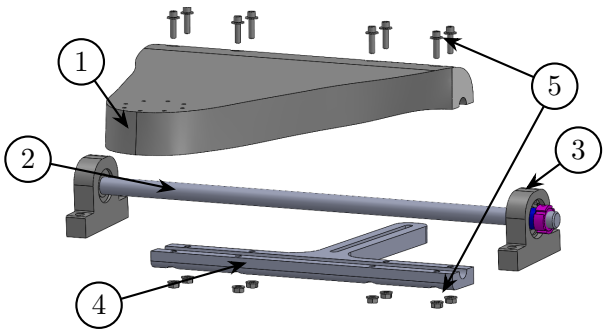
Le bras est solidarisé à l'arbre par une liaison par serrage. Celle-ci est obtenue au moyen d'un moyeu en deux demi-coquilles vissées, représenté à la Figure 7.6. Ce choix présente quatre intérêts principaux :

— **Encastrement rigide :** le clamage circonférentiel permet d'assimiler la liaison arbre-bras à un encastrement, sous réserve d'un effort de serrage suffisant.

— **Maintien longitudinal :** l'effort normal de serrage produit une force de frottement suffisante à l'interface arbre-bras, voir Annexe A.19.

— **Maintien en rotation :** le couple transmis reste limité au couple résistant de l'arbre et des roulements, voir Annexe A.19.

— **Équilibrage statique :** le prolongement arrière du moyeu permet de fixer le contrepoids du bras.



Repère	Désignation et fonction
1	Bras principal
2	Arbre de rotation
3	Logements de roulements.
4	Prolongement arrière du moyeu.
5	Vis et écrous de serrage.

Figure 7.6 – Principe de fixation du bras sur l'arbre.

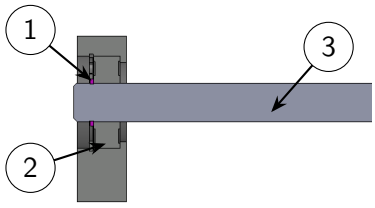
7.2.2.2 Guidage en rotation et interfaçage au châssis

L'arbre est guidé par deux roulements montés dans des logements fixés sur la platine de réglage transversal. Les roulements radiaux d'origine sont remplacés par des roulements à contact oblique afin de limiter les jeux et de mieux reprendre les efforts transmis au pivot. La Figure 7.7 présente les principaux éléments de l'assemblage de l'axe de rotation.

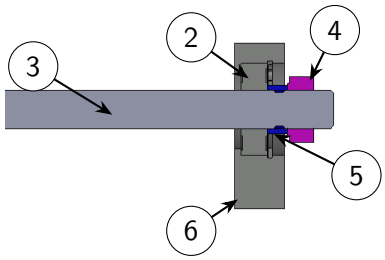
La rigidité et la précision de ce guidage reposent sur deux choix principaux :

— **Montage en « O » :** les deux roulements à contact oblique sont orientés dos à dos. Cette disposition augmente l'empattement virtuel du guidage et améliore la reprise des efforts axiaux ainsi que des moments transmis par le bras.

— **Maintien axial et précontrainte :** l'arbre est bloqué axialement par un circlip d'un côté et par un écrou à encoches de l'autre. Cet écrou permet d'appliquer une précontrainte axiale modérée, de 25 N annoncé par le fabricant [14]. Cette valeur est retenue comme précontrainte modérée : elle est suffisante pour supprimer le jeu perceptible dans les roulements, tout en restant faible devant les efforts susceptibles d'augmenter le couple résistant.



(a) Palier côté circlip



(b) Palier côté écrou

Repère	Désignation / Rôle mécanique
1	Circlip de maintien axial côté gauche
2	Roulement à contact oblique (Montage en « O »)
3	Arbre de rotation rectifié
4	Écrou à encoches (Réglage de la précontrainte)
5	Entretoise de transmission d'effort
6	Palier d'hébergement

Figure 7.7 – Détail de l'assemblage de l'axe de rotation.

7.3 Dimensionnement structurel du bras

Le dimensionnement du bras vise à obtenir une pièce légère, rigide et compatible avec la fabrication par impression 3D. La démarche repose sur une optimisation topologique, puis sur une reconstruction CAO de la géométrie retenue.

Avant l'optimisation, une enveloppe de conception pleine est définie. Elle correspond aux dimensions du plateau d'impression de l'imprimante 3D, dans le but d'obtenir le bras le plus long possible. Certaines zones sont imposées dès le départ : l'interface avec l'arbre de rotation et l'interface avec le capteur de forces.

La démarche se déroule en deux étapes :

1. **Optimisation topologique (SIMP) :** le solveur part de l'enveloppe de conception et retire progressivement la matière peu sollicitée afin d'obtenir une géométrie légère et rigide.

2. **Reconstruction CAO et validation statique :** Le résultat brut sert de guide pour modéliser une géométrie lisse et fabricable. Des simulations statiques itératives valident ensuite la rigidité de la pièce et fixent son épaisseur définitive.

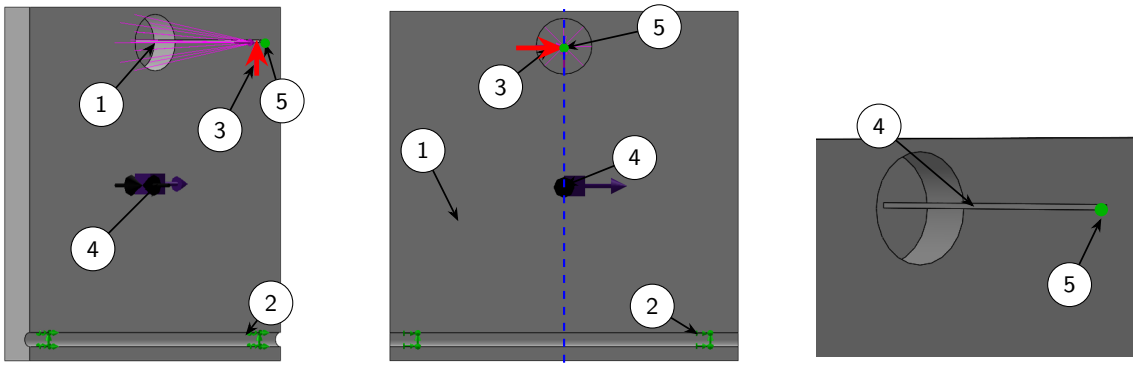
Cette approche permet de séparer la recherche d'une forme mécaniquement efficace de la validation du prototype final.

7.3.1 Optimisation topologique (méthode SIMP)

L'optimisation topologique est réalisée sur SolidWorks à l'aide de la méthode SIMP (*Solid Isotropic Material with Penalization*) [15]. Cette méthode permet d'identifier la répartition de matière maximisant la rigidité du bras pour une masse imposée. Une présentation de la méthode est fournie en Annexe A.20.

La Figure 7.8 présente l'enveloppe de conception utilisée pour l'optimisation. Les repères indiquent les zones imposées, les conditions aux limites et le point de référence du chargement. Les paramètres complets de l'étude sont résumés dans le Tableau 7.3.

Le solveur considère un matériau continu et isotrope. Or, le bras est destiné à être fabriqué par impression FDM, ce qui introduit un comportement dépendant du taux de remplissage et de l'orientation des couches. Pour l'optimisation, ce comportement est donc simplifié par un matériau isotrope équivalent.



(a) Vue latérale **(b)** Vue de face **(c)** Vue isométrique

Figure 7.8 – Définition de l'enveloppe de conception et des paramètres de l'étude d'optimisation topologique.

Tableau 7.3 – Paramètres de l'étude d'optimisation topologique du bras.

N°	Catégorie de paramètre	Spécifications et conditions d'optimisation
1	**Enveloppe de conception**	• Surface maximale contrainte par le plateau d'impression (300×300 mm). • Épaisseur itérative paramétrée de 15 à 40 mm.
2	**Conditions aux limites**	• Encastrement parfait sur la surface de contact avec l'arbre (demi-cylindre $D = 12$ mm extrudé sur toute la largeur).
3	**Chargement externe** (cf. Section 5.2)	• Torseur d'efforts combinés de 30 N total, en guidage et avance, appliqué au centre virtuel de l'axe des roues. • Déport longitudinal de 150 mm par rapport au bras.
4	**Contraintes de fabrication**	• Symétrie plane médiane (garantit un comportement bidirectionnel identique). • Épaisseur de paroi minimale imposée (prévention des singularités de maillage). • Zones imposées (matière conservée) : interfaces du capteur et tige jusqu'au point de référence.
5	**Objectifs de l'optimisation**	• Cible de la fonction objectif : minimisation du déplacement au point de référence (repère vert, centre de l'axe des roues). • Contrainte massique : poids final fixé à 300 g.
-	**Matériau (Modèle)**	• PLA homogène isotrope équivalent en modélisant un taux de remplissage de 40 % (voir Annexe A.21).

7.3.2 Itérations statiques

Le résultat de l'optimisation topologique sert de base à la reconstruction d'une géométrie CAO régulière, fabricable et compatible avec les interfaces mécaniques, comme illustré à la Figure 7.9. Cette géométrie est ensuite vérifiée par simulations statiques afin d'évaluer la rigidité du bras et de comparer plusieurs épaisseurs globales.



(a) Résultat de l'optimisation **(b)** Enveloppe reconstruite **(c)** Coupe de la pièce

Figure 7.9 – Reconstruction CAO de la pièce finale à partir du résultat d'optimisation topologique.

Modélisation et hypothèses de simulation La simulation statique repose sur trois hypothèses principales :

— **Application de l'effort :** les efforts générés par les roues sont au centre du véhicule. Ce point étant déporté par rapport au bras, un cylindre rigide est ajouté au modèle afin de transmettre correctement les moments de flexion et de torsion. Ce cylindre peut être visualisé à la Figure 7.10.

— **Modèle matériau équivalent :** le bras imprimé en FDM est modélisé par un matériau homogène isotrope équivalent à du PLA imprimé avec 40 % de remplissage voir, Annexe A.21. Cette hypothèse ne représente pas l'anisotropie réelle due aux couches et au motif de remplissage ; elle sera vérifiée expérimentalement à la Section 7.4.4.

— **Critère de rigidité :** le mouvement vertical selon z correspond au déplacement utile du bras. En revanche, la structure doit rester rigide dans les directions parasites x et y. Le critère retenu est donc le déplacement résultant dans le plan horizontal :

$$\delta_{xy} = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2}. \tag{7.5}$$

L'ensemble des paramètres de simulation est résumé dans le Tableau 7.4, et la Figure 7.10 illustre le champ de déplacements résultant de ces sollicitations.

Tableau 7.4 – Paramètres de l'étude statique sur la géométrie reconstruite.

Paramètre	Condition / Valeur
Conditions aux limites	Encastrement sur la surface de contact de l'arbre en acier.
Chargement externe	Force cumulée de 30 N appliquée à l'extrémité du cylindre, au centre du véhicule.
Matériaux	Bras : PLA équivalent, remplissage 40 %. Cylindre : matériau indéformable.
Interactions entre les pièces	Cylindre et bras solidaires, mais maillés indépendamment.

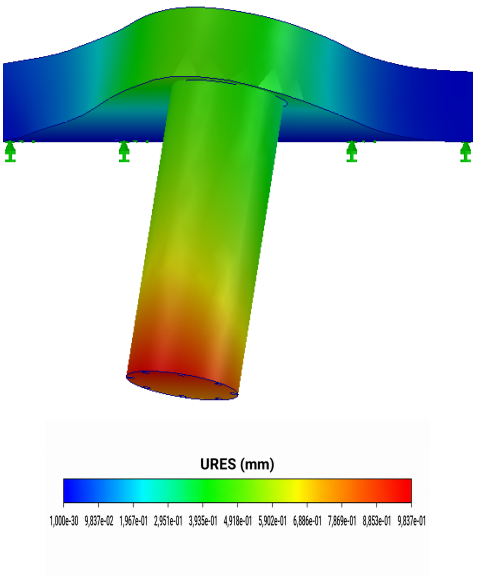


Figure 7.10 – Déplacement et déformation résultante.

7.3.3 Définition de l'épaisseur par optimisation sous contrainte

L'épaisseur de la coque extérieure du bras, notée e, est choisie de manière à garantir une rigidité suffisante tout en limitant l'inertie de la partie mobile.

Le cahier des charges impose une flèche maximale de 1 mm au point de référence, correspondant au centre virtuel de l'axe des roues, c'est-à-dire au point où les efforts sont appliqués.

Le choix de l'épaisseur est formulé comme une optimisation discrète : parmi les épaisseurs testées,

$$E = \{15, 20, 25, 30, 35, 40\} \text{ mm},$$

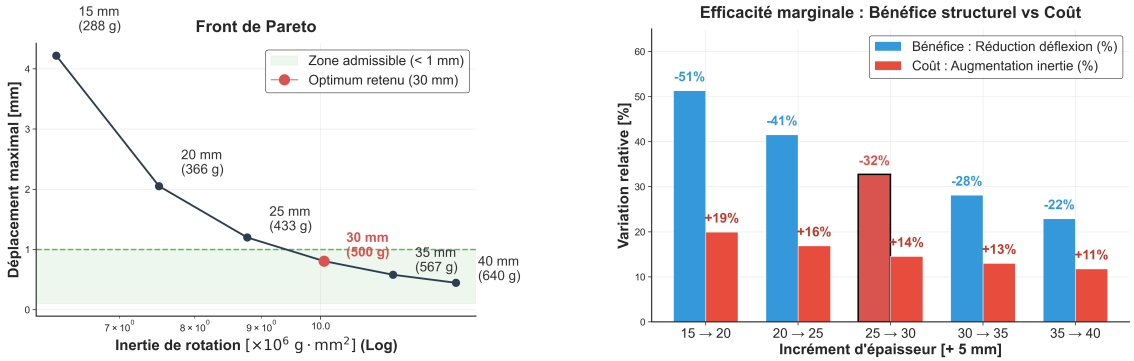
on retient celle qui minimise l'inertie tout en respectant la contrainte de déflexion :

$$\min_{e \in E} I_x(e) \qquad \text{sous la contrainte} \qquad \delta(e) \leq 0.83 \text{ mm}.$$

Les résultats de simulation (Figure 7.11a) montrent que les épaisseurs de 15, 20 et 25 mm dépassent la limite de tolérance. L'épaisseur de 30 mm est donc la première solution validée par le critère de déflexion.

Afin de confirmer que ce choix ne constitue pas un surdimensionnement pénalisant pour la dynamique, l'efficacité marginale de chaque incrément a été évaluée (Figure 7.11b). Cette analyse met en balance le bénéfice structurel (réduction relative de la déflexion) et le coût dynamique (augmentation relative de l'inertie). Le détail de la formulation mathématique justifiant ces rendements est présenté en Annexe A.17.

Le passage de 25 à 30 mm offre un gain de rigidité substantiel (-28 %) pour un coût inertiel encore maîtrisé (+13 %). Au-delà de 30 mm, la loi des rendements décroissants s'observe nettement : les épaisseurs de 35 et 40 mm n'apportent qu'une réduction marginale de la flèche, mais continuent d'alourdir le système.



(a) Front de Pareto (Inertie en échelle logarithmique).

(b) Efficacité relative : Bénéfice structurel vs Coût inertiel.

Figure 7.11 – Sélection de l'épaisseur optimale par contrainte de déflexion et analyse des rendements.

L'épaisseur de 30 mm est par conséquent validée. Bien qu'elle repose sur un modèle isotrope continu qui nécessite une validation expérimentale à partir d'un prototype

imprimé (Section 7.4.4), elle constitue la première solution admissible parmi les incréments testés, sans ajout d'inertie superflu.

7.4 Prototypage et validation expérimentale

La simulation numérique ne permet pas, à elle seule, de valider le comportement mécanique du bras imprimé. En effet, les propriétés mécaniques des pièces en PLA fabriquées par impression FDM dépendent des paramètres de fabrication, notamment de l'orientation d'impression et de l'épaisseur des couches [16]. Une validation expérimentale a donc été réalisée sur des prototypes à échelle réduite afin d'évaluer l'influence des paramètres retenus pour le bras, en particulier la géométrie interne, le motif de remplissage, le taux de remplissage et l'épaisseur de coque.

7.4.1 Modèles à l'échelle 1 :2

Afin de réduire le temps de fabrication et la quantité de matière utilisée, les essais de flexion ont été réalisés sur des modèles réduits à l'échelle $\lambda = 1/2$.

Ces modèles permettent de comparer rapidement plusieurs configurations d'impression, tout en conservant une géométrie représentative du bras final. Si toutes les dimensions du bras sont réduites d'un facteur λ, les relations de similitude applicables à une structure homothétique soumise à une sollicitation de flexion conduisent à :

$$\delta_{\text{mod}} = \lambda\, \delta_{\text{réel}}, \qquad F_{\text{mod}} = \lambda^2\, F_{\text{réel}}. \tag{7.6}$$

Ces relations supposent un comportement élastique linéaire, une similitude géométrique du bras et des propriétés mécaniques équivalentes aux deux échelles. Leur utilisation pour des pièces imprimées par dépôt de fil fondu est cohérente avec les résultats expérimentaux d'Aziz et al. [17].

Dans le cas étudié, $\lambda = 1/2$. L'effort appliqué au modèle réduit doit être quatre fois plus faible que l'effort réel équivalent :

$$F_{\text{mod}} = \frac{1}{4} F_{\text{reel}} = 7.5N \tag{7.7}$$

Avec cette mise à l'échelle de l'effort, le déplacement mesuré sur le modèle réduit est deux fois plus faible que celui attendu à l'échelle réelle :

$$\delta_{\text{mod}} = \frac{1}{2}\delta_{\text{reel}}, \qquad \delta_{\text{reel}} = 2\delta_{\text{mod}}. \tag{7.8}$$

La démonstration de ces relations de similitude est donnée en Annexe A.22.

7.4.2 Montage expérimental

Le prototype est fixé dans un montage d'essai et chargé par un lest. Le chargement est appliqué selon une direction à 45° afin de reproduire une résultante combinant deux composantes d'effort de même amplitude dans le plan horizontal. L'effort équivalent de 7.5 N par composante (à l'échelle 1/2, pour 2 roues, voir section 5.2) conduit à une résultante appliquée d'environ 10.6 N, soit une masse suspendue proche de 1.1 kg.

La déformation est mesurée à l'aide d'un faisceau laser projeté sur deux grilles millimétrées orthogonales, voir Figure 7.12. Ce dispositif amplifie visuellement les faibles rotations du bras et permet de comparer les configurations d'impression.

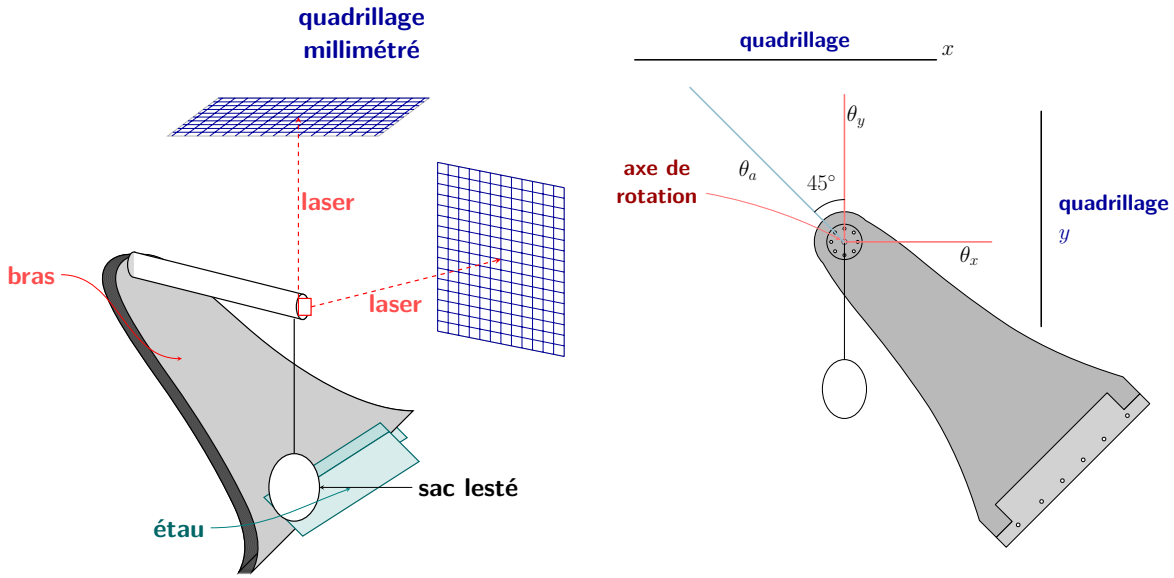


Figure 7.12 – Représentation du montage expérimental de validation (gauche) et représentation des axes de mesure associés (droite).

En notant v_x et v_y ces déplacements, et D_x et D_y les distances entre le laser et les grilles correspondantes, les rotations associées s'écrivent :

$$\theta_x = \arctan\left(\frac{v_x}{D_x}\right), \qquad \theta_y = \arctan\left(\frac{v_y}{D_y}\right). \tag{7.9}$$

La rotation équivalente dans la direction de sollicitation est ensuite obtenue par projection sur l'axe de la résultante des efforts, orienté à $\alpha = 45°$:

$$\theta_a = \theta_x \cos(\alpha) + \theta_y \sin(\alpha). \tag{7.10}$$

Pour un bras de levier de longueur $L = 75\,\text{mm}$, la flèche équivalente à l'interface est finalement déduite de la relation :

$$d_a = 2L \sin\left(\frac{\theta_a}{2}\right). \tag{7.11}$$

7.4.3 Méthode de mesure par amplification angulaire

Le montage expérimental a été conçu pour mesurer la déviation angulaire du système, amplifiée par un bras de levier, plutôt que sa déformation linéaire directe. Ce choix méthodologique repose sur deux constats :

— **Prédominance de la déformation angulaire par preuve numérique :** L'analyse statique, sur la Figure 7.13, montre que la déformation linéaire intrinsèque du corps du bras reste infime (de l'ordre de 8×10^{-2} mm). En revanche, le déplacement induit à l'extrémité du cylindre (centre de la roue) atteint 8×10^{-1} mm (un ordre de grandeur de différence). Le déplacement final du centre de la roue est majoritairement causé par la torsion du bras.

— **Limites de précisions de la mesure :** les déflexions linéaires pures de la coque étant sous le seuil de résolution visuelle du banc, leur mesure directe est impossible. Tenter de déduire l'angle par mesure différentielle (comparaison de la flèche en deux points distincts) s'est également avéré inexploitable en raison de l'incertitude. L'amplification optique directe de la déviation angulaire est la seule méthode viable pour comparer la rigidité des pièces.

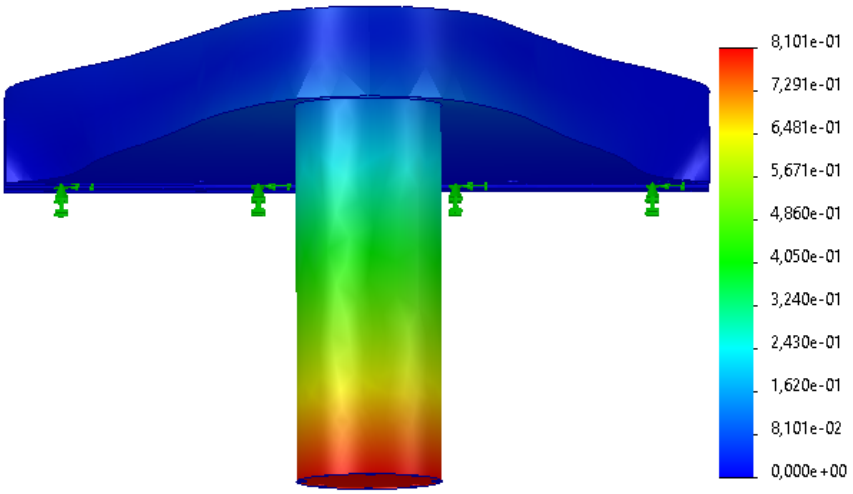


Figure 7.13 – Déplacement résultant du bras final sous charge.

7.4.4 Influence de la topologie interne et des paramètres d'impression

Cette étude a pour objectif d'identifier la configuration d'impression FDM optimale pour le bras en évaluant quatre paramètres clés : la géométrie interne, le motif, le taux de remplissage et l'épaisseur de coque.

De plus, deux matériaux sont envisagés : le PLA, matériau retenu pour les prototypes en raison de son faible coût et de sa facilité d'impression, et l'Onyx [18] conservé comme solution de repli si la rigidité obtenue en PLA s'avère insuffisante. La pertinence de ce choix sera évaluée à partir des performances des premiers prototypes.

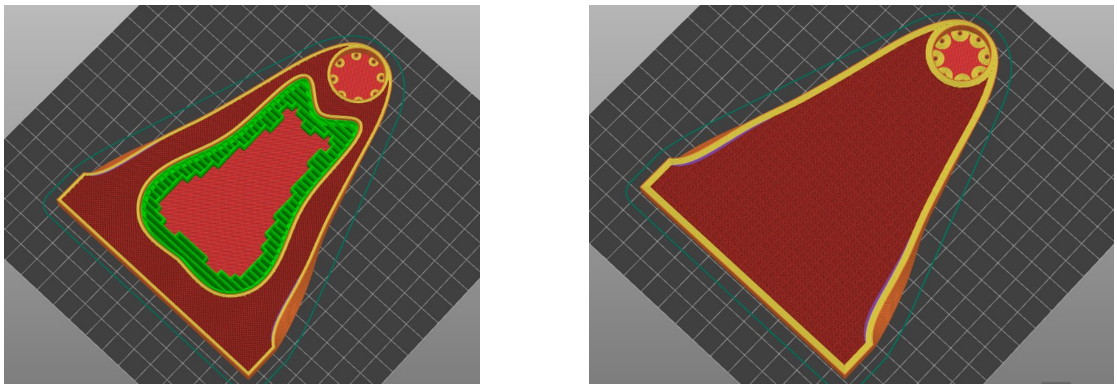
Afin de garantir une comparaison rigoureuse, la méthodologie expérimentale suivante a été appliquée :

— **Variantes géométriques :** Confrontation d'une version V1 conservant la cavité interne (nécessitant des supports d'impression) et d'une version V2 à profil continu (sans cavité) représentée à la Figure 7.14.

— **Équivalence structurelle :** Lors du premier essai, l'épaisseur de coque de la V2 a été portée de 0.5 mm à 1.0 mm. Cela permet de conserver une enveloppe imprimée comparable et d'éviter qu'une peau trop fine ne pénalise cette géométrie.

— **Critère d'iso-masse :** Le taux de remplissage a été ajusté spécifiquement pour chaque itération afin de maintenir une masse globale constante et d'isoler purement l'effet de la topologie sur la rigidité.

— **Fiabilité des mesures :** Pour s'affranchir des dispersions de fabrication et des incertitudes de lecture, les valeurs de rotation (θ_a) et de flèche (d_a) rapportées correspondent systématiquement à la moyenne de cinq mesures.



(a) V1 : géométrie avec cavité et supports **(b)** V2 : géométrie sans cavité

Figure 7.14 – Géométries comparées lors de l'étude de topologie interne.

Tableau 7.5 – Synthèse des rigidités et flèches mesurées à l'échelle du modèle réduit et extrapolées à l'échelle réelle.

Pièce	**Motif de remplissage**	**Taux** [%]	**Coque** [mm]	**Masse** [g]	$\boldsymbol{\theta_a}$ [10^{-3} rad]	**Flèche** d_a [mm]	**Flèche réelle** ($2 \times d_a$) [mm]
V1	Linéaire	40 %	0.5	86	3.595	0.270	**0.540**
V1	Gyroïde	40 %	0.5	86	3.303	0.248	**0.496**
V2	Linéaire	36 %	1.0	88	4.217	0.316	**0.632**
V2	Gyroïde	36 %	1.0	87	3.868	0.290	**0.580**
Nouvelles configurations d'optimisation de parois							
V1	Gyroïde	32 %	1.0	86	3.105	0.233	**0.466**
V1	Gyroïde	24 %	1.5	79	3.067	0.230	**0.460**

Phase 1 : Influence du motif et de la géométrie interne

L'analyse des premières itérations isole l'impact du type de remplissage et de la présence de la cavité centrale. Elle mène à deux conclusions mécaniques majeures :

— **Supériorité du motif gyroïde :** À masse et géométrie équivalentes, le remplissage gyroïde surpasse systématiquement le motif linéaire (réduction de la flèche d'environ 8 % sur la V1). Si le motif linéaire offre une raideur optimale dans son axe strict d'extrusion, le bras subit ici un chargement tridimensionnel complexe (flexion et torsion combinées). Le caractère tridimensionnel du gyroïde répartit plus efficacement les efforts dans la pièce.

— **Validation de l'architecture tubulaire (V1) :** La comparaison démontre que la suppression de la cavité interne (V2) dégrade la rigidité à masse globale constante. Mécaniquement, la cavité de la V1 permet de déporter la matière loin de l'axe neutre. Cette distribution maximise les moments quadratiques et polaires de la section, offrant une résistance à la flexion et à la torsion bien supérieure à celle d'un noyau plein (principe du tube). L'architecture V1 est par conséquent retenue.

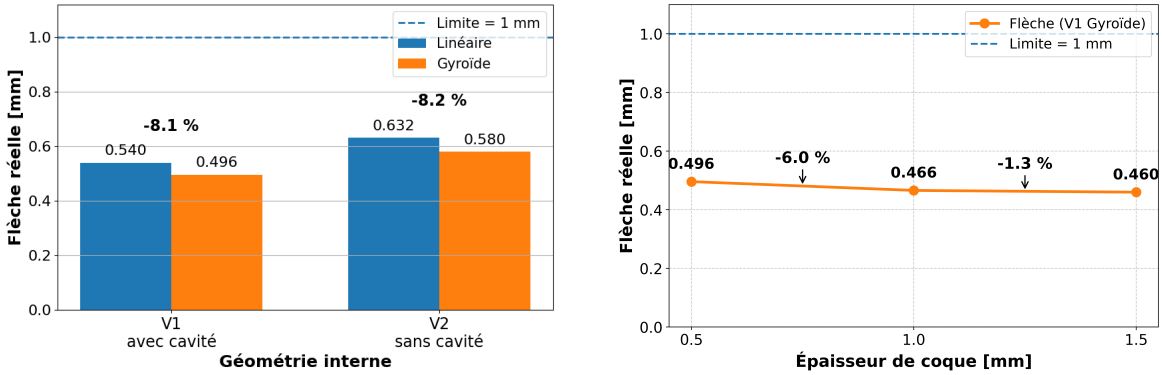
Phase 2 : Optimisation de la coque et validation du matériau La seconde série d'essais s'est concentrée sur l'architecture retenue (V1 Gyroïde) en faisant varier l'épaisseur de la coque externe au détriment du taux de remplissage interne, à masse équivalente :

— **Optimisation des chemins d'efforts :** Les résultats confirment qu'il est mécaniquement plus rentable d'épaissir la coque plutôt que de densifier le cœur de la pièce. En effet, les contraintes induites par la flexion et la torsion sont maximales sur les fibres extérieures (loin de l'axe neutre). Concentrer la matière en périphérie maximise le moment quadratique et polaire de la section, illustrant parfaitement l'effet de peau.

— **Stabilisation des gains :** Bien que l'épaississement soit bénéfique, le passage d'une coque de 1.0 mm à 1.5 mm n'apporte qu'un gain de rigidité marginal, indiquant

que l'amélioration structurelle commence à plafonner.

Les résultats sont synthétisés à la Figure 7.15, qui met en évidence l'influence du motif de remplissage, de la géométrie interne et de l'épaisseur de coque.



(a) Influence du motif de remplissage et de la géométrie interne sur la flèche réelle.

(b) Tendance de l'évolution de la flèche par rapport à l'épaisseur de coque

Figure 7.15 – Influence des paramètres d'impression.

La configuration V1, associée à un remplissage gyroïde et à une coque de 1.5 mm, est la configuration retenue pour l'application. Elle présente la plus faible déflexion mesurée tout en conservant une masse inférieure à celle des premières itérations. La V1 satisfait le critère de rigidité requis pour le prototype. L'utilisation d'un PLA standard est ainsi suffisante pour cette application : un matériau composite plus performant, tel que l'Onyx, n'est pas nécessaire pour respecter le critère de déplacement. Il pourrait toutefois être envisagé dans une évolution future afin de réduire encore la déflexion ou d'augmenter la marge structurelle.

7.5 Conclusion de validation

Le sous-système de bras oscillant est validé vis-à-vis de ses fonctions principales : assurer le guidage vertical de l'unité d'entraînement, limiter les déplacements parasites et transmettre les efforts. Pour un débattement de 2 mm, le déplacement longitudinal parasite reste limité à 0.008 mm, soit 0.4 % du mouvement utile.

Le capteur est placé au plus près de l'unité d'entraînement afin de préserver la fidélité de mesure. Du côté bâti, la liaison par serrage et le guidage par roulements à contact oblique assurent une rotation maîtrisée du bras.

Le dimensionnement conduit à retenir une épaisseur de 30 mm. Les essais sur prototypes réduits confirment ensuite que la configuration V1, avec remplissage gyroïde et coque de 1.5 mm, est la solution requise pour l'application. Sa flèche extrapolée reste inférieure à la limite admissible de 1 mm, ce qui valide l'utilisation du PLA standard pour le prototype.

Le bras oscillant répond ainsi aux exigences de guidage, de rigidité et de mesure du banc. Une validation finale sur le bras intégré reste nécessaire pour confirmer le comportement de l'assemblage complet en conditions réelles.

Le Tableau 7.6 synthétise la conformité du sous-système aux exigences principales du cahier des charges.

Tableau 7.6 – Synthèse de la validation du cahier des charges pour le sous-système du bras oscillant.

Critère	Réf. [2]	Exigence	Résultat vérifié
1. Exigences fonctionnelles (FR)			
Contrôle des DDL	FR3.1 / FR3.3	Déplacement utile selon z et blocage des autres DDL.	**Bras oscillant :** pseudo-translation verticale de l'équipage mobile. **Liaison pivot :** clamage circonférentiel limitant le jeu angulaire.
Découplage cinématique	FR3.2	Couplage inter-DDL $<$ 5 %.	**Validation géométrique :** déplacement parasite $\delta_x = 0.008$ mm, soit 0.4 % du débattement vertical.
Rigidité sous charge	FR3.4	Déflexion maximale $<$ 1 mm sous charge nominale.	**Dimensionnement structurel :** épaisseur retenue de 30 mm. Flèche maximale : 0.46 mm par prototypage.
2. Exigences de contrainte (CR)			
Accessibilité du montage	CR3.1	Fixations accessibles pour le montage, le démontage et la maintenance.	**Fixations dégagées :** visserie accessible depuis l'extérieur du sous-système.
Éloignement des conducteurs	CR8.3	Conducteurs hors zone critique. Distance cible : 70 mm	**Bras non conducteur :** bras imprimé en polymère. **Support de bras éloigné :** distance de plus de 150 mm
3. Critères internes de conception			
Transparence dynamique	-	Limitation de la masse mobile et des frottements mécaniques.	**Optimisation inertielle :** géométrie du bras optimisée. Masse finale : 350 g. Rotation sur roulements.

2. Les références CR (Critère de conception) et FR (Fonctionnalité requise) renvoient au cahier des charges détaillé dans l'Annexe A.9.

8 | Échangeur thermique du rail

Ce chapitre est consacré à la conception, au pré-dimensionnement, au prototypage et à la validation de l'échangeur thermique intégré au rail du banc d'essai. La fonction de cet échangeur est d'évacuer la chaleur produite localement dans le rail par les courants induits lors des essais.

L'objectif est double : garantir une température de surface compatible avec la sécurité de l'utilisateur et maintenir des conditions thermiques suffisamment stables pour limiter les dérives de mesure.

La démarche retenue est progressive. Le chapitre présente d'abord le sous-système rail échangeur et les contraintes de conception associées. Il expose ensuite le choix du concept de refroidissement, le pré-dimensionnement analytique de la chemise d'eau, puis la comparaison de plusieurs configurations par simulation numérique. Enfin, les choix de prototypage, les essais d'étanchéité et la vérification mécanique de l'assemblage collé sont présentés.

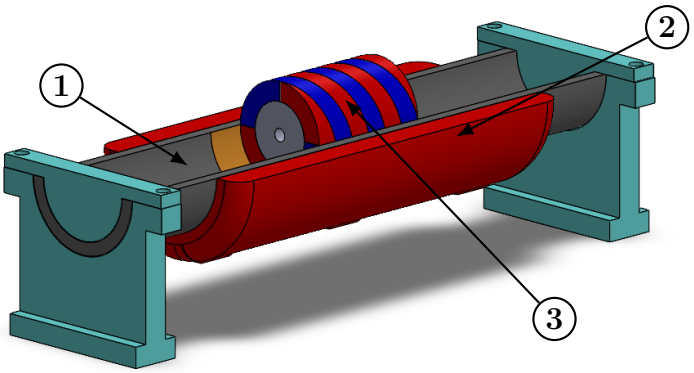
Les solutions de refroidissement non retenues, les calculs détaillés et les figures complémentaires sont reportés en annexe afin de conserver une lecture centrée sur la solution finale.

8.1 Présentation du sous-système et nécessité du refroidissement

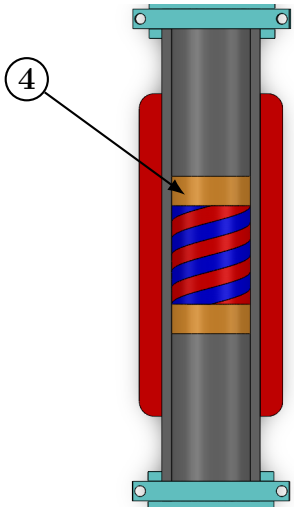
L'échangeur thermique est intégré à l'ensemble mécanique constitué du rail, de son support et de la zone d'interaction avec la roue électrodynamique. Le support assure le maintien et le positionnement du rail par rapport à la roue, tandis que l'échangeur assure l'évacuation de la chaleur générée dans la zone active. Cette distinction est importante : le rail ne constitue pas à lui seul un organe de maintien, mais l'élément conducteur à refroidir.

Lors d'un essai quasi-statique, la roue reste positionnée au-dessus d'une même portion du rail. Les courants induits provoquent alors un échauffement local de l'aluminium. Cette élévation de température augmente la résistivité électrique ρ, diminue la conductivité électrique $\sigma = 1/\rho$, et modifie ainsi la densité et l'amplitude des courants induits, voir Annexe A.24. Les forces électromagnétiques mesurées peuvent être influencées par la température du rail, et pas uniquement par les variables géométriques ou les conditions d'essai imposées.

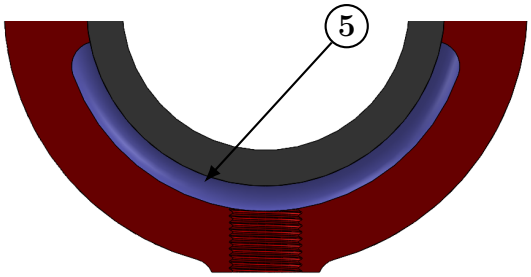
La Figure 8.1 présente les vues principales de la géométrie finale de l'échangeur. Le Tableau 8.1 identifie les éléments repérés et précise leur fonction dans le sous-système.



(a) Vue d'ensemble de l'échangeur.



(b) Vue du dessus.



(c) Coupe du canal hydraulique.

Figure 8.1 – Vues principales de la géométrie finale de l'échangeur thermique : vue d'ensemble (a), vue du dessus (b) et coupe du canal hydraulique (c).

Tableau 8.1 – Repérage des éléments principaux de l'échangeur thermique.

Repère	Élément	Description
1	Rail	Élément conducteur soumis à l'échauffement par courants induits.
2	Échangeur thermique	Corps de la chemise d'eau placé sous le rail.
3	Roue électrodynamique	Source du champ magnétique variable.
4	Surface chauffée	Zone du rail principalement sollicitée thermiquement.
5	Canal hydraulique	Passage interne de l'eau de refroidissement.

Le refroidissement du rail est nécessaire pour deux raisons principales :

— maintenir la température du rail sous une limite compatible avec la sécurité de l'utilisateur ;

— stabiliser la température du rail afin de limiter les dérives de mesure liées à l'échauffement.

La puissance thermique maximale retenue pour le dimensionnement local est issue des pertes électromagnétiques calculées sous COMSOL par A. Georgopoulos. Les données utilisées correspondent à l'intégration volumique des pertes électriques dans le rail et sont présentées en Annexe A.25. La valeur maximale obtenue est d'environ :

$$P_{\text{loss,max}} \simeq 103.6\,\text{W}.$$

Afin de conserver une marge de dimensionnement, une marge de sécurité de 20 % est appliquée :

$$\dot{Q}_{\text{dim}} = 1.2\,P_{\text{loss,max}} = 1.2 \times 103.6 \simeq 124\,\text{W}.$$

La puissance thermique maximale retenue pour le dimensionnement local est arrondie à :

$$\dot{Q} = 125\,\text{W}$$

par roue.

La température maximale admissible de surface est fixée à :

$$T_{\text{surface,max}} = 50\,^{\circ}\text{C}.$$

Cette valeur est retenue en cohérence avec l'ISO 13732-1, relative au risque de brûlure par contact avec une surface chaude [19]. Pour un contact accidentel de courte durée avec une surface métallique lisse, une température de 50 °C reste inférieure au seuil de brûlure considéré dans le cas défavorable. Le détail de cette justification est donné en Annexe A.23.

8.2 Contraintes et hypothèses de dimensionnement

La conception de l'échangeur est guidée par plusieurs contraintes du banc : maîtrise de la température du rail, sécurité au contact, intégration dans un volume limité, compatibilité avec la géométrie du rail et limitation des perturbations électromagnétiques. Pour éviter de mélanger les données imposées et les hypothèses de calcul, les valeurs utilisées pour le pré-dimensionnement sont séparées en deux tableaux.

Le Tableau 8.2 regroupe les données d'entrée issues de la géométrie du banc ou du critère thermique. Le Tableau 8.3 regroupe les hypothèses de modélisation utilisées pour obtenir un premier ordre de grandeur.

Tableau 8.2 – Données d'entrée utilisées pour le pré-dimensionnement de l'échangeur.

Grandeur	**Valeur utilisée**
Géométrie du rail	Rail hémi-cylindrique de longueur utile $L = 200\,\text{mm}$.
Diamètres du rail	$D_{\text{int}} = 35\,\text{mm}$, $D_{\text{ext}} = 45\,\text{mm}$.
Puissance thermique locale	$\dot{Q} = 125\,\text{W}$ par roue.
Matériau du rail	Aluminium, $k_s \simeq 200\,\text{W}\,\text{m}^{-1}\,\text{K}^{-1}$.
Température maximale accessible	$T_{\text{surface,ext,max}} = 50\,^{\circ}\text{C}$.

Tableau 8.3 – Hypothèses de modélisation retenues pour le premier dimensionnement de l'échangeur.

Hypothèse	**Justification ou conséquence**
Refroidissement localisé	Le refroidissement est concentré au voisinage de la zone d'interaction roue–rail, où la dissipation thermique est la plus importante.
Rayonnement et convection avec l'air négligés	Les échanges thermiques dominants sont supposés être la conduction dans l'aluminium et la convection forcée avec l'eau.
Perturbation électromagnétique limitée	Les matériaux conducteurs ou magnétiques ajoutés à proximité de la zone active doivent être limités afin de ne pas modifier significativement les courants induits.

8.3 Sélection du concept de refroidissement

La sélection du concept de refroidissement a été menée de manière progressive, en partant de la solution la plus simple vers des architectures plus performantes.

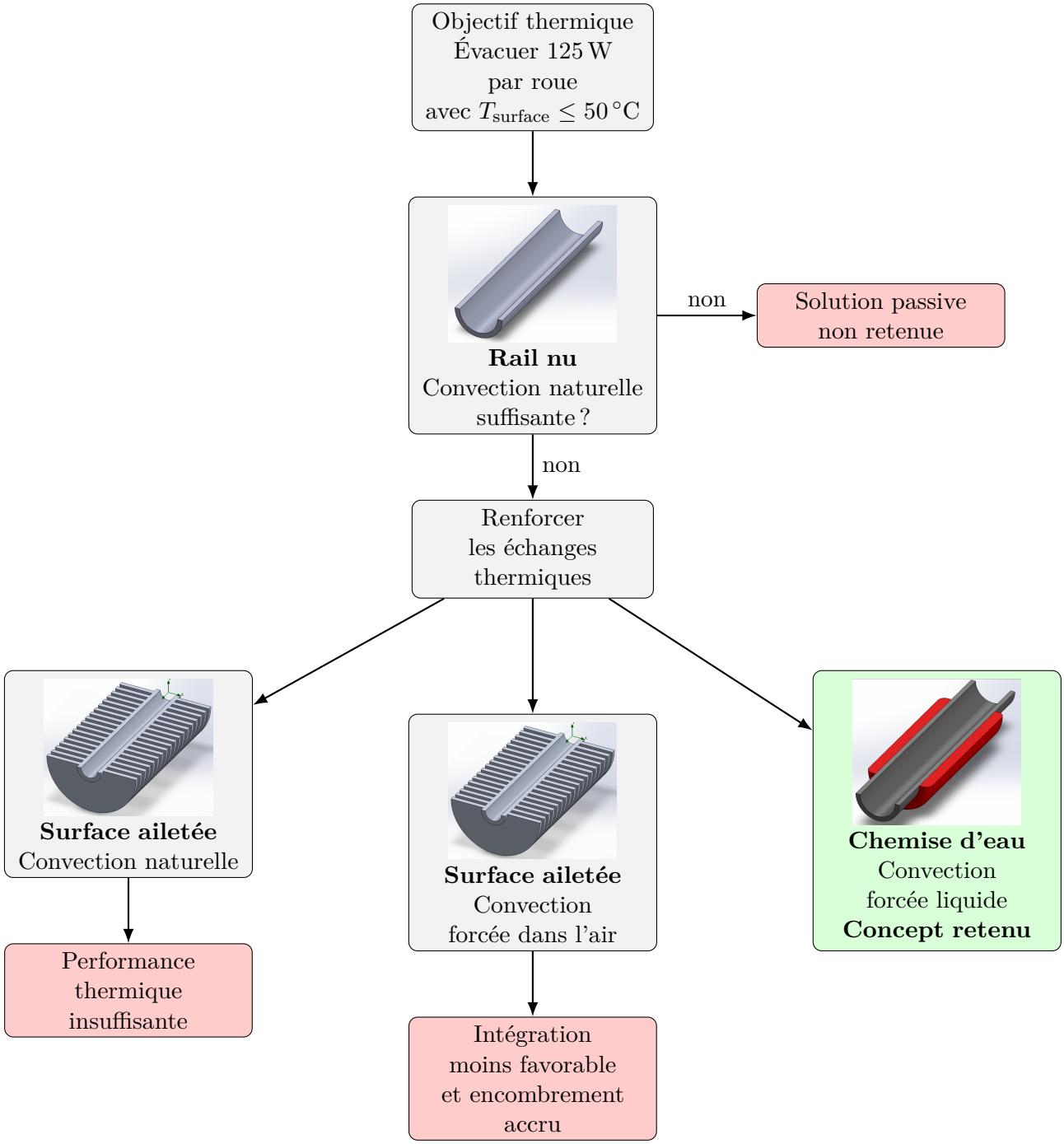


Figure 8.2 – Arbre de décision illustrant la sélection progressive du concept de refroidissement, avec visualisation des architectures étudiées.

La Figure 8.2 synthétise cette logique de sélection. Elle doit être lue comme un arbre de décision qualitatif : le rail nu est écarté car la convection naturelle est insuffisante ; les ailettes sont écartées malgré leur intérêt thermique potentiel, car leur présence peut modifier localement la distribution des courants induits.

Les analyses détaillées et la comparaison des concepts non retenus sont présentées dans les Annexes A.26 et A.27.

La solution retenue consiste à intégrer une chemise d'eau sous le rail. Le fluide de refroidissement circule dans un canal suivant la géométrie hémi-cylindrique du rail. La chaleur générée dans le rail est transmise par conduction vers la paroi de l'échangeur, puis évacuée par convection forcée dans l'eau.

Ce choix présente plusieurs avantages pour le banc d'essai :

— le refroidissement est concentré au voisinage de la zone réellement chauffée ;

— l'encombrement autour du rail reste limité ;

— le débit d'eau peut être imposé et contrôlé ;

— les conditions thermiques sont plus reproductibles que dans le cas d'un refroidissement par air.

8.4 Pré-dimensionnement de la chemise d'eau

Le pré-dimensionnement de la chemise d'eau vise à définir des dimensions compatibles avec les objectifs thermiques du banc et à fixer les ordres de grandeur nécessaires avant la simulation CFD et le prototypage. Il repose sur des relations classiques de transfert thermique : bilan d'énergie sur le fluide, coefficient convectif moyen, nombres adimensionnels et modèles de convection [20].

Deux conditions doivent être vérifiées :

— l'eau doit pouvoir transporter la puissance thermique extraite du rail ;

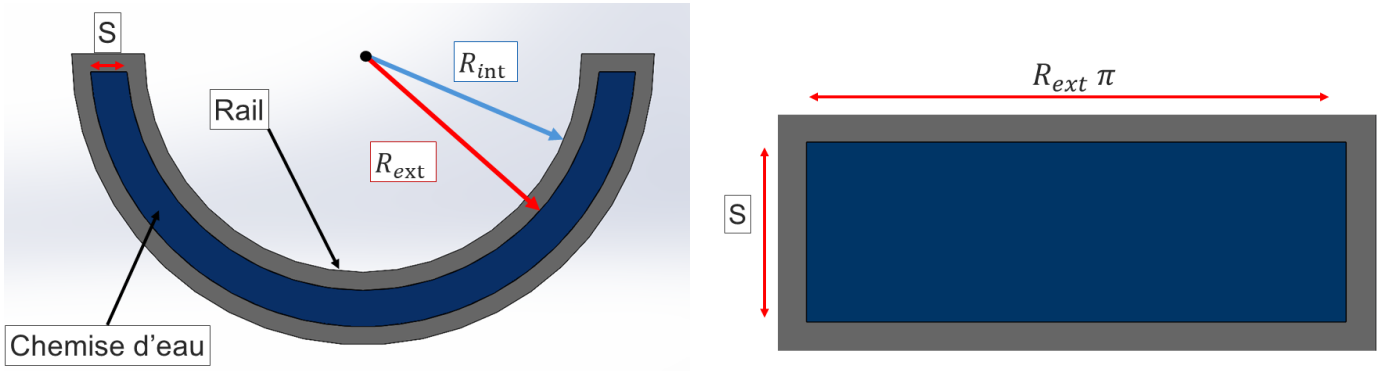
— l'échange thermique entre la paroi du rail et l'eau doit être suffisamment efficace pour maintenir le rail sous la température maximale admissible.

La première condition dépend principalement du débit d'eau. La seconde dépend du coefficient d'échange convectif entre la paroi et l'eau. Ces deux aspects sont traités séparément dans la suite.

8.4.1 Hypothèses géométriques et notations

La chemise d'eau réelle épouse la géométrie hémi-cylindrique du rail. Cette géométrie ne correspond pas directement aux cas classiques pour lesquels des corrélations analytiques de Nusselt sont disponibles, comme les tubes circulaires, les canaux rectangulaires droits ou les conduites annulaires simples. L'objectif n'est pas de prédire finement l'écoulement local, mais d'obtenir un modèle exploitable pour le pré-dimensionnement thermique et hydraulique.

La chemise est ainsi ramenée à un canal hydraulique équivalent, défini de manière à conserver les grandeurs globales dominantes : surface d'échange, section de passage, périmètre mouillé et diamètre hydraulique. Le détail du passage entre la géométrie conformable, c'est-à-dire un canal de refroidissement dont la géométrie épouse la forme hémi-cylindrique du rail et le canal équivalent est présenté à la section 8.4.4.



(a) Chemise d'eau. **(b)** Canal droit équivalent.

Figure 8.3 – Approximation géométrique utilisée pour ramener la chemise d'eau à un canal hydraulique équivalent.

Cette approximation permet de disposer d'un modèle simple pour estimer le débit d'eau requis, le coefficient d'échange convectif moyen et l'influence de l'épaisseur du canal. Elle présente toutefois une limite importante : elle ne permet pas de prédire les distributions locales de vitesse, les zones de recirculation, les effets d'entrée et de sortie, ni les variations locales du coefficient d'échange. Ces phénomènes devront être étudiés par simulation CFD ou par validation expérimentale sur la géométrie finale.

Les principales grandeurs utilisées dans cette section sont définies dans le Tableau 8.4.

Tableau 8.4 – Notations utilisées pour le pré-dimensionnement de la chemise d'eau et du canal hydraulique.

Symbole	Signification	Unité
$\dot{Q}$	Puissance thermique à évacuer par l'échangeur.	[W]
R	Rayon moyen de la surface d'échange entre le rail et la chemise d'eau.	[m]
L	Longueur utile d'échange thermique.	[m]
A	Surface d'échange thermique entre le rail et l'eau.	[m^2]
q''	Flux thermique moyen appliqué sur la surface d'échange.	[$W\,m^{-2}$]
T_{in}	Température de l'eau à l'entrée de la chemise.	[°C]
T_{out}	Température de l'eau à la sortie de la chemise.	[°C]
ΔT_{eau}	Élévation de température de l'eau entre l'entrée et la sortie.	[K]
T_{bulk}	Température moyenne de l'eau dans la chemise.	[°C]
T_w	Température de paroi au contact de l'eau.	[°C]
$T_{w,\max}$	Température maximale admissible de paroi.	[°C]
$\dot{m}$	Débit massique d'eau.	[$kg\,s^{-1}$]
$\dot{V}$	Débit volumique d'eau.	[$L\,min^{-1}$]
c_p	Capacité thermique massique de l'eau.	[$J\,kg^{-1}\,K^{-1}$]
ρ	Masse volumique de l'eau.	[$kg\,m^{-3}$]
h	Coefficient d'échange convectif moyen côté eau.	[$W\,m^{-2}\,K^{-1}$]

Symbole	Signification	Unité
b	Largeur du canal équivalent, assimilée au demi-périmètre de la surface refroidie du rail.	[m]
s	Épaisseur hydraulique du canal, correspondant à la hauteur disponible pour l'écoulement de l'eau.	[m]
A_c	Section de passage de l'eau dans le canal hydraulique équivalent.	[m^2]
P_w	Périmètre mouillé, c'est-à-dire longueur du contour interne du canal en contact avec l'eau.	[m]
D_h	Diamètre hydraulique utilisé pour représenter le comportement hydraulique du canal.	[m]
Nu	Nombre de Nusselt utilisé pour relier le coefficient d'échange convectif au diamètre hydraulique.	[–]
k_{eau}	Conductivité thermique de l'eau.	[$\mathrm{W\,m^{-1}\,K^{-1}}$]
k_s	Conductivité thermique du rail en aluminium.	[$\mathrm{W\,m^{-1}\,K^{-1}}$]
t	Épaisseur caractéristique du rail utilisée pour évaluer le gradient thermique interne.	[m]

8.4.2 Débit d'eau nécessaire

Le rôle de l'eau est de transporter la chaleur extraite du rail. Le débit minimal est estimé à partir d'un bilan d'énergie appliqué au fluide.

L'eau entre dans la chemise à la température T_{in}, récupère une puissance thermique $\dot{Q}$, puis ressort à la température T_{out}. L'élévation de température de l'eau est notée :

$$\Delta T_{\text{eau}} = T_{\text{out}} - T_{\text{in}}. \tag{8.1}$$

Le bilan énergétique appliqué à l'eau s'écrit :

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T_{\text{eau}}, \tag{8.2}$$

où $\dot{m}$ est le débit massique d'eau et c_p sa capacité thermique massique.

Le débit massique requis est :

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \Delta T_{\text{eau}}}. \tag{8.3}$$

Dans ce pré-dimensionnement, la température d'entrée de l'eau est fixée à :

$$T_{\text{in}} = 25\,^{\circ}\mathrm{C}. \tag{8.4}$$

Le choix de ΔT_{eau} dépend directement du type de circuit de refroidissement envisagé. Une faible élévation de température correspond à un débit plus élevé et à une eau peu échauffée en sortie. Cette situation est compatible avec un circuit ouvert ou avec une alimentation en eau froide largement disponible.

À l'inverse, une réduction de débit induit une élévation de température plus importante, ce qui conduit à une température moyenne d'eau plus élevée dans la chemise.

Cette configuration est plus représentative d'une boucle fermée, dans laquelle l'eau réchauffée doit être refroidie par un échangeur secondaire avant d'être réinjectée.

La température de sortie et la température moyenne de l'eau sont données par :

$$T_{\text{out}} = T_{\text{in}} + \Delta T_{\text{eau}}, \qquad T_{\text{bulk}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = T_{\text{in}} + \frac{\Delta T_{\text{eau}}}{2}. \tag{8.5}$$

Le Tableau 8.5 présente les débits requis pour plusieurs valeurs de ΔT_{eau}, avec :

$$\dot{Q} = 125\,\text{W}, \qquad c_p = 4180\,\text{J}\,\text{kg}^{-1}\,\text{K}^{-1}, \qquad \rho = 997\,\text{kg}\,\text{m}^{-3}.$$

Tableau 8.5 – Débit d'eau requis en fonction de l'élévation de température admissible de l'eau pour $\dot{Q} = 125\,\text{W}$ et $T_{\text{in}} = 25\,^{\circ}\text{C}$.

ΔT_{eau}	T_{out}	T_{bulk}	$\dot{m}$	$\dot{m}$	$\dot{V}$
[K]	[°C]	[°C]	[kg s^{-1}]	[kg min^{-1}]	[L min^{-1}]
2	27	26.0	1.50×10^{-2}	0.897	0.900
5	30	27.5	5.98×10^{-3}	0.359	0.360
10	35	30.0	2.99×10^{-3}	0.179	0.180

Ces valeurs étant théoriques, une validation thermique du rail est nécessaire afin de vérifier que la température maximale admissible n'est pas dépassée.

8.4.3 Coefficient d'échange convectif requis

Le débit calculé précédemment garantit que l'eau peut transporter la puissance thermique imposée. Toutefois, cela ne suffit pas à garantir que le rail reste sous 50 °C. Il faut également vérifier que la chaleur passe efficacement de la paroi du rail vers l'eau.

La température moyenne de l'eau dans la chemise est approchée par :

$$T_{\text{bulk}} \simeq \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2}. \tag{8.6}$$

En utilisant $T_{\text{out}} = T_{\text{in}} + \Delta T_{\text{eau}}$, la température moyenne de l'eau s'écrit :

$$T_{\text{bulk}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = T_{\text{in}} + \frac{\Delta T_{\text{eau}}}{2}. \tag{8.7}$$

La puissance transférée par convection entre la paroi et l'eau est estimée par :

$$\dot{Q} = hA\,(T_w - T_{\text{bulk}})\,, \tag{8.8}$$

En se plaçant dans le cas limite $T_w = T_{w,\max}$, le coefficient convectif minimal requis vaut :

$$h_{\text{req}} = \frac{\dot{Q}}{A\,(T_{w,\max} - T_{\text{bulk}})}. \tag{8.9}$$

Le Tableau 8.6 présente les valeurs de h_{req} pour plusieurs élévations de température de l'eau. Les calculs sont réalisés pour :

$$\dot{Q} = 125\,\text{W}, \qquad T_{\text{in}} = 25\,^{\circ}\text{C}, \qquad T_{w,\max} = 50\,^{\circ}\text{C}, \qquad A = 1.10 \times 10^{-2}\,\text{m}^2.$$

Tableau 8.6 – Coefficient d'échange convectif requis en fonction de l'élévation de température admissible de l'eau.

ΔT_{eau}	T_{out}	T_{bulk}	$T_{w,\max} - T_{\text{bulk}}$	h_{req}
[K]	[°C]	[°C]	[K]	[W m^{-2} K^{-1}]
2	27	26.0	24.0	473
5	30	27.5	22.5	505
10	35	30.0	20.0	568

Le tableau montre que le coefficient d'échange requis augmente avec ΔT_{eau}, car l'eau plus chaude réduit l'écart de température entre la paroi et le fluide. Pour évacuer la même puissance, un échange convectif plus important est nécessaire.

Une faible valeur de ΔT_{eau} favorise le transfert thermique mais impose un débit plus élevé. À l'inverse, une valeur plus élevée réduit le débit requis, mais rend le transfert thermique plus contraignant.

Le cas $\Delta T_{\text{eau}} = 10\,\text{K}$ est le plus contraignant parmi les cas étudiés, il est ainsi utilisé comme critère conservatif pour le choix de l'épaisseur du canal hydraulique.

8.4.4 Choix de l'épaisseur du canal hydraulique

L'épaisseur s du canal hydraulique influence directement le transfert thermique. Un canal plus mince augmente le coefficient d'échange convectif, mais peut également accroître les pertes de charge et compliquer la fabrication. Afin de disposer d'un modèle simple de pré-dimensionnement, la chemise d'eau est assimilée à un canal rectangulaire mince de largeur $b \simeq \pi R$ et d'épaisseur s, comme illustré à la Figure 8.3. Dans ce modèle, s représente la hauteur disponible pour l'écoulement de l'eau. Le choix de s résulte donc d'un compromis entre performance thermique, pertes de charge et faisabilité de fabrication. On cherche ici la plus grande valeur compatible avec :

$$h \geq h_{\text{req}}.$$

La section de passage et le diamètre hydraulique du canal équivalent s'écrivent :

$$A_c = b\,s \simeq \pi R s, \qquad D_h = \frac{4A_c}{P_m} = \frac{4bs}{2(b+s)} = \frac{2bs}{b+s} \simeq 2s \quad (b \gg s). \tag{8.10}$$

Le coefficient d'échange côté eau est estimé à partir du nombre de Nusselt :

$$h = \frac{Nu\,k_{\text{eau}}}{D_h} \simeq \frac{Nu\,k_{\text{eau}}}{2s}. \tag{8.11}$$

Le canal équivalent étant assimilé à un canal rectangulaire mince, le nombre de Nusselt dépend de la géométrie et des conditions thermiques imposées aux parois. Avec l'hypothèse d'un écoulement interne laminaire pleinement développé dans un canal mince, les valeurs usuelles sont de l'ordre de $Nu \simeq 7.5$ à 8.2, selon la condition thermique considérée [20]. Une valeur légèrement plus faible est retenue ici afin d'obtenir une estimation prudente du transfert :

$$Nu \simeq 6. \tag{8.12}$$

En appliquant l'équation (8.11), on obtient :

$$h(s = 3\,\mathrm{mm}) = 600\,\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-1}}. \tag{8.13}$$

Cette valeur correspond au coefficient d'échange théorique maximal associé à la géométrie retenue.

Afin de vérifier la robustesse de ce choix, l'épaisseur maximale admissible est calculée pour plusieurs scénarios d'échauffement de l'eau. En inversant l'équation (8.11), on obtient :

$$s_{\max} = \frac{Nu\, k_{\mathrm{eau}}}{2h_{\mathrm{req}}}. \tag{8.14}$$

Le Tableau 8.7 compare le coefficient d'échange fourni par un canal de 3 mm au coefficient minimal requis pour $\Delta T_{\mathrm{eau}} = 2$, 5 et 10 K.

Tableau 8.7 – Vérification du choix de l'épaisseur $s = 3\,\mathrm{mm}$ pour différents échauffements de l'eau.

Grandeur	$\Delta T_{\mathrm{eau}} = 2\,\mathrm{K}$	$\Delta T_{\mathrm{eau}} = 5\,\mathrm{K}$	$\Delta T_{\mathrm{eau}} = 10\,\mathrm{K}$
T_{bulk} [°C]	26.0	27.5	30.0
h_{req} [$\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-1}}$]	473	505	568
$s_{\max}$ [mm]	3.80	3.56	3.17
s_{design} [mm]	3.00	3.00	3.00
$h(s = 3\,\mathrm{mm})$ [$\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-1}}$]	600	600	600
Critère $s_{\mathrm{design}} < s_{\max}$	Oui	Oui	Oui
Critère $h(s) > h_{\mathrm{req}}$	Oui	Oui	Oui
Conclusion	**Conforme**	**Conforme**	**Conforme**

Le Tableau 8.7 confirme que le canal de 3 mm satisfait les critères de pré-dimensionnement. Pour les trois scénarios étudiés, l'épaisseur retenue reste inférieure à l'épaisseur maximale admissible et le coefficient d'échange estimé pour cette géométrie reste supérieur au coefficient minimal requis. Le choix $s = 3\,\mathrm{mm}$ est retenu pour la suite de la conception.

8.4.5 Synthèse du pré-dimensionnement

Les résultats principaux du pré-dimensionnement sont regroupés dans le Tableau 8.8. Ils serviront de base à la géométrie initiale utilisée pour les simulations CFD.

Tableau 8.8 – Synthèse du pré-dimensionnement de la chemise d'eau.

Grandeur	**Valeur**
Puissance thermique à évacuer $\dot{Q}$	$125\,\mathrm{W}$
Rayon de la surface d'échange R	$17.5\,\mathrm{mm}$
Longueur utile d'échange L	$20\,\mathrm{cm}$
Surface d'échange $A = \pi RL$	$1.10 \times 10^{-2}\,\mathrm{m^2}$
Flux thermique moyen $q'' = \dot{Q}/A$	$1.14 \times 10^{4}\,\mathrm{W\,m^{-2}}$
Température d'entrée de l'eau T_{in}	$25\,^{\circ}\mathrm{C}$
Élévation de température retenue ΔT_{eau}	$10\,\mathrm{K}$
Température de sortie de l'eau T_{out}	$35\,^{\circ}\mathrm{C}$
Température moyenne du fluide T_{bulk}	$30\,^{\circ}\mathrm{C}$
Température maximale admissible $T_{w,\max}$	$50\,^{\circ}\mathrm{C}$
Débit massique requis $\dot{m}$	$2.99 \times 10^{-3}\,\mathrm{kg\,s^{-1}}$
Coefficient convectif minimal requis h_{req}	$5.68 \times 10^{2}\,\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-1}}$
Épaisseur hydraulique retenue s	$3\,\mathrm{mm}$
Coefficient convectif estimé pour $s = 3\,\mathrm{mm}$	$600\,\mathrm{W\,m^{-2}\,K^{-1}}$
Surchauffe interne estimée	$< 0.3\,\mathrm{K}$

Le pré-dimensionnement montre qu'une chemise d'eau de 3 mm d'épaisseur hydraulique permet d'atteindre un coefficient d'échange légèrement supérieur au minimum requis. Le débit nécessaire reste faible, de l'ordre de $0.18\,\mathrm{L\,min^{-1}}$. La géométrie réelle étant plus complexe qu'un canal équivalent, la répartition de l'écoulement et les éventuelles zones mortes sont ensuite étudiées par simulation CFD.

8.5 Simulation numérique et sélection du concept

Le pré-dimensionnement analytique a permis de fixer les ordres de grandeur nécessaires au fonctionnement de la chemise d'eau. Ces calculs reposent cependant sur une géométrie simplifiée, assimilée à un canal droit équivalent.

Or, la géométrie réelle de l'échangeur est plus complexe. Elle comporte une entrée d'eau, plusieurs configurations possibles de sorties et des zones susceptibles d'être moins bien balayées par l'écoulement. Une simulation numérique est réalisée afin de comparer plusieurs géométries avant fabrication.

L'objectif de cette étape n'est pas de valider définitivement les performances de l'échangeur, mais d'identifier la configuration offrant le meilleur compromis entre :

— le respect de la température maximale admissible du rail ;

— l'homogénéité du refroidissement dans la zone chauffée, afin que la roue produise une force uniforme sur sa longueur ;

— la bonne répartition de l'écoulement dans la chemise d'eau ;

— la compatibilité avec la fabrication par impression 3D.

Les conditions aux limites reprennent les hypothèses du cas $\Delta T_{\text{eau}} = 10\,\text{K}$, avec une puissance thermique imposée de 125 W, une température d'entrée d'eau de 25 °C et le débit correspondant déterminé lors du bilan énergétique.

Les simulations sont réalisées avec *SolidWorks Flow Simulation*, un outil de CFD intégré à la CAO permettant de comparer rapidement plusieurs variantes de conception [21]. Les résultats sont utilisés comme aide au choix du concept et ne constituent pas, à eux seuls, une validation expérimentale définitive [22].

8.5.1 Configurations de sortie d'eau étudiées

Dans toutes les configurations étudiées, l'entrée d'eau est placée sous la zone chauffée afin d'amener le fluide le plus froid au voisinage direct de la source thermique. La comparaison porte principalement sur la position des sorties d'eau, car celles-ci influencent la trajectoire de l'écoulement, le balayage de la surface refroidie et l'apparition éventuelle de zones mortes.

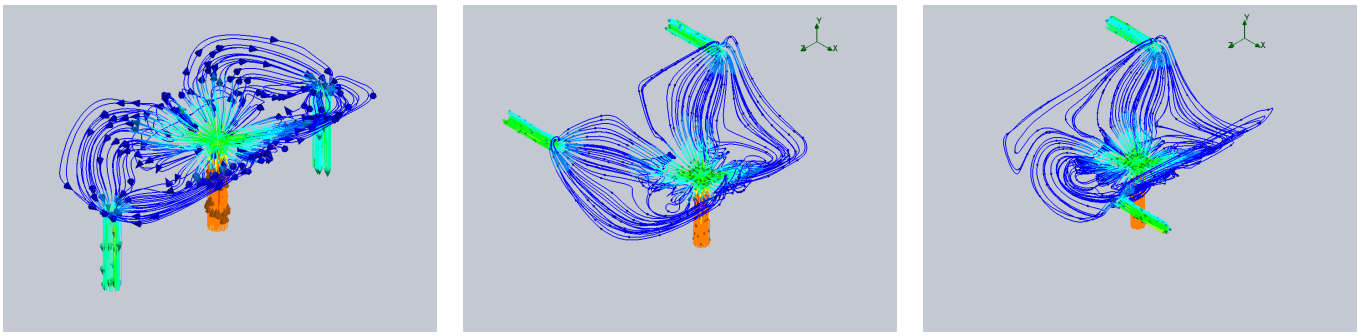
Trois configurations sont comparées :

— **étude 1** : sorties basses ;

— **étude 2** : sorties hautes ;

— **étude 3** : sorties hautes gauche–droite.

Les lignes de courant de la Figure 8.4 donnent une première indication qualitative de la circulation de l'eau dans la chemise. Une configuration favorable doit répartir l'écoulement sur l'ensemble de la surface refroidie et limiter les zones de faible circulation.



(a) Étude 1 : sorties basses.

(b) Étude 2 : sorties hautes.

(c) Étude 3 : sorties hautes gauche–droite.

Figure 8.4 – Comparaison des lignes de courant pour les trois configurations de sortie d'eau étudiées.

Cette analyse visuelle ne suffit toutefois pas à sélectionner le concept final. Les configurations sont donc comparées quantitativement à partir de trois indicateurs : la température maximale $T_{\max}$, l'écart thermique $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$, et l'écart-type σ_T, utilisé comme indicateur d'homogénéité thermique.

8.5.2 Comparaison thermique et sélection du concept

La comparaison thermique repose sur le champ de température calculé dans le rail. Chaque configuration est évaluée à partir de trois indicateurs :

— la température maximale $T_{\max}$, qui doit rester inférieure à 50 °C ;

— l'écart thermique $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$, qui traduit l'amplitude des variations de température ;

— l'écart-type σ_T, utilisé comme indicateur d'homogénéité thermique.

Les résultats des trois configurations sont donnés à la Figure 8.5. Les trois configurations respectent la contrainte de température maximale. L'étude 1 atteint $T_{\max} = 49.12\,°C$ et présente l'écart-type le plus faible, avec $\sigma_T = 1.37\,°C$. L'étude 2 présente une température maximale plus faible, mais une dispersion thermique plus importante, avec $\sigma_T = 1.65\,°C$. Enfin, l'étude 3 atteint la température maximale la plus basse, $T_{\max} = 44.40\,°C$, mais son homogénéité reste légèrement inférieure à celle de l'étude 1.

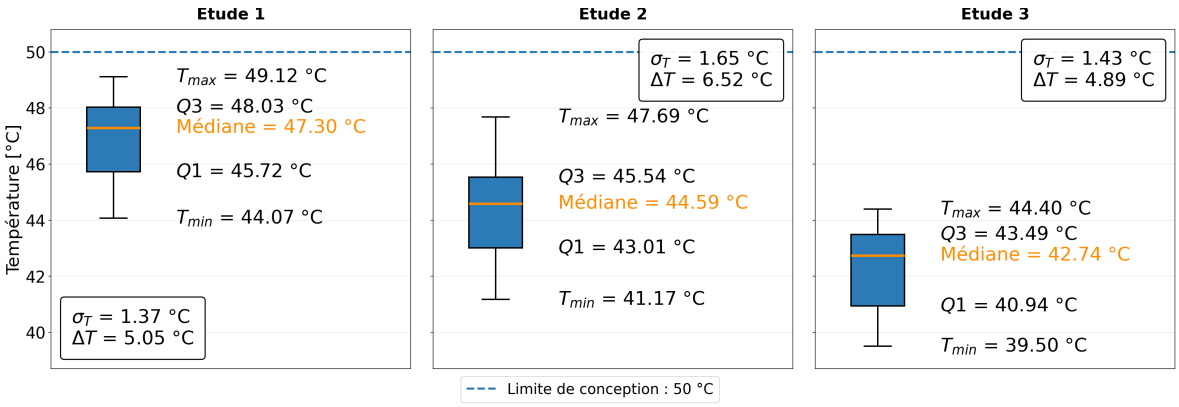


Figure 8.5 – Comparaison statistique des températures solides obtenues pour les différentes configurations de sortie d'eau.

L'étude 1 est retenue comme configuration finale. Ce choix ne repose pas uniquement sur la température maximale, mais sur un compromis entre le respect de la limite thermique, l'homogénéité du refroidissement, la bonne répartition de l'écoulement et la compatibilité avec la fabrication FDM.

L'étude 1, bien qu'elle présente une température maximale plus élevée, offre une meilleure uniformité thermique. Elle est également plus adaptée à une fabrication par impression FDM, puisque toutes les entrées d'eau sont situées sur une même face, ce qui simplifie la réalisation des filetages destinés aux raccords.

La Figure 8.6 présente la répartition surfacique de température obtenue pour la configuration retenue avec sorties basses. Elle permet de vérifier visuellement la

localisation des zones chaudes et la cohérence du choix final.

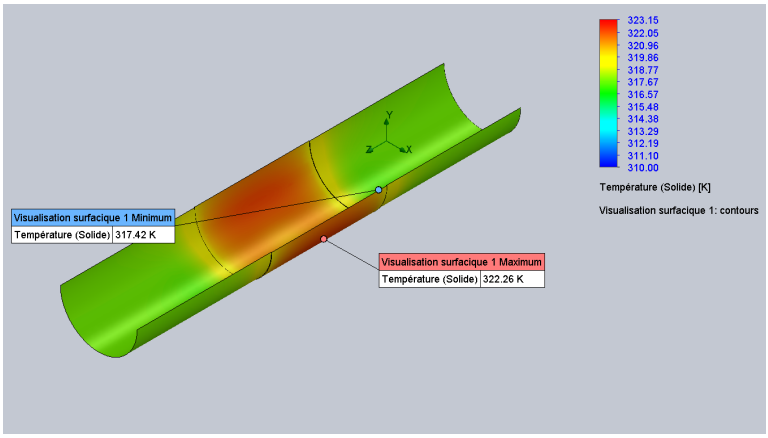
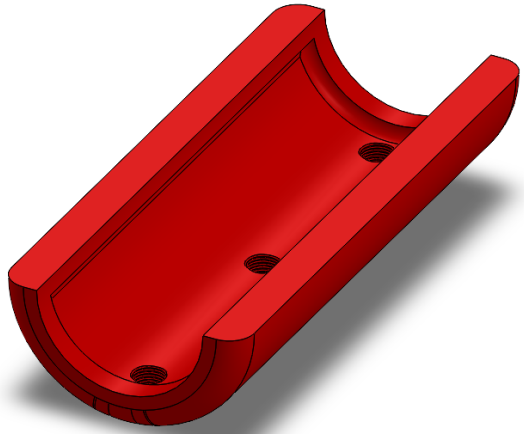


Figure 8.6 – Répartition surfacique de température pour la configuration retenue avec sorties basses.

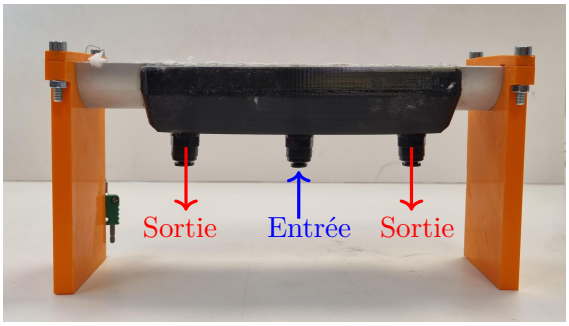
Les résultats complémentaires relatifs aux autres configurations géométriques et aux différents débits simulés sont reportés en Annexe A.28.

8.6 Prototypage

Le prototypage a pour objectif de transformer le concept d'échangeur en une solution réalisable et testable expérimentalement. Cette étape porte principalement sur le choix du procédé de fabrication, du matériau, du principe d'assemblage et de l'intégration des raccords hydrauliques.



(a) Vue CAO du prototype avec filetages.



(b) Vue réelle du prototype d'échangeur annotée.

Figure 8.7 – Prototype d'échangeur intégrant les filetages destinés au vissage direct des raccords hydrauliques non métalliques.

Plusieurs solutions techniques ont été étudiées. Les solutions non retenues sont présentées en Annexe A.29. La solution finalement retenue est un échangeur imprimé en 3D, collé directement sous le rail et équipé de raccords hydrauliques non métalliques.

Le corps de l'échangeur illustré à la Figure 8.7 est conçu de manière à intégrer directement les filetages nécessaires au montage des raccords. Les raccords hydrauliques peuvent ainsi être vissés dans la pièce imprimée, sans ajout d'adaptateur métallique intermédiaire. Cette intégration simplifie l'assemblage, limite l'encombrement et réduit le nombre d'interfaces susceptibles de générer des fuites.

8.6.1 Choix de matériau, d'assemblage et de raccordement

Le corps de l'échangeur est réalisé en PETG par impression 3D FDM. Ce matériau est retenu pour sa facilité de fabrication et pour sa tenue thermique plus favorable que celle du PLA [23, 24]. Sa faible absorption d'humidité constitue également un avantage pour cette application [23]. L'étanchéité du canal imprimé n'est toutefois pas garantie par le seul choix du matériau et doit être vérifiée expérimentalement [25].

L'assemblage retenu est un collage direct de l'échangeur sous le rail. Cette solution limite l'encombrement et réduit le nombre d'interfaces à étanchéifier.

Les raccords hydrauliques sont choisis en acétal copolymère afin d'éviter l'ajout de raccords métalliques à proximité de la zone active. Ils sont vissés directement dans des filetages intégrés au corps de l'échangeur en PETG. Cette intégration permet de supprimer des adaptateurs intermédiaires, de simplifier l'assemblage hydraulique et de limiter les zones potentielles de fuite. Le choix de raccords non métalliques limite également les risques de perturbation électromagnétique tout en conservant une solution standard et facilement intégrable au prototype imprimé.

Les choix retenus pour le prototype sont synthétisés dans le Tableau 8.9.

Tableau 8.9 – Synthèse des choix retenus pour le prototype de l'échangeur.

Aspect	**Choix retenu**	**Justification**
Corps de l'échangeur	PETG imprimé en FDM	Fabrication rapide, géométries complexes possibles et compatibilité avec l'eau.
Assemblage au rail	Collage direct PETG–aluminium colle acrylique Loctite AA 330 (Annexe A.34)	Faible encombrement et réduction du nombre d'interfaces d'étanchéité.
Raccords hydrauliques	Raccords en acétal copolymère vissés dans le PETG	Solution non métallique.
Filetages	Filetages intégrés au corps imprimé	Simplification de l'assemblage.
Fermeture du circuit	Canal interne intégré	Limitation des joints et compacité sous le rail.

Le détail des choix retenus est présenté dans les Annexes A.30 et A.31 .

8.6.2 Vérification mécanique de l'assemblage collé

L'assemblage par collage PETG–aluminium doit résister aux efforts générés par la pression interne de l'échangeur. La vérification est menée de manière conservative en considérant deux sollicitations principales : le cisaillement et la traction normale sur l'interface collée.

Les résistances du collage ont été déterminées expérimentalement à l'aide d'une machine de traction du laboratoire LEMSC. Les résultats obtenus sont ensuite comparés aux contraintes estimées en service dans le Tableau 8.10.

Tableau 8.10 – Comparaison entre les contraintes en service et les contraintes mesurées pour l'assemblage collé aluminium–PETG.

Essai	**Grandeur évaluée**	**Contrainte en service**	**Contrainte mesurée**	**Coefficient de sécurité**
Cisaillement	Contrainte de cisaillement	0,0127 MPa	0,715 MPa	56,3
Traction	Contrainte normale	0,0735 MPa	0,166 MPa	2,26

Les coefficients de sécurité obtenus montrent que la tenue mécanique du collage est suffisante pour l'application considérée. La marge est très élevée en cisaillement et reste supérieure à 2 en traction. Les détails des montages expérimentaux et les courbes d'essais sont reportés en Annexe A.33.

8.6.3 Essais d'étanchéité

Les essais d'étanchéité ont été réalisés afin de vérifier la faisabilité hydraulique du prototype avant les essais thermiques. Ils visent à contrôler l'absence de fuite au niveau du corps imprimé en PETG, de l'interface collée PETG-aluminium et des raccords hydrauliques. Les résultats correspondants sont détaillés dans l'Annexe A.32.

Les simulations thermo-hydrauliques indiquent qu'une pression d'entrée d'environ 0.1 bar relatif est nécessaire pour atteindre le débit souhaité. Afin de conserver une marge de sécurité, les essais sont réalisés à une pression relative de 0.2 bar, soit dans des conditions légèrement plus sévères que celles prévues en fonctionnement.

Le montage expérimental est présenté à la Figure 8.8. Le circuit est d'abord rempli d'eau afin d'évacuer l'air, puis la pression est appliquée progressivement à l'aide d'un détendeur. Les zones sensibles observées sont les raccords, les filetages, le corps imprimé et l'interface collée.



(a) Détail du circuit sous pression. **(b)** Vue générale du montage.

Figure 8.8 – Montage expérimental utilisé pour les essais d'étanchéité du prototype.

Tableau 8.11 – Paramètres de fabrication et d'assemblage retenus pour la dernière itération.

Élément	**Choix retenu**
Matériau du corps de l'échangeur	PETG imprimé en FDM.
Paramètres d'impression	taux de remplissage : 50 %, température d'extrusion : 265 °C, facteur d'extrusion : 1,03, nombre de parois : 10.
Raccords hydrauliques	Ajout de congés au niveau des raccords.
Filetages	Amélioration de l'étanchéité des filetages.
Interface PETG–aluminium	Collage direct conservé entre l'échangeur et le rail avec une colle acrylique Loctite AA 330 (Annexe A.34).

Avec ces paramètres, la dernière itération du prototype a montré une étanchéité complète sous une pression relative de 0.2 bar. Aucune fuite n'a été observée au niveau du corps imprimé, des raccords hydrauliques ou de l'interface collée PETG-aluminium.

Les essais d'étanchéité ont également été réalisés sur une durée prolongée de sept jours afin de vérifier que l'ensemble demeure parfaitement étanche, y compris en cas d'exposition continue à l'eau.

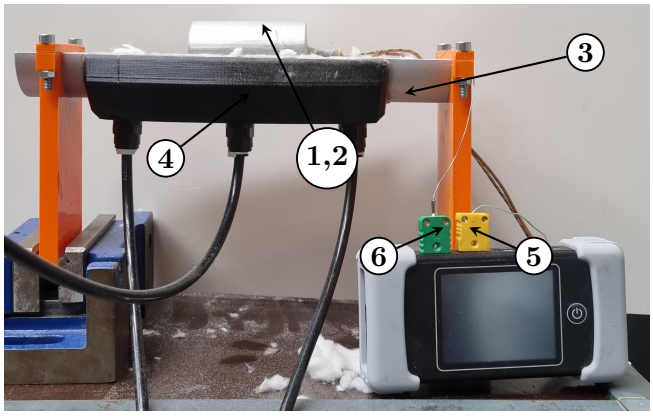
8.7 Tests finaux de l'échangeur thermique

Les tests finaux ont pour objectif de valider expérimentalement le comportement de l'échangeur thermique réalisé. Cette phase permet de vérifier la faisabilité réelle de l'assemblage, son étanchéité, ainsi que sa capacité à maintenir la température de surface du rail sous la limite admissible définie lors du dimensionnement. La procédure détaillée et l'ensemble des tests et des résultats sont présentés en Annexe A.35.

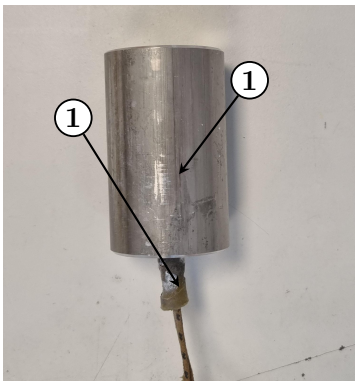
8.7.1 Montage expérimental

Le montage expérimental représenté à la Figure 8.9 est conçu pour reproduire un échauffement local du rail et évaluer la capacité de l'échangeur à évacuer cette chaleur. L'apport thermique est fourni par une cartouche chauffante insérée dans un bloc en aluminium. Ce bloc assure le transfert de chaleur vers le rail de manière contrôlée.Il est ensuite couvert d'isolant pour s'assurer que toute la puissance soit dirigée vers le rail. L'échangeur thermique est placé au contact de la zone à refroidir et raccordé à un circuit hydraulique comprenant un réservoir, des flexibles et un système de circulation d'eau. La puissance est réglée avec un transformateur variable et la mesure du courant et de la tension permet de connaître la puissance.

Les repères utilisés sur cette photo sont définis dans le Tableau 8.12.



(a) Vue générale du montage expérimental.



(b) Cartouche chauffante utilisée pour l'apport thermique.

Figure 8.9 – Éléments principaux du dispositif expérimental utilisé pour les tests finaux de l'échangeur thermique.

Tableau 8.12 – Repérage des principaux éléments du montage expérimental.

Repère	Élément	Rôle dans l'essai
1	Cartouche chauffante	Génère un apport thermique contrôlé afin de simuler l'échauffement local du rail.
2	Bloc aluminium	Assure le transfert thermique entre la cartouche chauffante et le rail.
3	Rail	Élément à refroidir et support principal de l'essai thermique.
4	Échangeur thermique	Évacue la chaleur transmise au rail par circulation d'eau.
5	Acquisition Thermomètre	Permet le suivi de la température du fluide en entrée et en sortie.
6	Acquisition Thermocouple	Mesure la température de surface du rail sous le bloc en aluminium.

8.7.2 Caractérisation expérimentale

La caractérisation consiste à exploiter les mesures expérimentales afin d'évaluer les performances réelles de l'échangeur. Elle permet de vérifier si le prototype respecte les objectifs fixés lors du dimensionnement.

La performance thermique est évaluée à partir de la température maximale du rail et, lorsque les températures d'entrée et de sortie d'eau sont disponibles, par un bilan énergétique sur le fluide :

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = \dot{m} c_p \left(T_{\text{out}} - T_{\text{in}}\right), \tag{8.15}$$

avec $\dot{m}$ le débit massique de l'eau et c_p sa capacité thermique massique.

La puissance électrique injectée dans le rail est estimée à partir des mesures directes de la tension et du courant :

$$P_{\text{elec}} = \dot{Q}_{\text{elec}} \simeq U_{\text{eff}}\, I_{\text{eff}}.$$

En régime établi, la comparaison entre $\dot{Q}_{\text{eau}}$ et $\dot{Q}_{\text{elec}}$ permet de vérifier la cohérence du bilan expérimental. Les écarts éventuels sont causés par une erreur de mesure sur les températures d'entrée et de sortie, ainsi que par les pertes.

8.7.3 Synthèse des résultats

Le Tableau 8.13 synthétise les essais.

Tableau 8.13 – Synthèse des essais pour la validation du refroidissement.

Essai	P_{imp} [W]	$\dot{m}$ [kg min^{-1}]	T_{rail} [°C]	**Marge** [°C]	$\dot{Q}_{\text{eau}}$ [W]	**Interprétation**
C2	125	0.940	40.0	10.0	137.5	Fonctionnement nominal conforme, avec marge thermique significative.
C3	125	0.352	49.0	1.0	115.3	Fonctionnement nominal à débit réduit conforme, mais proche de la limite.
C1	170	0.940	48.0	2.0	176.8	Surcharge conforme, avec marge thermique limitée.

À 125 W, le système maintient le rail sous la limite de 50 °C. Pour un débit d'environ 0.940 kg min^{-1}, la température mesurée est d'environ 40 °C, soit une marge thermique de 10 °C. Lorsque le débit est réduit à environ 0.352 kg min^{-1}, la température du rail atteint 49 °C. L'essai reste conforme, mais la marge thermique devient réduite.

L'essai réalisé à 170 W constitue un cas de surcharge. Malgré une puissance supérieure au cas nominal, la température du rail reste inférieure à la limite de 50 °C pour le débit testé. Ce résultat montre que le dispositif possède une capacité de fonctionnement au-delà du cas nominal, à condition de maintenir un débit d'eau suffisant.

8.7.4 Conditions d'exploitation recommandées

Les essais mettent en évidence l'influence du débit d'eau sur la température du rail. La condition d'exploitation retenue et sa justification sont synthétisées dans le Tableau 8.14.

Tableau 8.14 – Condition d'exploitation recommandée pour l'application nominale à 125 W.

Paramètre	**Valeur retenue**	**Justification**
Puissance thermique nominale	125 W	Puissance à évacuer par roue en fonctionnement nominal.
Débit volumique minimal recommandé	$\dot{V} \geq 1\,\text{L min}^{-1}$	Permet d'évacuer 125 W et de conserver une marge thermique suffisante par rapport à la limite de 50 °C.
Élévation théorique de température de l'eau	$\Delta T_{\text{eau}} \simeq 1.8\,\text{K}$	Estimation obtenue avec $\Delta T_{\text{eau}} = P/(\dot{m}c_p)$ et $c_p \simeq 4180\,\text{J kg}^{-1}\,\text{K}^{-1}$.
Référence expérimentale	Essai C2 : 940 g min^{-1}, $T_{\text{rail}} \simeq 40\,°\text{C}$	Un débit proche de 1 L min^{-1} a permis d'obtenir une marge d'environ 10 °C.
Validation de l'étanchéité long terme	vidange systématique non requise	L'exposition continue à l'eau pendant sept jours n'a révélé aucune fuite, ce qui permet de confirmer l'étanchéité de l'ensemble sur la durée considérée.

Ce débit minimal constitue une condition d'exploitation du banc. Il devra être garanti par le choix de la pompe, des raccords et du circuit hydraulique dans les conditions réelles d'intégration.

8.7.5 Conclusion de validation

Les essais expérimentaux montrent que le dispositif de refroidissement permet de maintenir la température du rail sous la limite admissible de 50 °C pour les puissances testées. À 125 W, la température reste inférieure à cette limite : elle atteint environ 40 °C pour un débit de 940 g min^{-1}, soit une marge d'environ 10 °C. Lorsque le débit est réduit, la température augmente et atteint environ 49 °C, ce qui reste conforme mais avec une marge réduite.

À 170 W, le système reste également sous 50 °C si le débit est suffisant. Le bilan thermique sur l'eau confirme l'ordre de grandeur de la puissance évacuée, malgré les pertes et incertitudes expérimentales.

En conclusion, l'échangeur thermique peut être considéré comme validé au regard du critère thermique principal. Pour une utilisation nominale à 125 W, il est recommandé de retenir un débit minimal de 1 L min^{-1} afin de conserver une marge thermique suffisante et de limiter l'élévation de température de l'eau.

9 | Conclusion générale

9.1 Conclusion

Ce mémoire avait pour objectif de développer des outils permettant de mieux comprendre la dynamique d'un véhicule Maglev à suspension électrodynamique reposant sur l'utilisation de roues hélicoïdales. Le travail s'est articulé autour de deux axes complémentaires : la construction d'un modèle dynamique du véhicule et la conception d'un banc d'essai destiné à caractériser l'interaction entre une roue et un rail conducteur.

Le modèle dynamique assemble les efforts produits par les différentes roues afin d'étudier leur influence sur le comportement global du véhicule. Il permet de comparer différentes configurations géométriques et d'analyser l'effet des paramètres mécaniques sur les mouvements du système. Les études paramétriques montrent que la stabilité passive résulte d'un compromis : une modification favorable à un degré de liberté peut dégrader le comportement associé à un autre. Le modèle constitue ainsi un outil de pré-dimensionnement et d'analyse comparative. Les lois de force utilisées restent toutefois incomplètes, notamment pour la représentation des phénomènes transversaux. Les résultats obtenus doivent donc être interprétés comme des tendances préliminaires plutôt que comme une prédiction complète du comportement réel du véhicule.

En parallèle, le banc d'essai a été conçu afin de reproduire l'interaction roue-rail dans des conditions maîtrisées. Son architecture et ses principaux sous-systèmes ont été dimensionnés. Le bras oscillant, destiné à guider le mouvement vertical de l'unité d'entraînement tout en limitant les déplacements parasites, a fait l'objet d'un dimensionnement structurel, d'un prototypage à échelle réduite et d'une caractérisation expérimentale. Une validation finale sur le bras intégré au banc restera nécessaire. L'échangeur thermique du rail a également été étudié, prototypé et caractérisé. Les essais réalisés ont permis de valider son fonctionnement au regard du critère thermique principal dans les conditions étudiées.

Ces développements fournissent une base cohérente pour la suite du projet. Le modèle permet d'orienter les choix de conception, tandis que le banc constitue le support nécessaire à une future confrontation entre simulations et mesures expérimentales. Le caractère initialement ouvert du sujet a conduit à définir progressivement les hypothèses, les contraintes et le périmètre de l'étude. Cette démarche a permis de construire une approche exploitable tout en identifiant clairement ses limites.

9.2 Perspectives

La priorité est de finaliser la fabrication et l'intégration du banc d'essai, puis de mener une campagne de mesures sur le prototype. Ces essais permettront de caractériser les efforts électrodynamiques en fonction de la position relative de la roue et du rail, d'étudier la réponse verticale de l'unité d'entraînement et de confronter les tendances

obtenues par simulation au comportement expérimental du système.

Les mesures devront ensuite servir à enrichir les lois empiriques utilisées dans le modèle. Une attention particulière devra être portée aux phénomènes transversaux, encore insuffisamment caractérisés à ce stade. L'amélioration progressive de ces lois permettra de préciser le domaine de validité du modèle et d'en renforcer l'intérêt pour le pré-dimensionnement de différentes configurations.

À plus long terme, le modèle pourra être complété par une représentation plus détaillée de la dynamique des roues, des moteurs et des limites d'actionnement. Le développement de lois de force analytiques constituerait également une base utile pour approfondir l'analyse du système et préparer l'étude de stratégies de contrôle.

Bibliographie

[1] N. Paudel, *Dynamic Suspension Modeling of an Eddy-Current Device : An Application to Maglev*. PhD thesis, The University of North Carolina at Charlotte, 2012.

[2] J. D. Wright, *Modeling, Analysis, and Control of a Radial Electrodynamic Wheel Vehicle and Analysis of an Axial Electrodynamic Wheel*. PhD thesis, The University of North Carolina at Charlotte, 2019.

[3] A. Georgopoulos, "Design, modelling, and experimental characterization of a helical electrodynamic suspension for MAGLEV systems," Master's thesis, Université catholique de Louvain, 2025.

[4] H.-W. Lee, K.-C. Kim, and J. Lee, "Review of Maglev train technologies," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 42, no. 7, pp. 1917–1925, 2006. doi : 10.1109/TMAG.2006.875842.

[5] H. Huang, H. Li, T. Coombs, H. Zhu, Y. Sun, G. Lin, J. Xu, and J. Zheng, "Advancements in dynamic characteristics analysis of superconducting electrodynamic suspension systems : Modeling, experiment, and optimization," *Superconductivity*, vol. 11, 2024. Art. no. 100114, doi : 10.1016/j.supcon.2024.100114.

[6] F. Li, Y. Sun, J. Xu, Z. He, and G. Lin, "Control methods for levitation system of EMS-type Maglev vehicles : An overview," *Energies*, vol. 16, no. 7, 2023. Art. no. 2995, doi : 10.3390/en16072995.

[7] J. de Boeij, M. Steinbuch, and H. Gutiérrez, "Real-time control of the 3-DOF sled dynamics of a Null-Flux Maglev system with a passive sled," *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 42, no. 5, pp. 1604–1610, 2006. doi : 10.1109/TMAG.2006.870026.

[8] H. M. Gutierrez and H. Luijten, "5-DOF real-time control of active electrodynamic MAGLEV," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 65, no. 9, pp. 7468–7476, 2018. doi : 10.1109/TIE.2018.2795520.

[9] Y. Yuan, Z. Deng, S. Zhang, Z. Ke, H. Shi, Z. Wang, J. Zhang, and J. Zheng, "Working principle and primary electromagnetic characteristics of a permanent magnet electrodynamic wheel for Maglev car application," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 31, no. 8, pp. 1–5, 2021. Art. no. 3603905, doi : 10.1109/TASC.2021.3103719.

[10] Y. Yang, Z. Ke, J. Bi, Z. Li, J. Zheng, and Z. Deng, "Analysis of electromagnetic force characteristics and wheelbase design of Maglev car based on double permanent magnet electrodynamic wheels," *Journal of Applied Physics*, vol. 136, no. 21, 2024. Art. no. 214901, doi : 10.1063/5.0237812.

[11] H. Shi, Z. Ke, J. Zheng, Y. Xiang, K. Ren, P. Lin, K. Li, H. Zhu, L. Liang, and Z. Deng, "An effective optimization method and implementation of permanent magnet electrodynamic wheel for Maglev car," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 72, no. 7, pp. 8369–8381, 2023. doi : 10.1109/TVT.2023.3245620.

[12] A. A. Shabana, *Dynamics of Multibody Systems*. Cambridge University Press, 4 ed., 2014. doi : 10.1017/CBO9781107337213.

[13] Prusa Polymers, "Prusament TPU 95A – technical data sheet." Disponible en ligne : `https://storage.googleapis.com/prusa3d-content-prod-14e8-wordpress-prusament-prod/2025/05/80316f6d-tds-prusament_tpu_95a_en-1.pdf`, 2025. Fiche technique, consultée le 27 mai 2026.

[14] NSK, "7001ATYNSUELP4 – standard series high precision angular contact ball bearings." Disponible en ligne : `https://www.oss.nsk.com/products/super-precision-bearings/super-precision-angular-contact-ball-bearings/standard-series-high-precision-angular-contact-ball-bearings/7001atynsuelp4-apn.html`, s.d. Consulté le 26 mai 2026.

[15] Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, *SIMP Method for Topology Optimization*, 2021. SOLIDWORKS Design Help.

[16] J. M. Chacón, M. A. Caminero, E. García-Plaza, and P. J. Núñez, "Additive manufacturing of PLA structures using fused deposition modelling : Effect of process parameters on mechanical properties and their optimal selection," *Materials & Design*, vol. 124, pp. 143–157, 2017. doi : 10.1016/j.matdes.2017.03.065.

[17] A. R. Aziz, J. Zhou, D. Thorne, and W. J. Cantwell, "Geometrical scaling effects in the mechanical properties of 3d-printed body-centered cubic (bcc) lattice structures," *Polymers*, vol. 13, no. 22, p. 3967, 2021. doi : 10.3390/polym13223967.

[18] Markforged, "Onyx – composite 3d printing material." Disponible en ligne : `https://markforged.com/materials/plastics/onyx`, 2026. Fiche matériau, consultée le 27 mai 2026.

[19] International Organization for Standardization, "ISO 13732-1 :2006 – ergonomics of the thermal environment : Methods for the assessment of human responses to contact with surfaces – part 1 : Hot surfaces." International Standard, first edition, Geneva, Switzerland. Disponible en ligne : `https://www.iso.org/standard/43558.html`, 2006. Consulté le 30 mai 2026.

[20] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken, NJ : John Wiley & Sons, 6 ed., 2007.

[21] A. Sobachkin, "Numerical basis of CAD-embedded CFD," tech. rep., Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, 2014. White paper.

[22] A. V. Ivanov, “Validation methodology for modern CAD-embedded CFD,” tech. rep., Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, 2015. White paper.

[23] Prusa Polymers, “Prusament PETG V0 – technical datasheet.” Disponible en ligne : `https://prusament.com/wp-content/uploads/2023/07/PETG_V0_ENG.pdf`, 2023. Fiche technique, consultée le 27 mai 2026.

[24] Prusa Polymers, “Prusament PLA – technical data sheet.” Disponible en ligne : `https://prusament.com/wp-content/uploads/2022/10/PLA_Prusament_TDS_2021_10_EN.pdf`, 2021. Fiche technique, consultée le 27 mai 2026.

[25] M. Szczęch and W. Sikora, “The influence of printing parameters on leakage and strength of fused deposition modelling 3d printed parts,” *Advances in Science and Technology Research Journal*, vol. 18, no. 1, pp. 195–201, 2024. doi : 10.12913/22998624/178330.

[26] MISUMI Group Inc., “Mechanical components for factory automation.” Catalogue en ligne : `https://uk.misumi-ec.com/`, 2026. Consulté le 28 mai 2026.

[27] J. D. Ferry, *Viscoelastic Properties of Polymers*. New York : John Wiley & Sons, 3 ed., 1980.

[28] L. J. Gibson and M. F. Ashby, *Cellular Solids : Structure and Properties*. Cambridge University Press, 2 ed., 1997.

A | Annexes

Annexes relatives au chapitre 4 – Modèle dynamique

A.1 Dynamique de référence

Résultats dynamiques.

Les figures suivantes présentent les principaux résultats obtenus pour l'étude dynamique du véhicule en lévitation. Elles regroupent la configuration du système, la trajectoire, les efforts appliqués, les moments, ainsi que les différentes grandeurs temporelles et les diagnostics utilisés pour analyser le comportement du système.

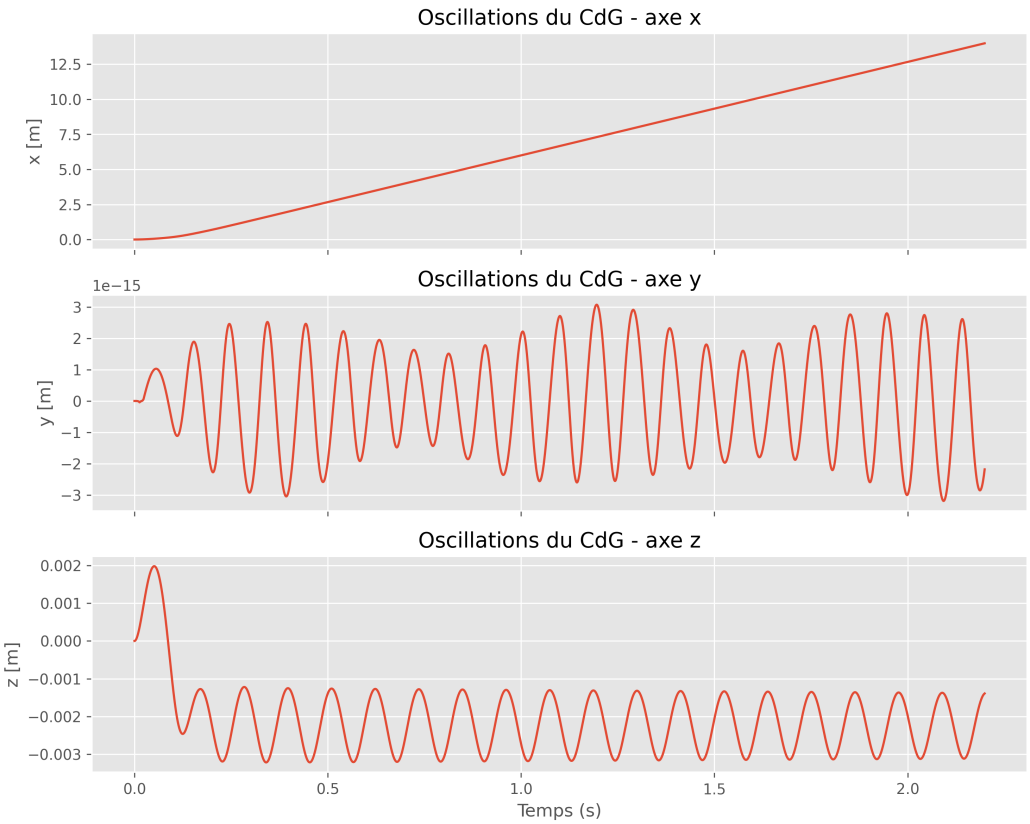


Figure A.1 – Configuration du système

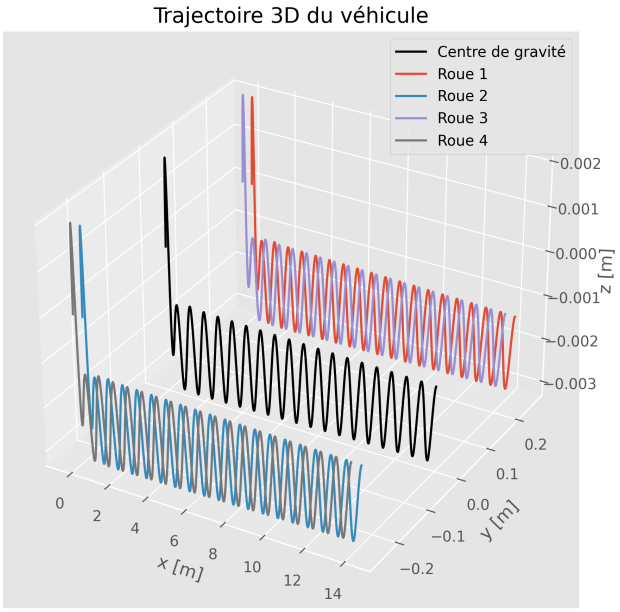


Figure A.2 – Trajectoire 3D du véhicule

Évolution des angles et des moments.

Les figures ci-dessous permettent d'observer l'évolution des angles caractéristiques du mouvement ainsi que les moments appliqués au véhicule. Elles donnent une indication sur la stabilité de l'attitude du système au cours du temps.

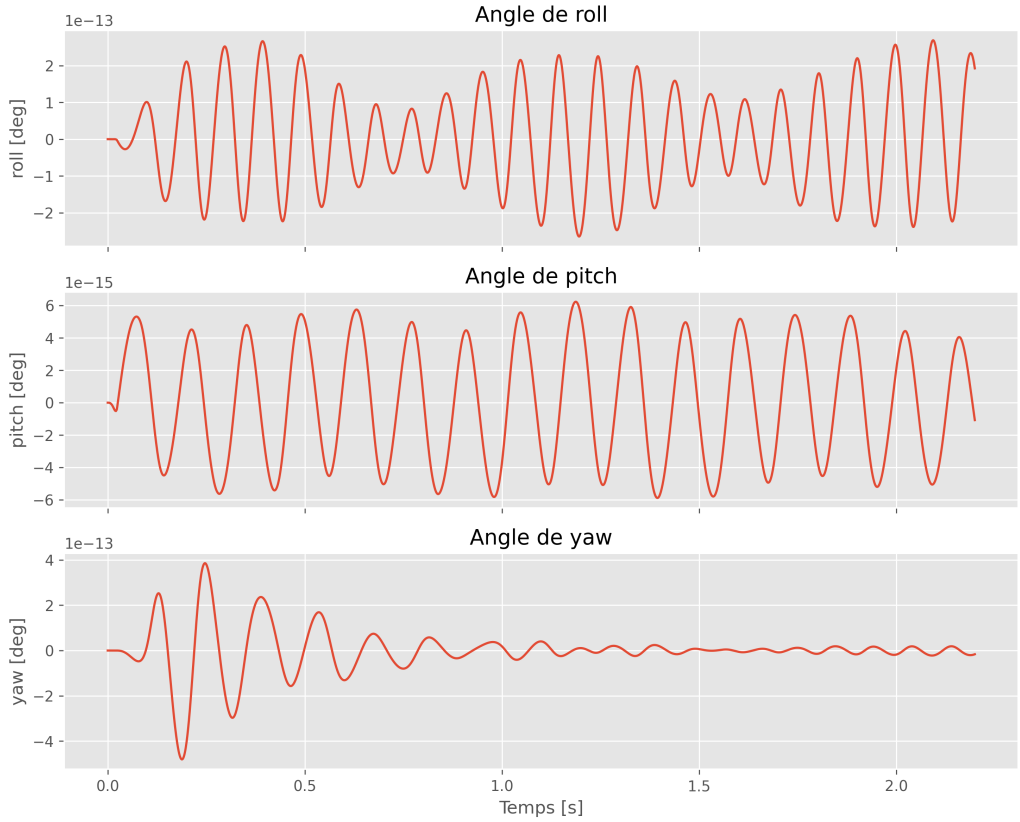


Figure A.3 – Évolution des angles

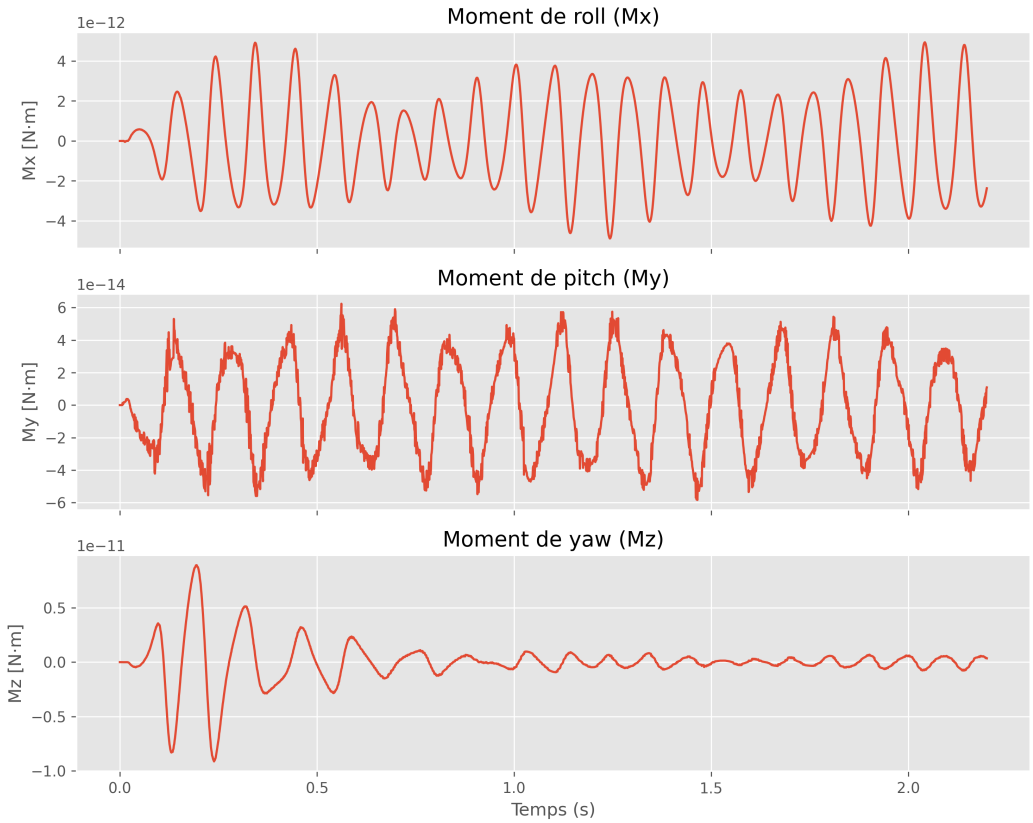


Figure A.4 – Moments appliqués au système

Forces appliquées au système.

Les forces générées au cours du mouvement sont représentées ci-dessous. Ces résultats permettent d'analyser l'influence de la vitesse angulaire et des positions latérale et verticale sur les efforts appliqués au véhicule.

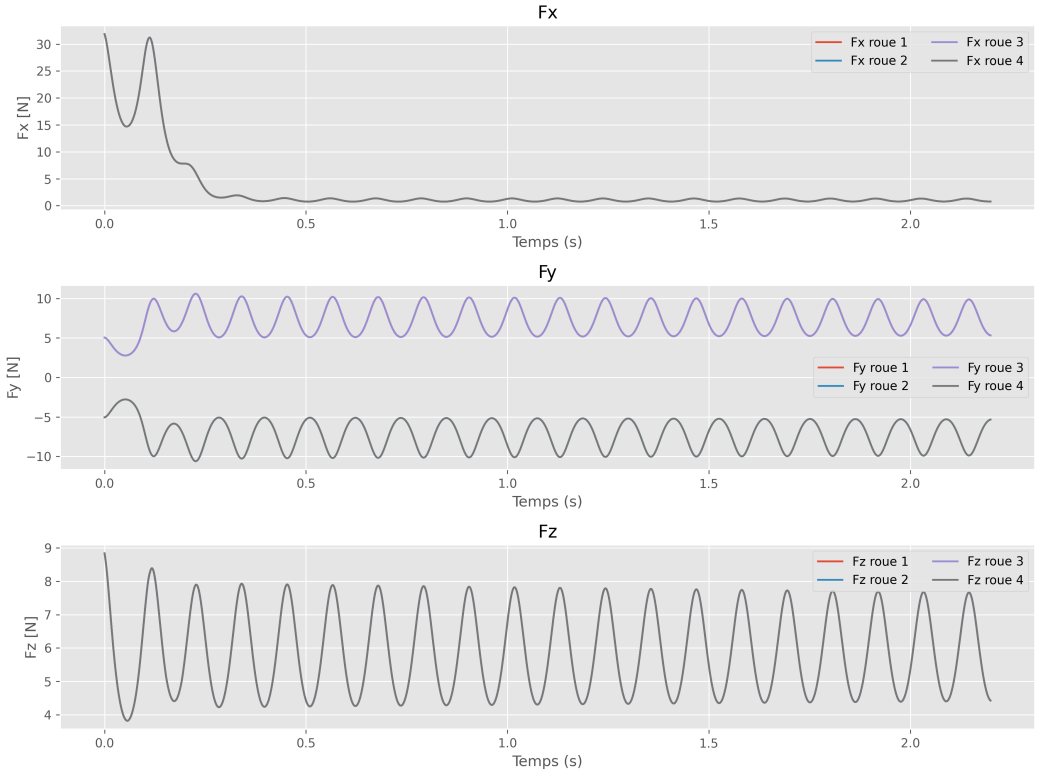


Figure A.5 – Forces appliquées au système

A.2 Dynamique

Facteur de reconstruction.

Les Facteur de reconstruction sont représentés ci-dessous.

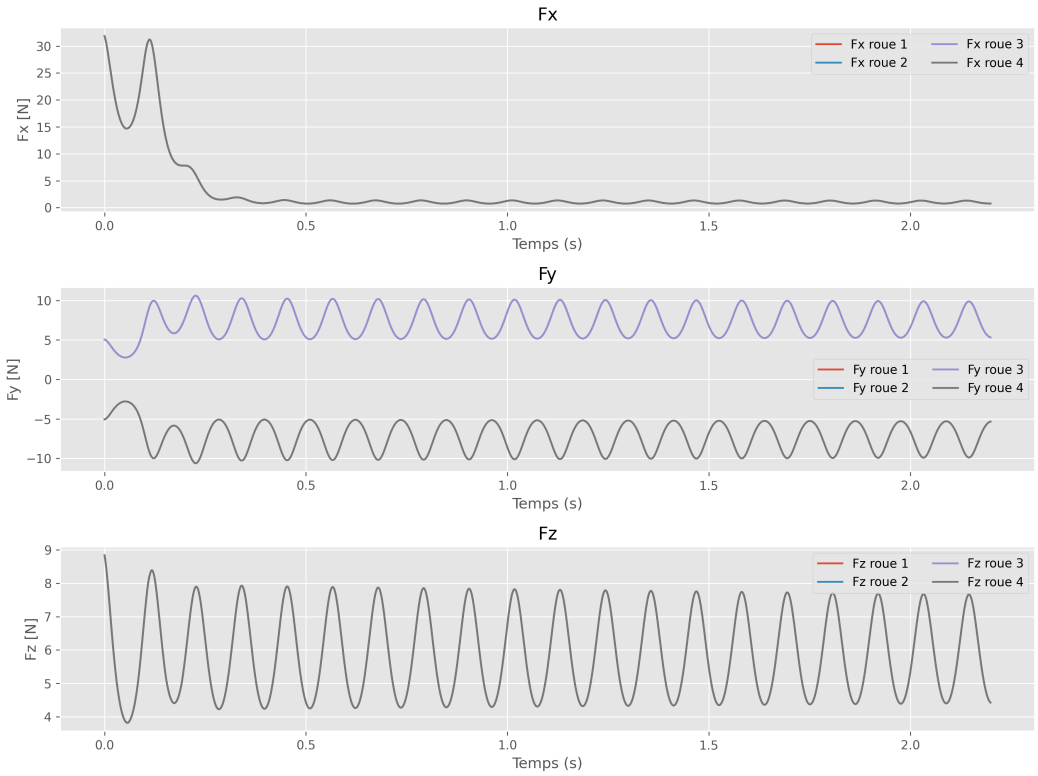


Figure A.6 – Forces globales sur le véhicules

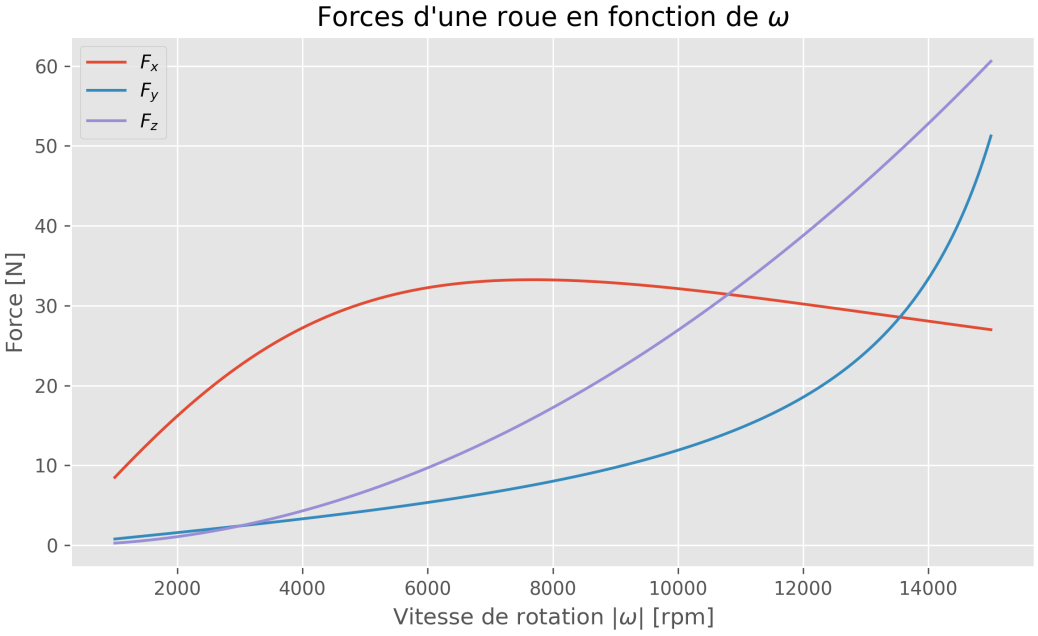


Figure A.7 – Forces en fonction de la vitesse angulaire

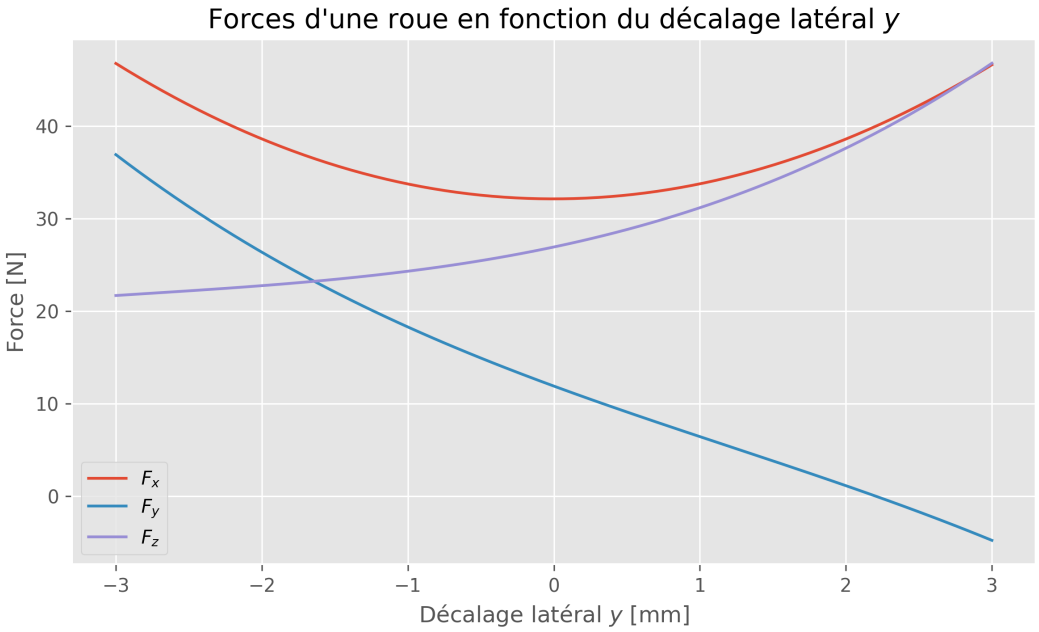


Figure A.8 – Forces en fonction de la position y

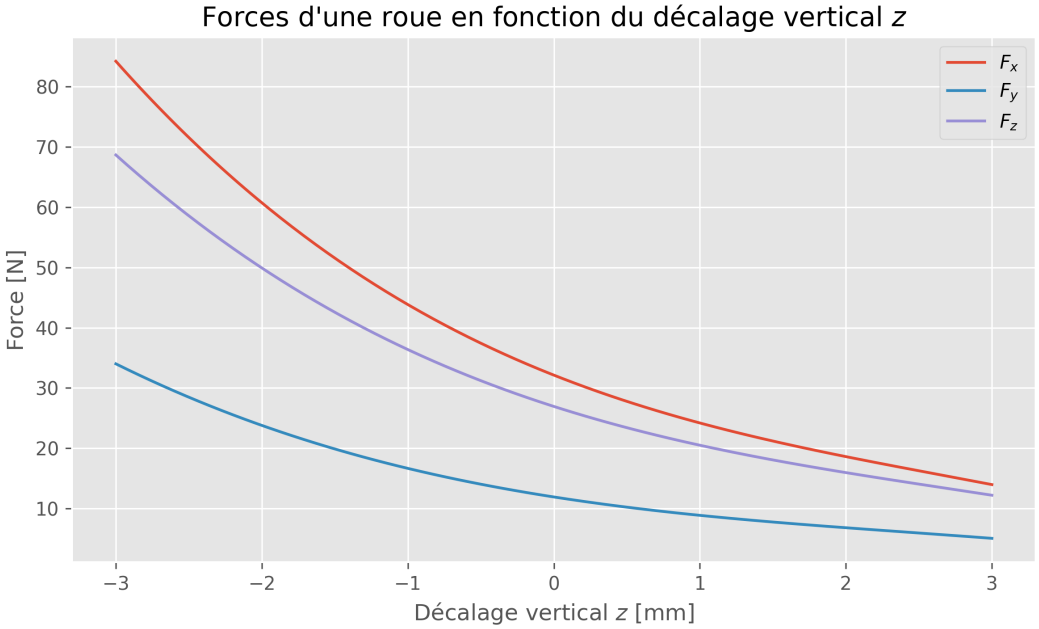


Figure A.9 – Forces en fonction de la position z

Diagnostics fréquentiels.

Les diagnostics fréquentiels permettent d'identifier les fréquences dominantes présentes dans la réponse dynamique du système. Les transformées de Fourier et les échelles caractéristiques donnent des informations utiles sur les phénomènes oscillatoires.

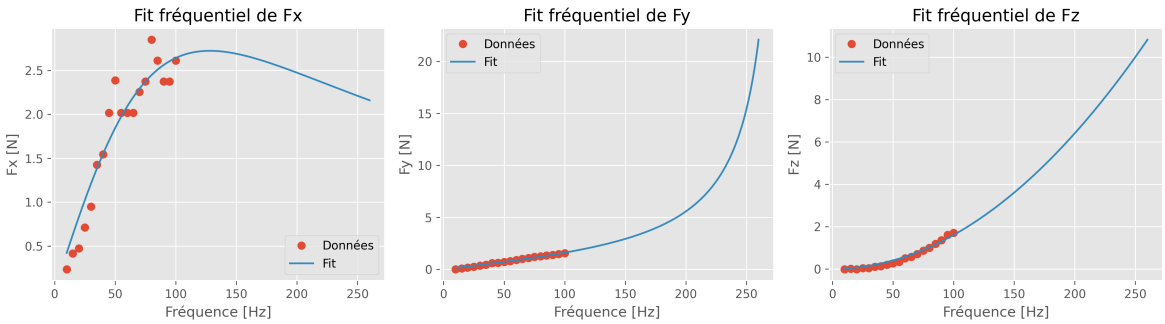


Figure A.10 – Diagnostic fréquentiel : FFT brutes

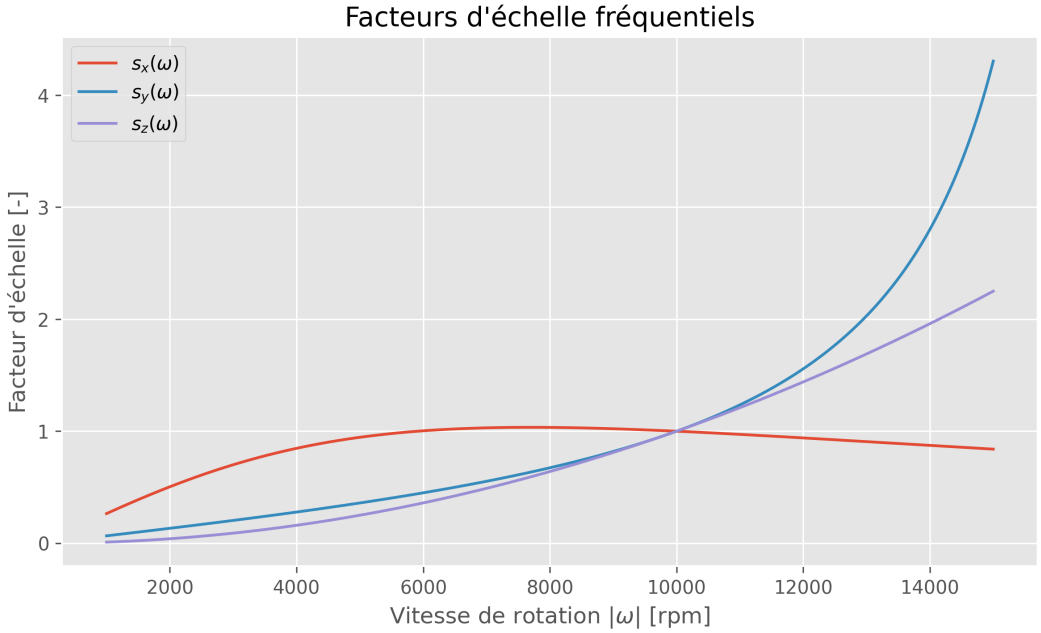


Figure A.11 – Diagnostic fréquentiel : échelles caractéristiques

Diagnostics de glissement.

Les profils de glissement permettent de mieux comprendre les écarts de vitesse dans le système. Ils donnent une indication sur la manière dont le véhicule interagit avec son environnement au cours du mouvement.

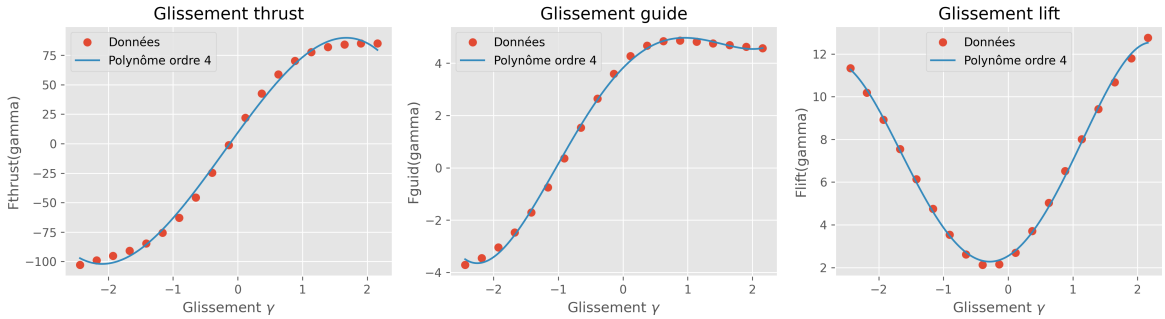


Figure A.12 – Profils de glissement

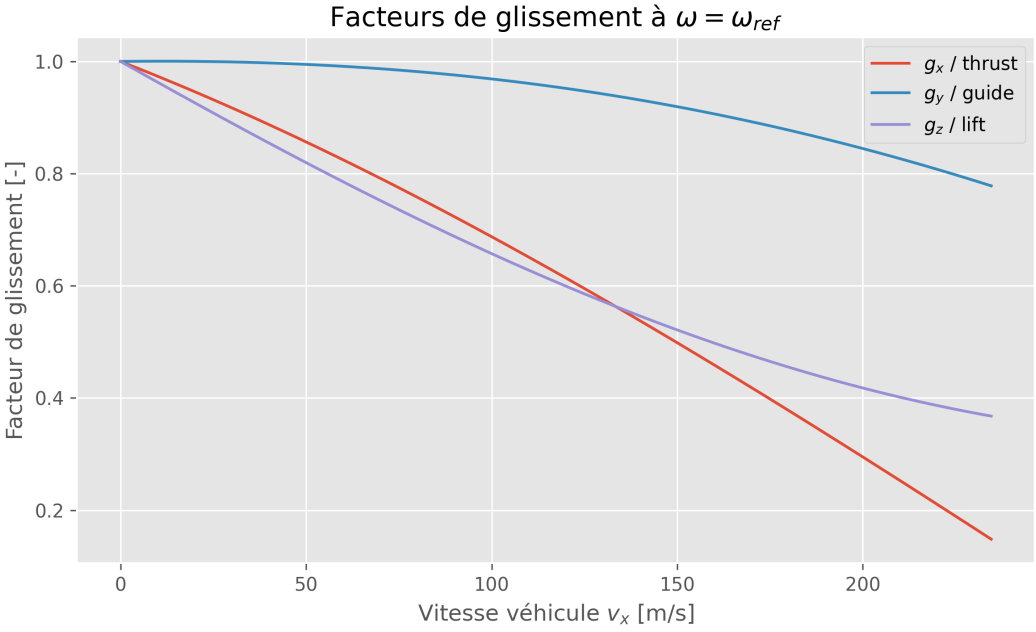


Figure A.13 – Échelles de glissement selon v_x et v_y

Diagnostics spatiaux.

Les diagnostics spatiaux mettent en évidence l'évolution latérale et verticale des grandeurs étudiées. Ils permettent d'analyser la répartition spatiale des effets dynamiques autour du véhicule.

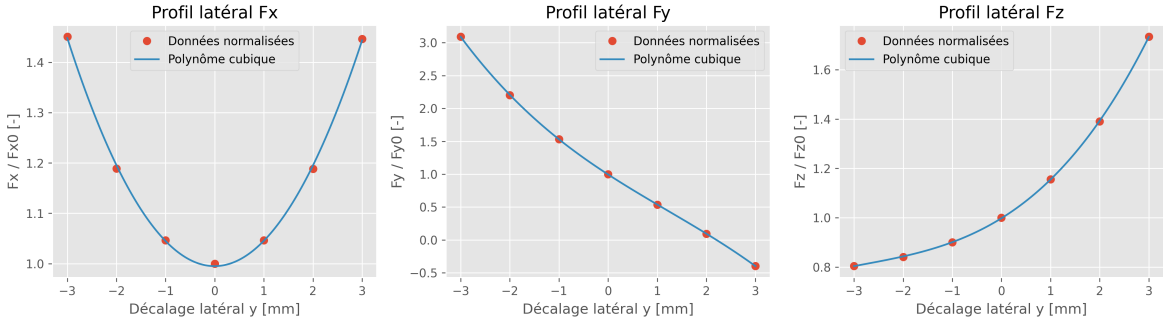


Figure A.14 – Profils spatiaux latéraux

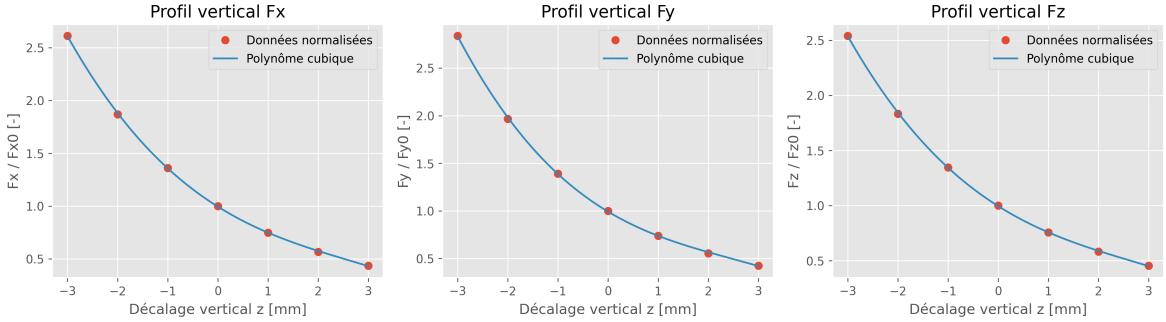


Figure A.15 – Profils spatiaux verticaux

A.3 Annexe – Largeur de voie

Cette annexe regroupe les figures complémentaires associées à l'étude de l'influence de la largeur de voie.

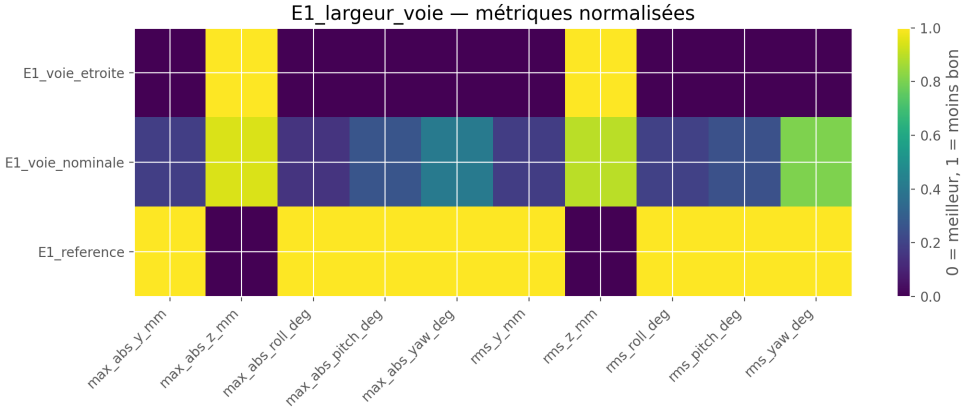


Figure A.16 – Carte normalisée des métriques pour l'étude de la largeur de voie.

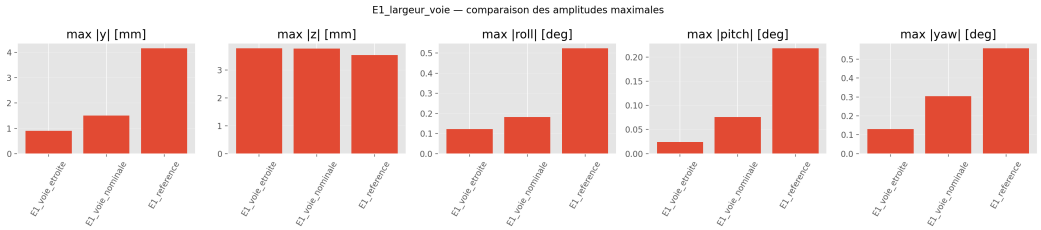


Figure A.17 – Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la largeur de voie.

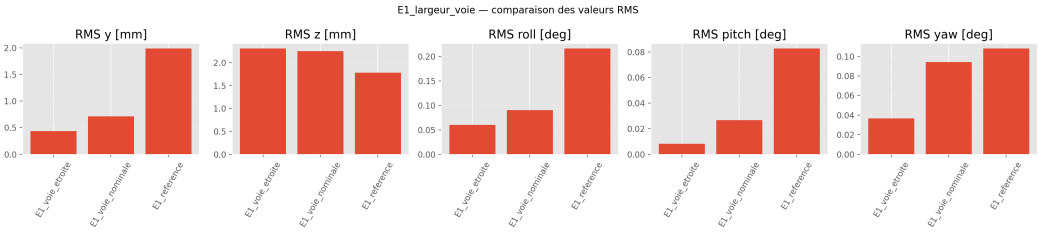


Figure A.18 – Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la largeur de voie.

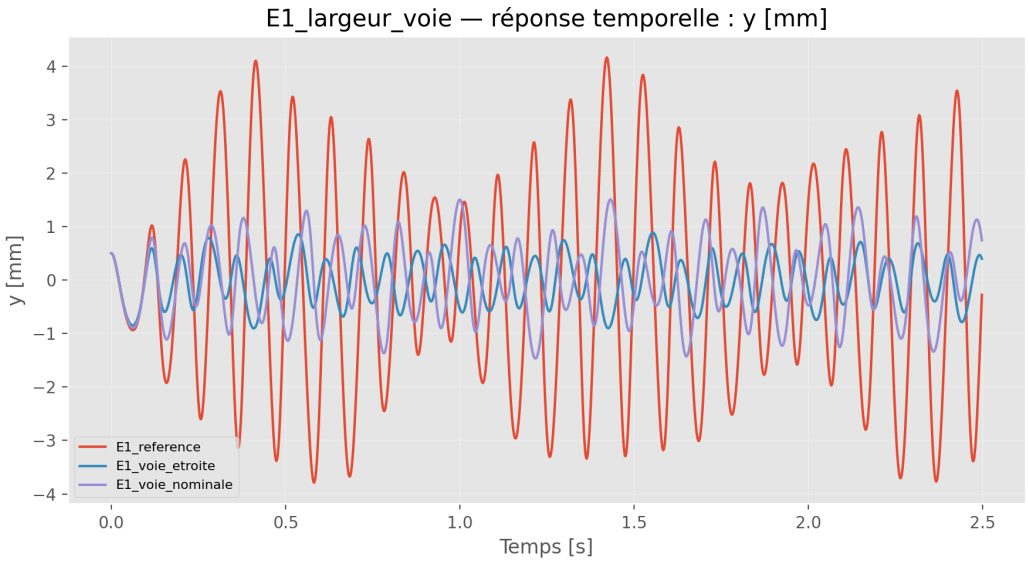


Figure A.19 – Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la largeur de voie.

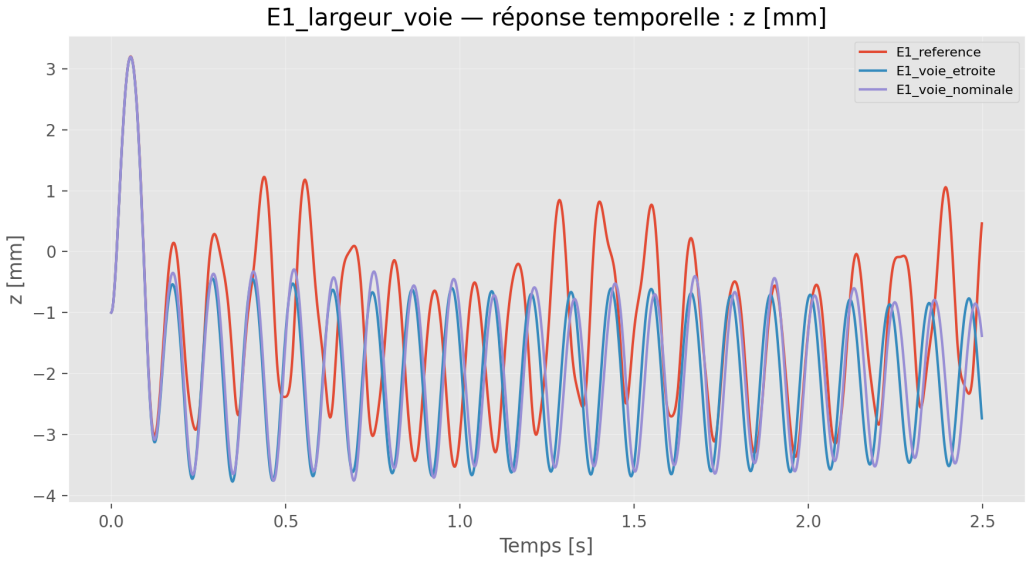


Figure A.20 – Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la largeur de voie.

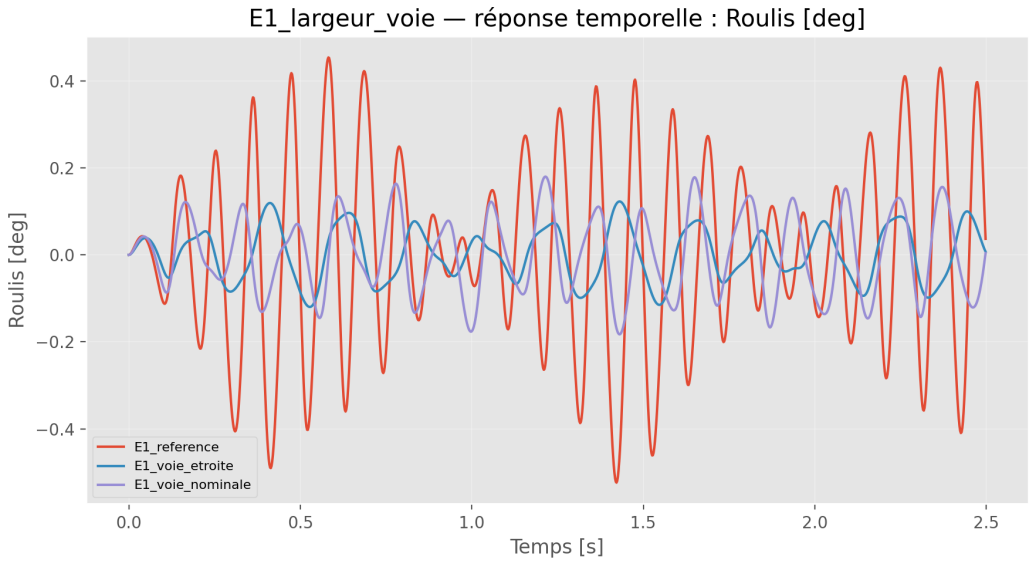


Figure A.21 – Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la largeur de voie.

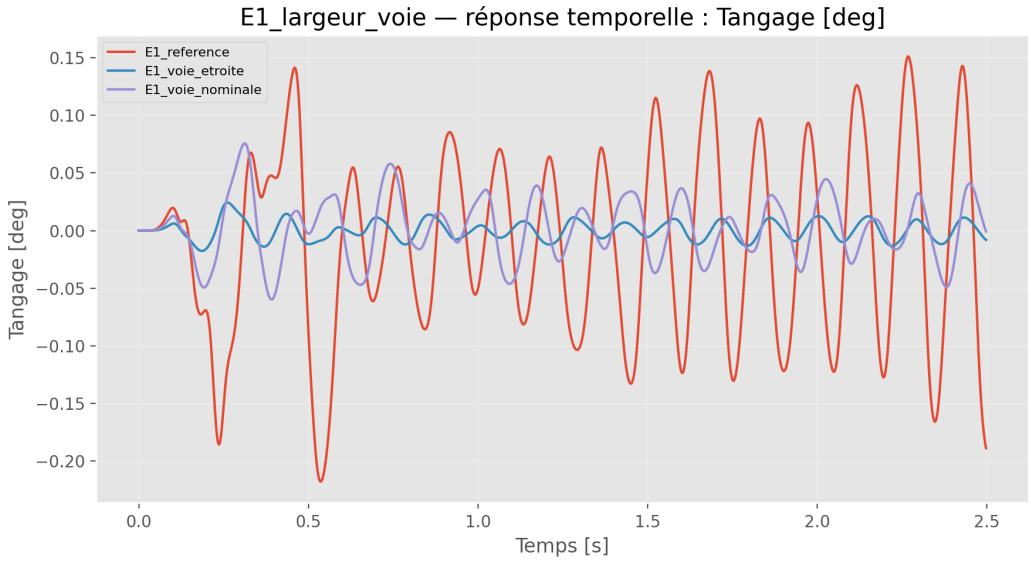


Figure A.22 – Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la largeur de voie.

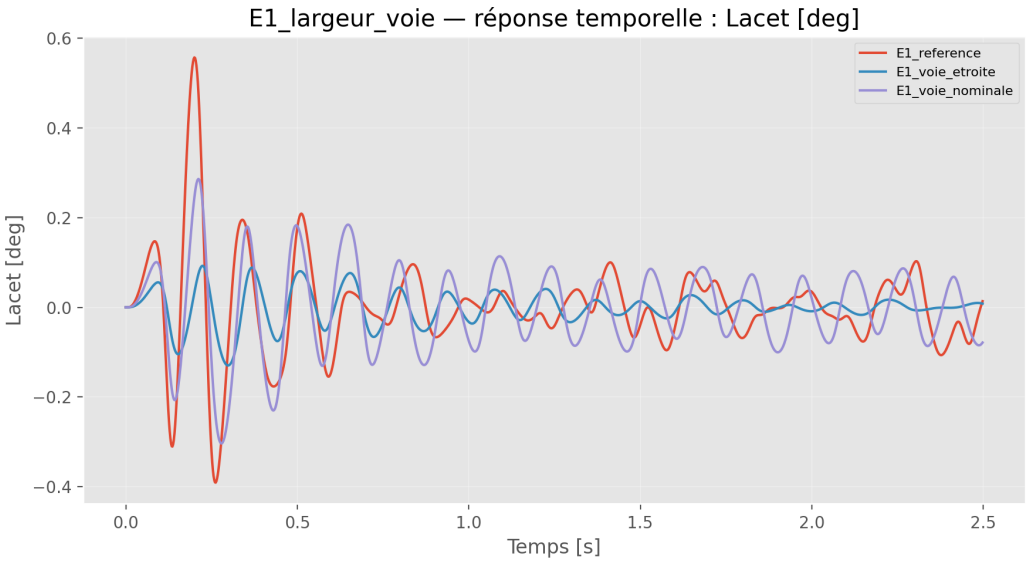


Figure A.23 – Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la largeur de voie.

A.4 Annexe – Empattement

Cette annexe regroupe les figures complémentaires associées à l'étude de l'influence de l'empattement.

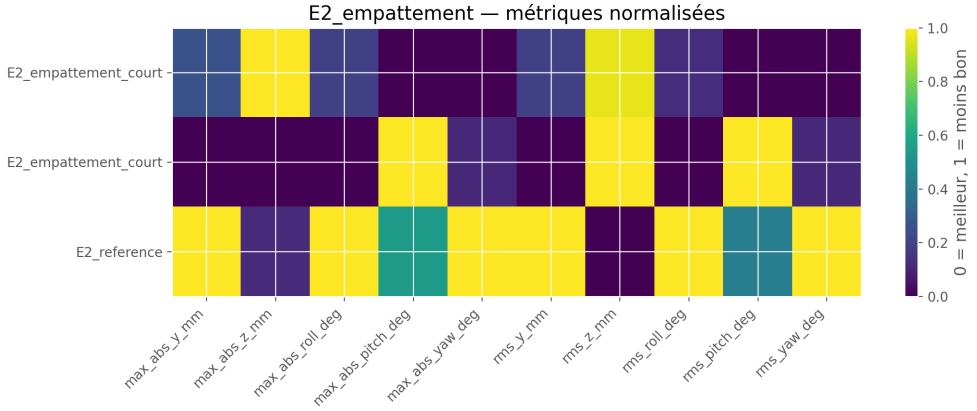


Figure A.24 – Carte normalisée des métriques pour l'étude de l'empattement.

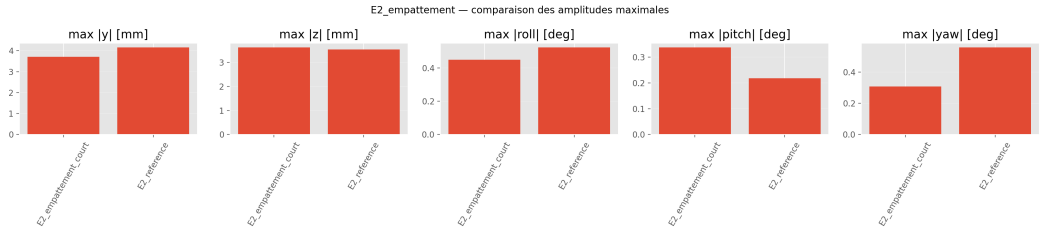


Figure A.25 – Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de l'empattement.

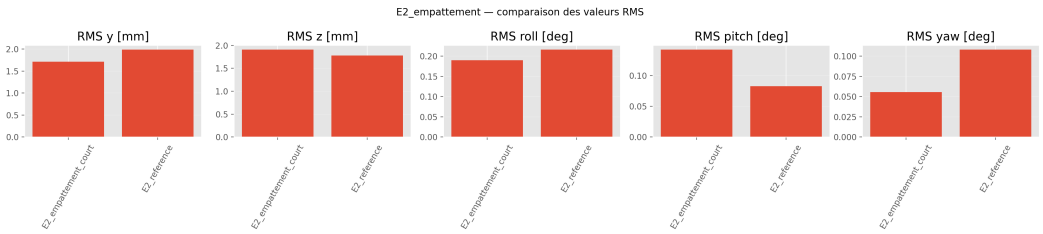


Figure A.26 – Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de l'empattement.

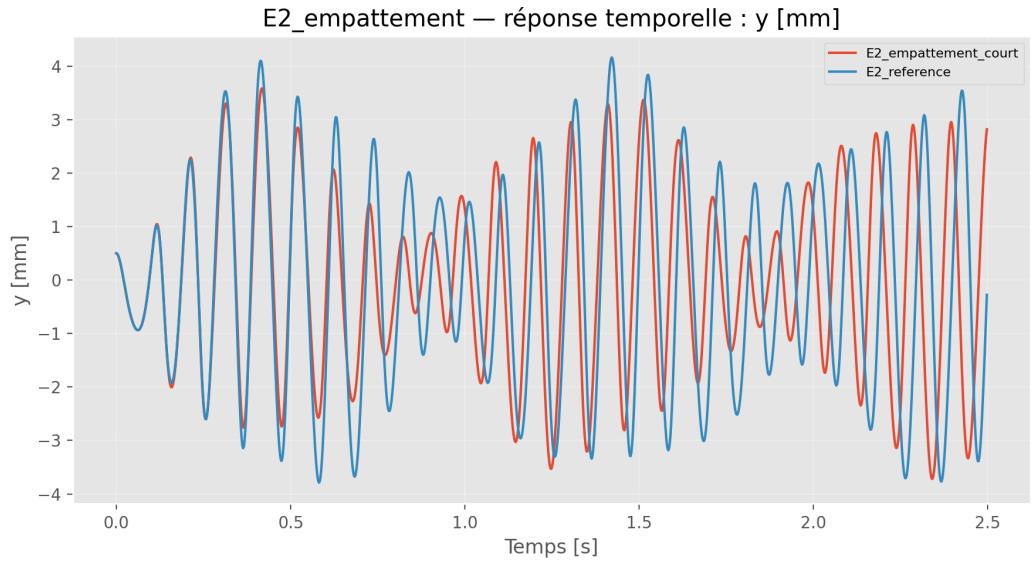


Figure A.27 – Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de l'empattement.

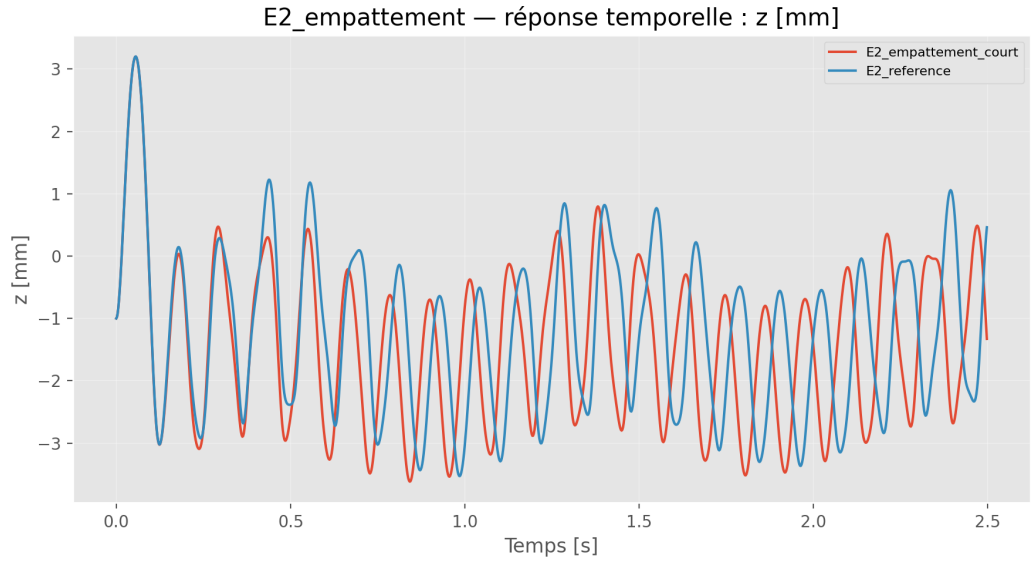


Figure A.28 – Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de l'empattement.

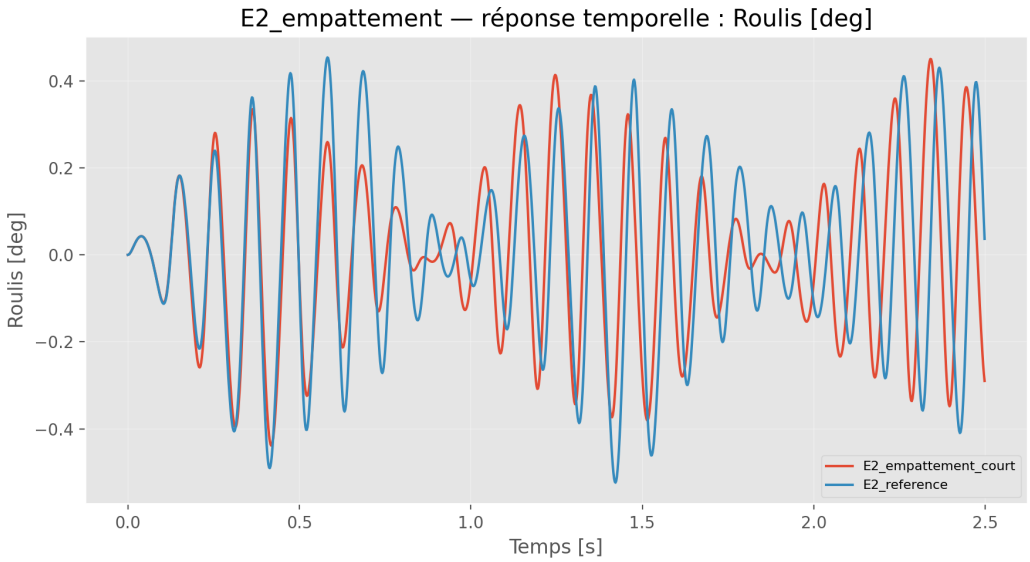


Figure A.29 – Réponse temporelle du roulis pour l'étude de l'empattement.

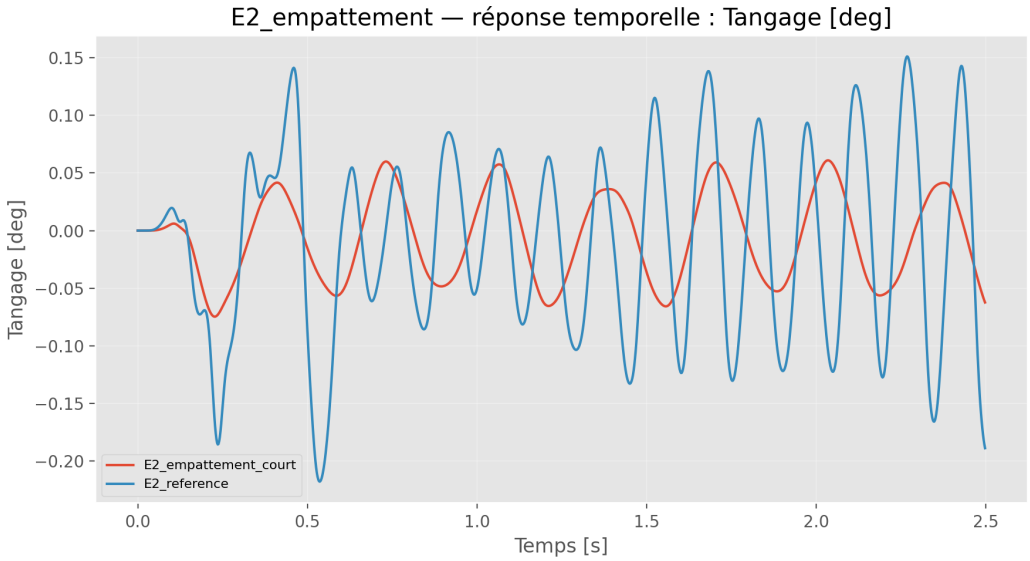


Figure A.30 – Réponse temporelle du tangage pour l'étude de l'empattement.

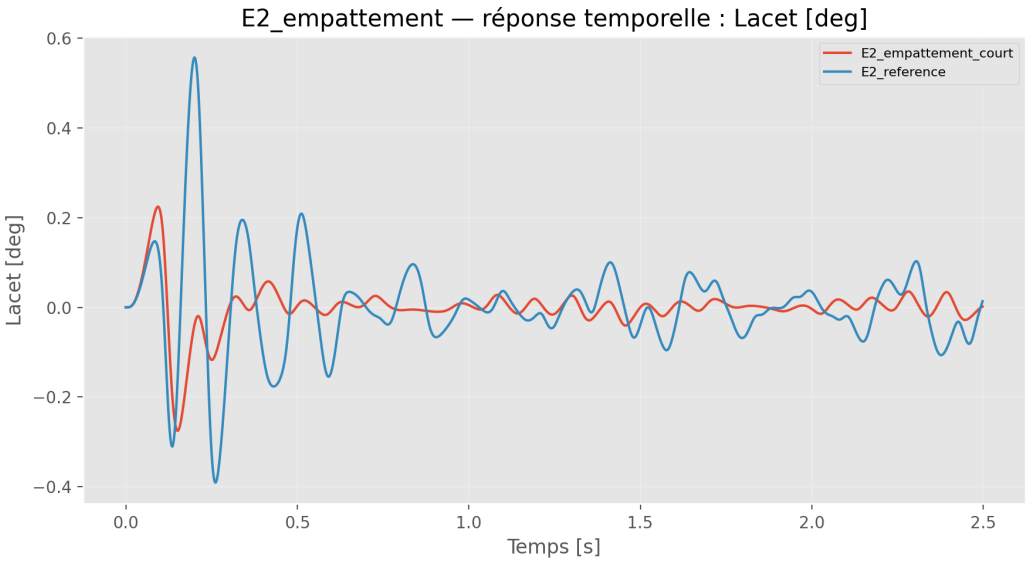


Figure A.31 – Réponse temporelle du lacet pour l'étude de l'empattement.

A.5 Annexe – Longueur du châssis

Cette annexe regroupe les figures complémentaires associées à l'étude de l'influence de la longueur du châssis.

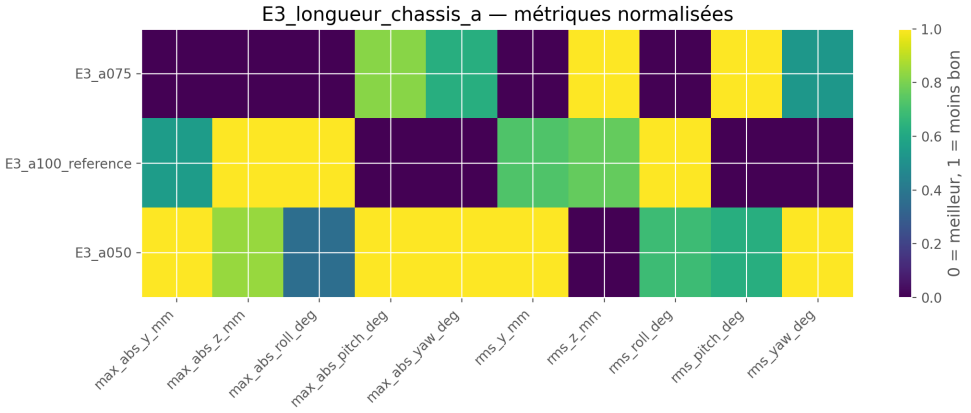


Figure A.32 – Carte normalisée des métriques pour l'étude de la longueur du châssis.

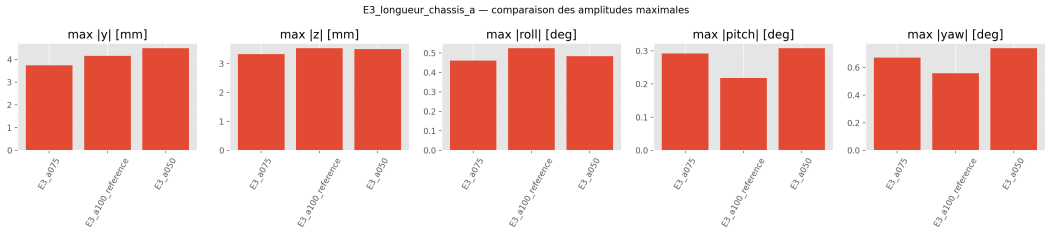


Figure A.33 – Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la longueur du châssis.

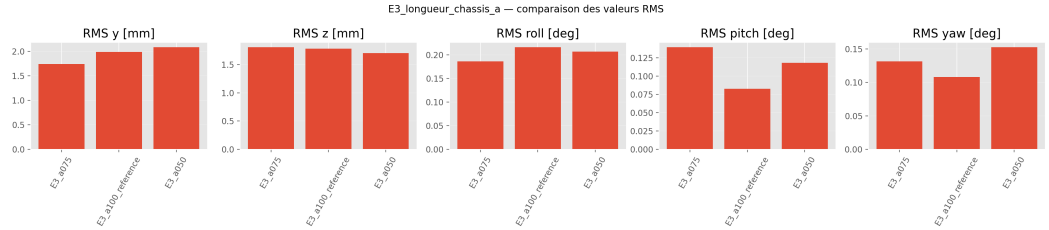


Figure A.34 – Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la longueur du châssis.

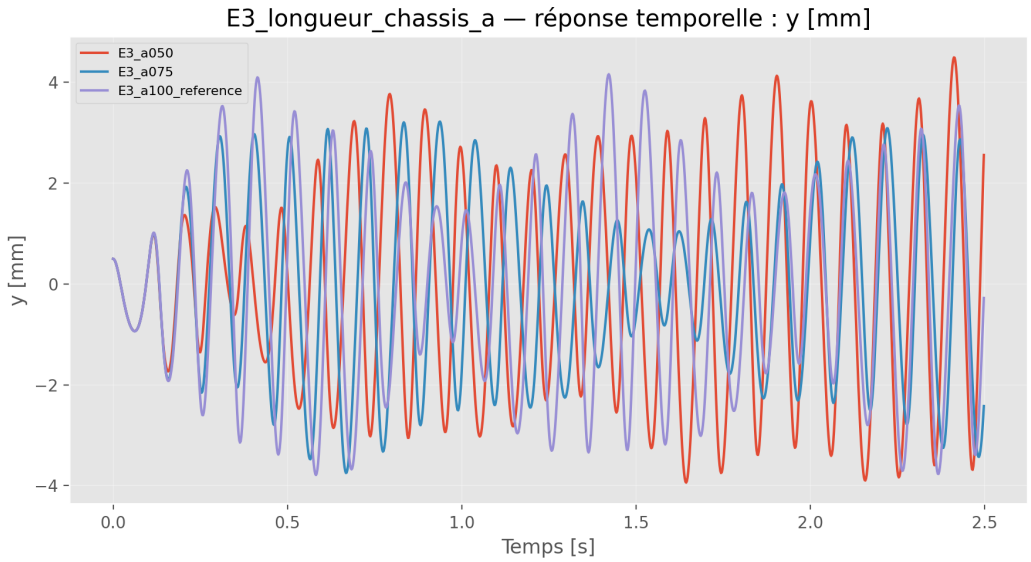


Figure A.35 – Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la longueur du châssis.

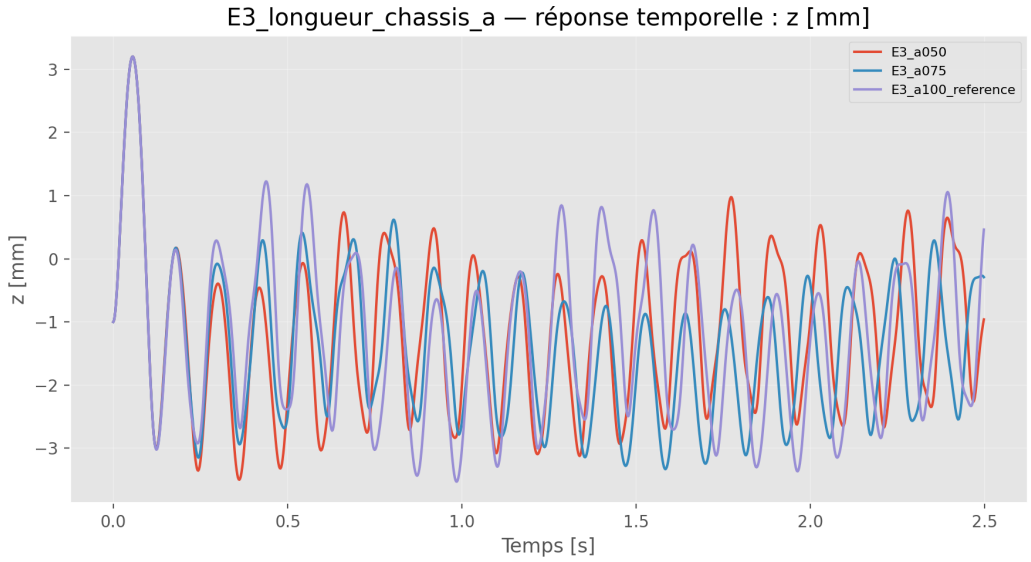


Figure A.36 – Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la longueur du châssis.

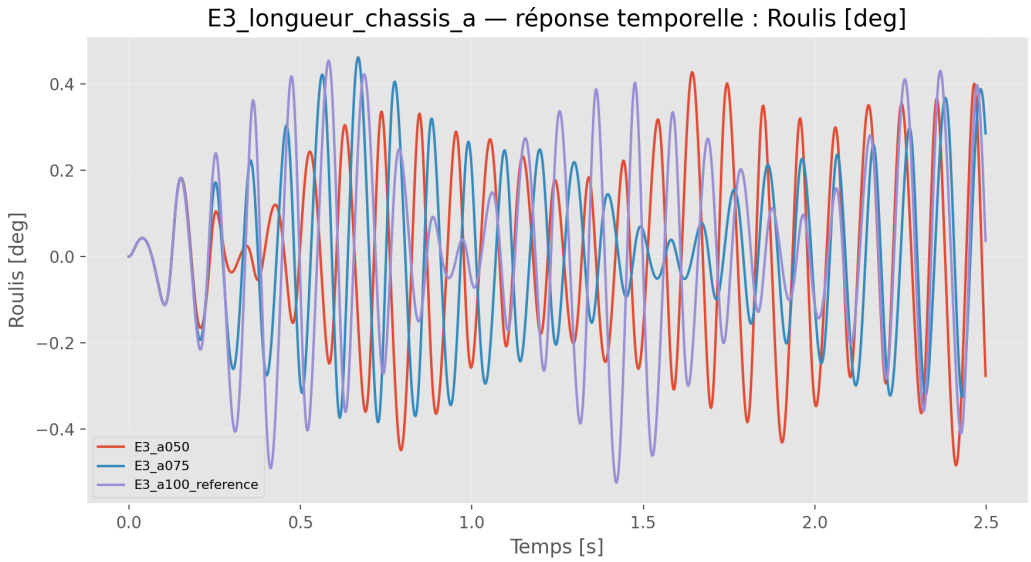


Figure A.37 – Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la longueur du châssis.

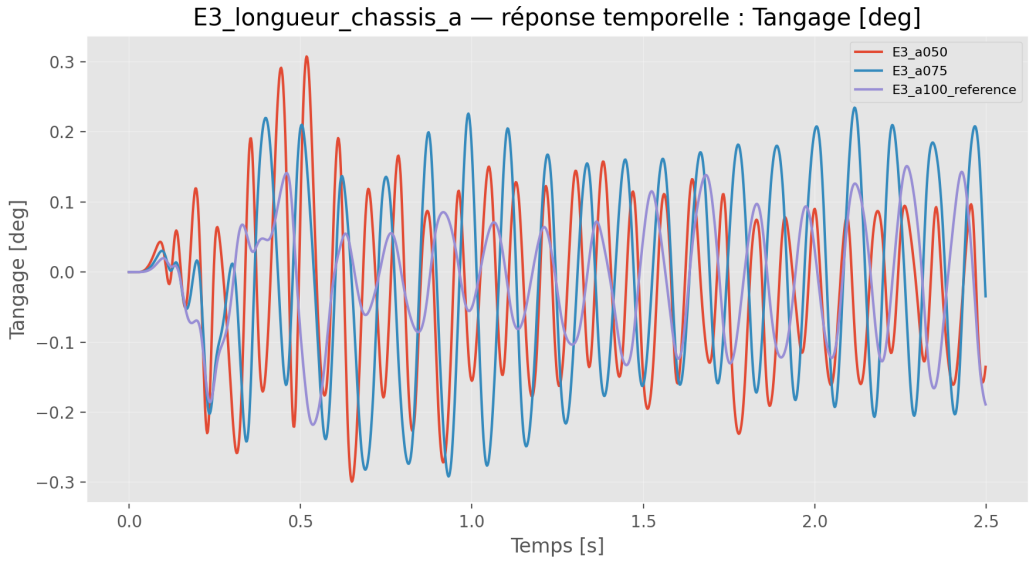


Figure A.38 – Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la longueur du châssis.

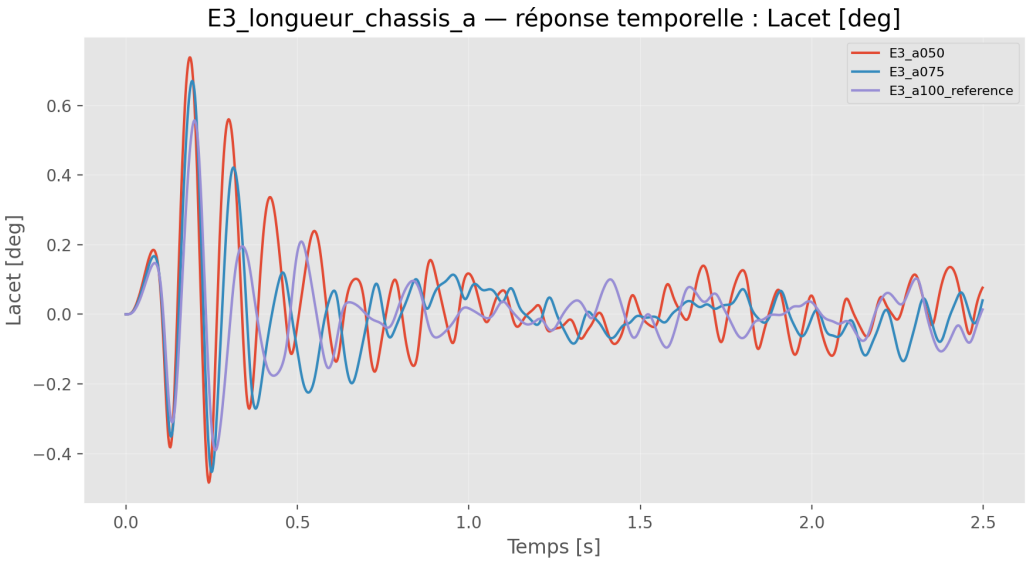


Figure A.39 – Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la longueur du châssis.

A.6 Annexe – Largeur du châssis

Cette annexe regroupe les figures complémentaires associées à l'étude de l'influence de la largeur du châssis.

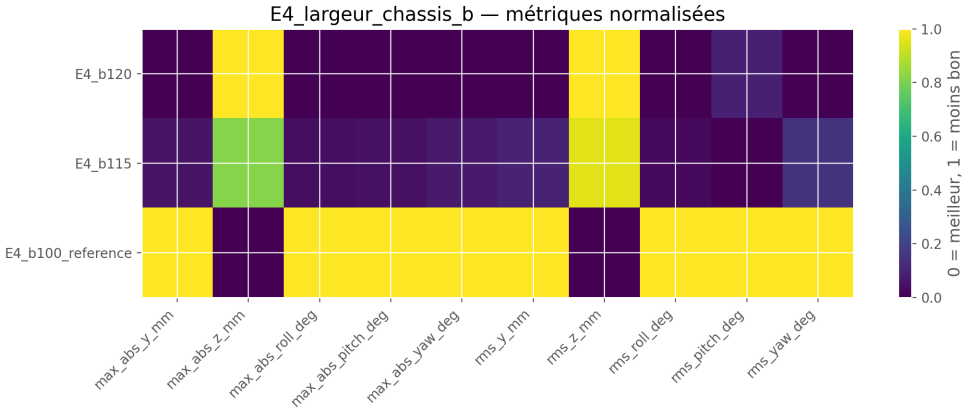


Figure A.40 – Carte normalisée des métriques pour l'étude de la largeur du châssis.

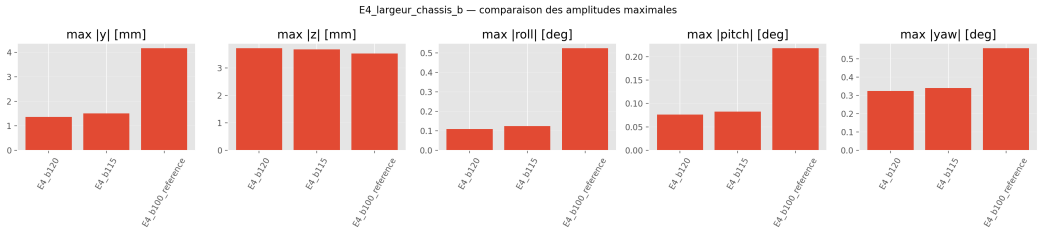


Figure A.41 – Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la largeur du châssis.

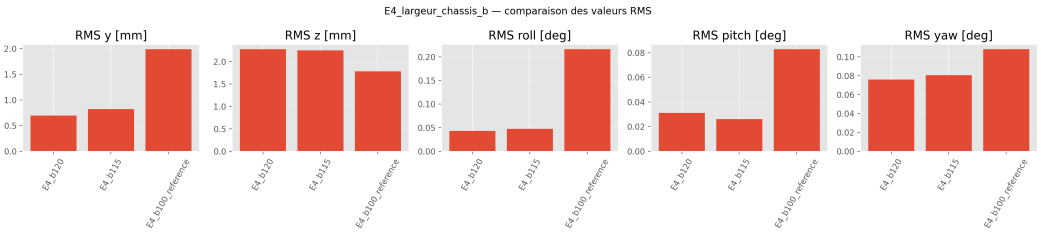


Figure A.42 – Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la largeur du châssis.

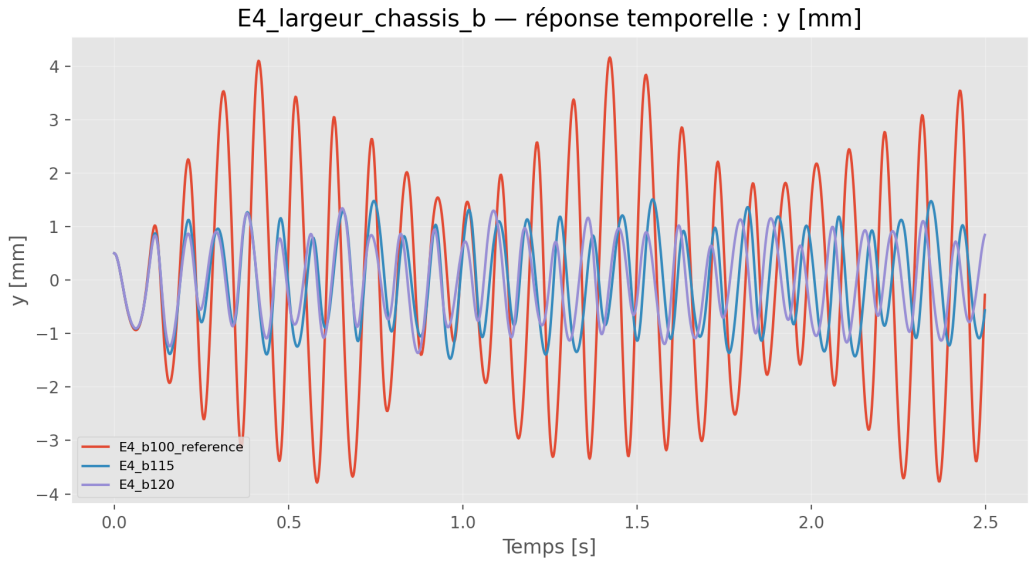


Figure A.43 – Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la largeur du châssis.

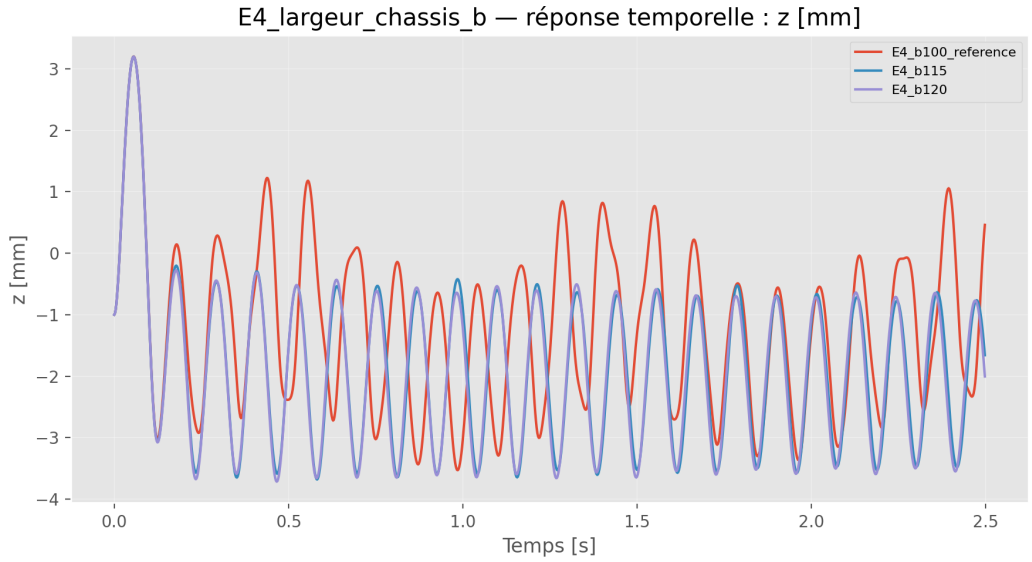


Figure A.44 – Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la largeur du châssis.

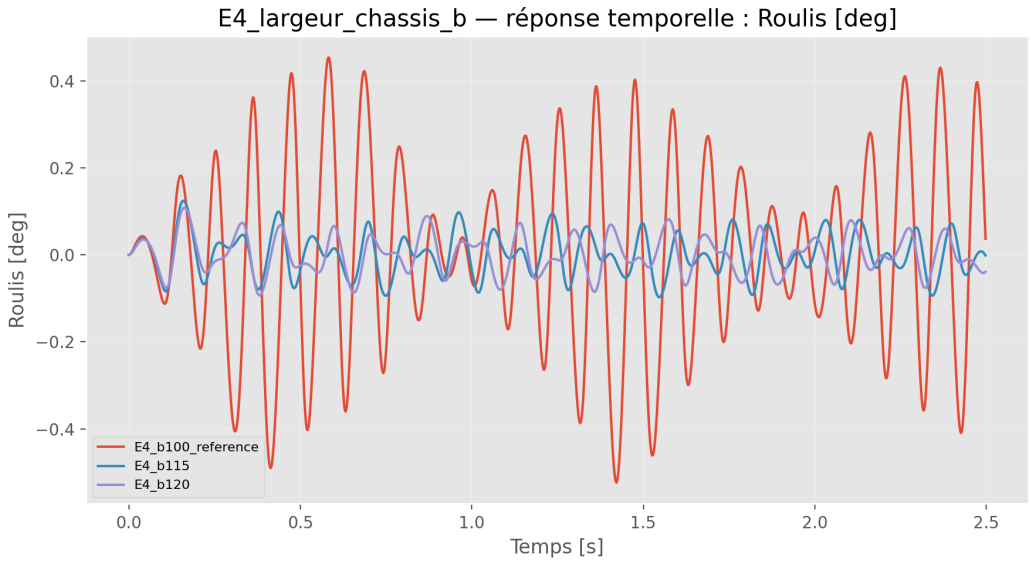


Figure A.45 – Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la largeur du châssis.

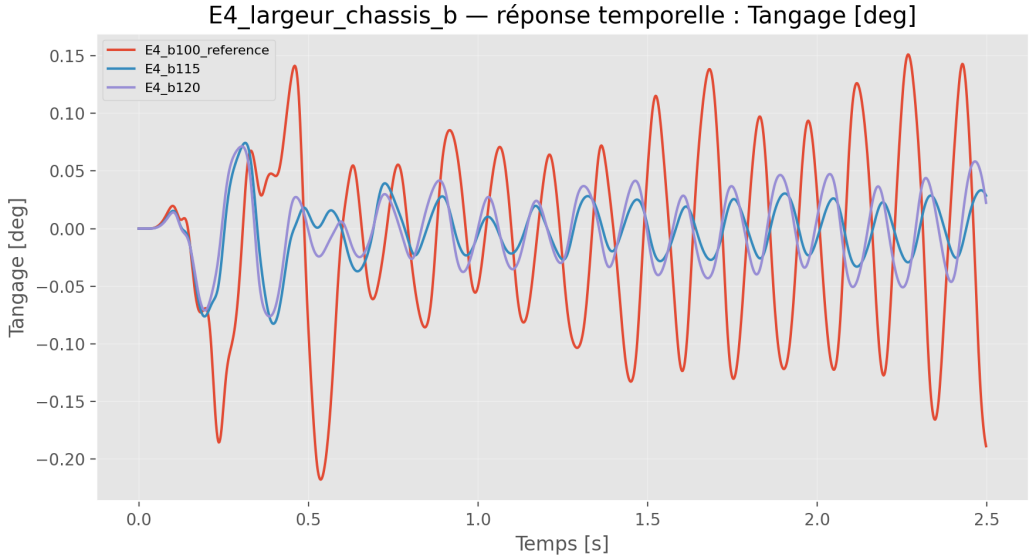


Figure A.46 – Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la largeur du châssis.

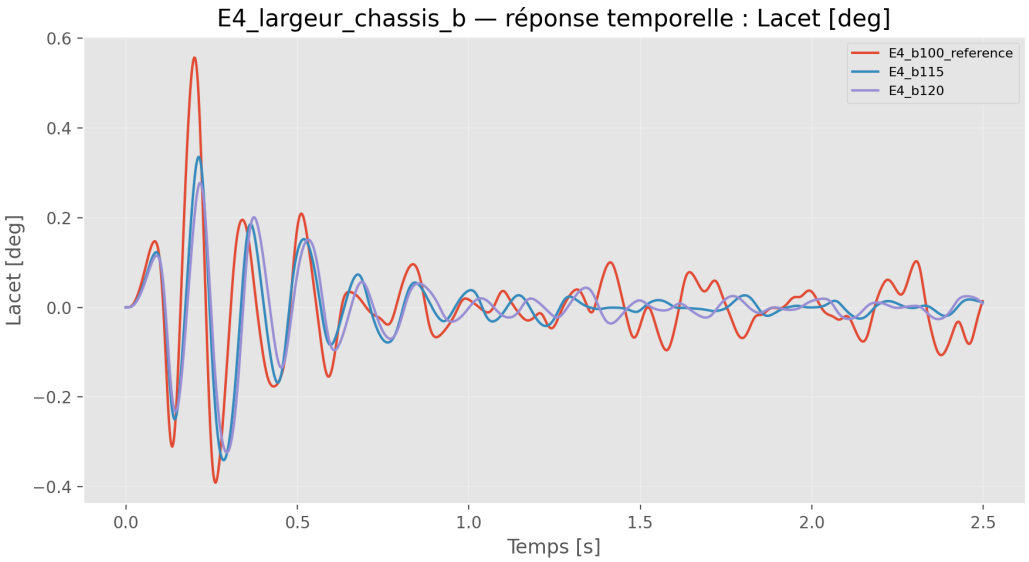


Figure A.47 – Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la largeur du châssis.

A.7 Annexe – Position verticale des roues

Cette annexe regroupe les figures complémentaires associées à l'étude de l'influence de la position verticale des roues.

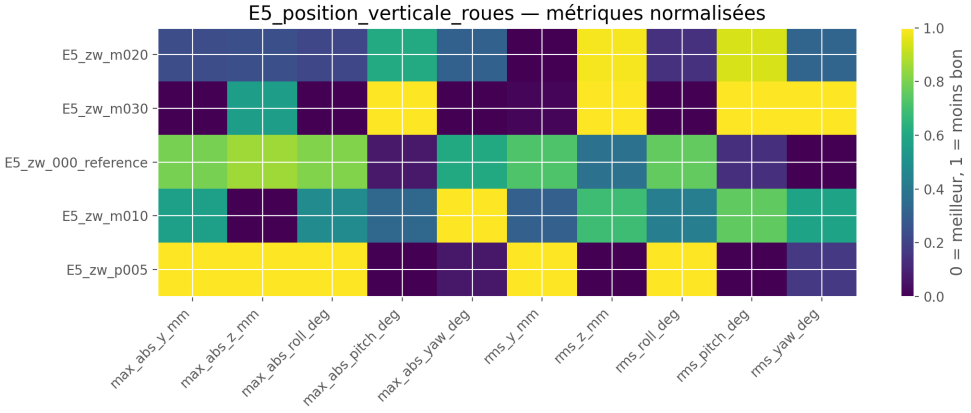


Figure A.48 – Carte normalisée des métriques pour l'étude de la position verticale des roues.

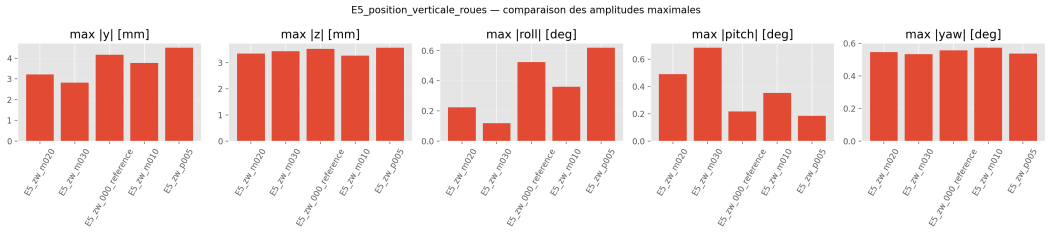


Figure A.49 – Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de la position verticale des roues.

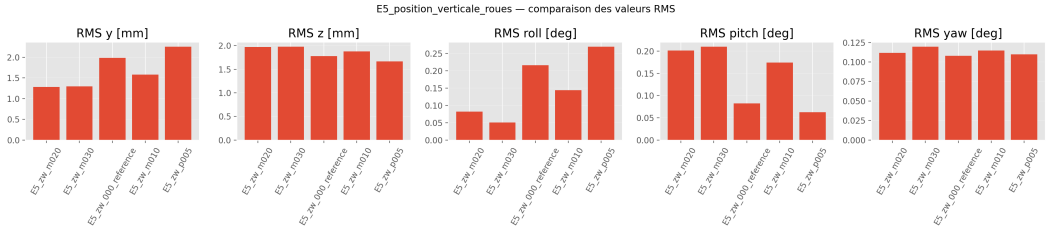


Figure A.50 – Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de la position verticale des roues.

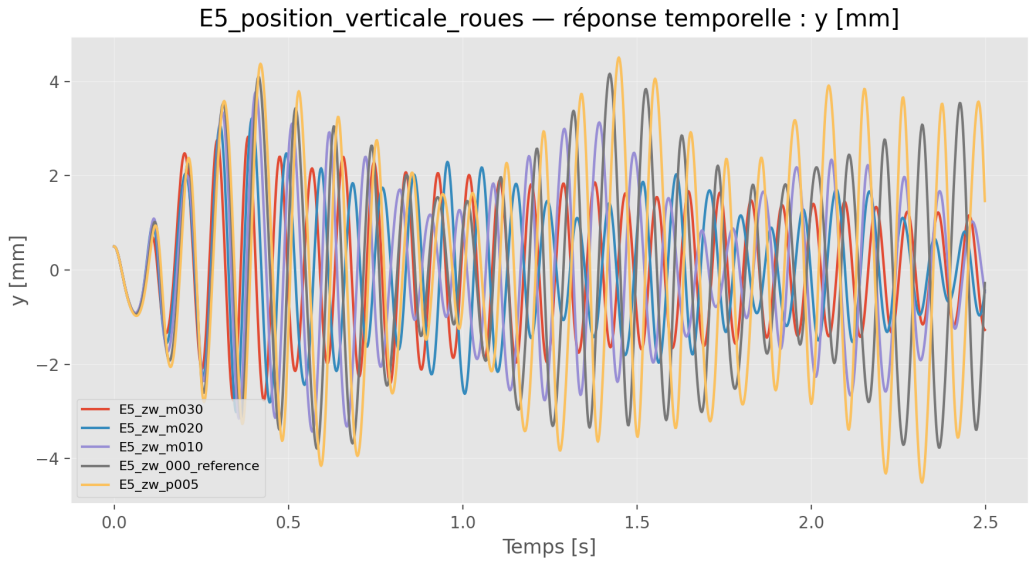


Figure A.51 – Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de la position verticale des roues.

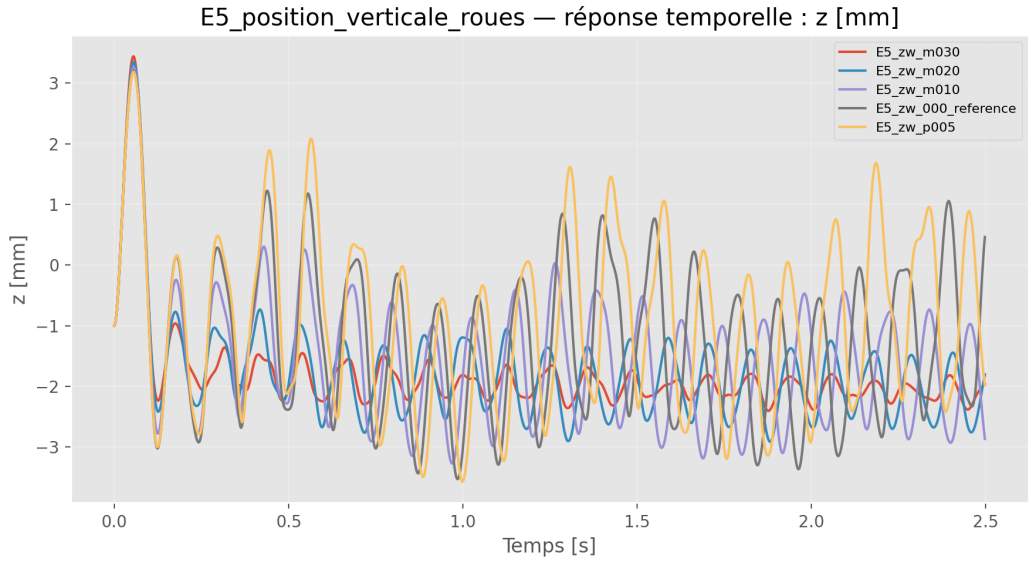


Figure A.52 – Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de la position verticale des roues.

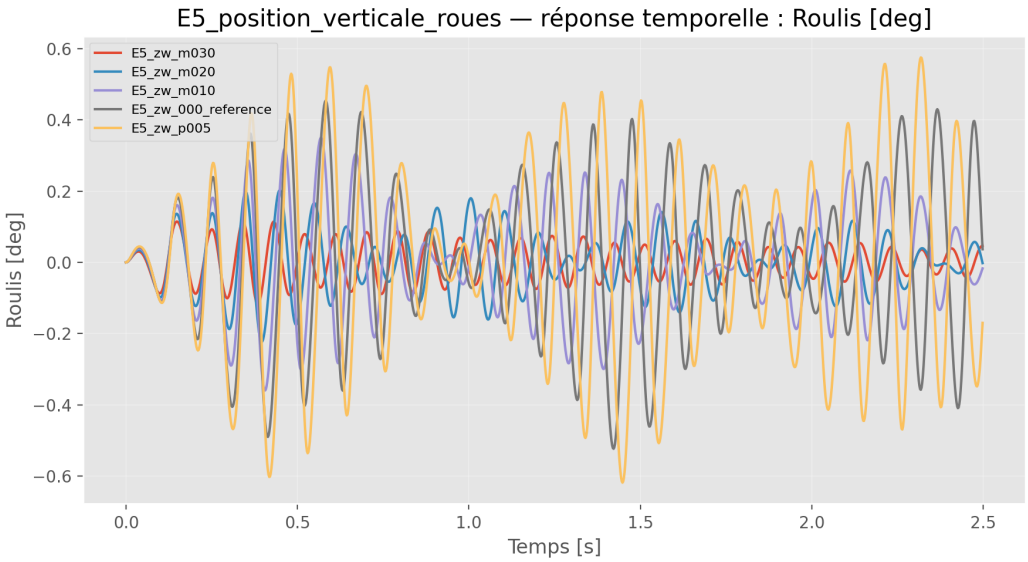


Figure A.53 – Réponse temporelle du roulis pour l'étude de la position verticale des roues.

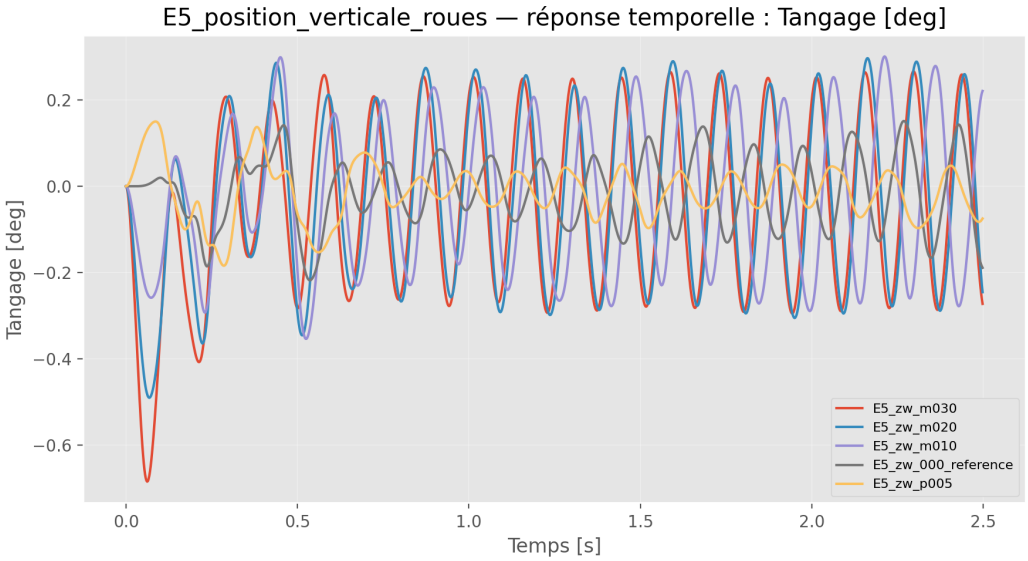


Figure A.54 – Réponse temporelle du tangage pour l'étude de la position verticale des roues.

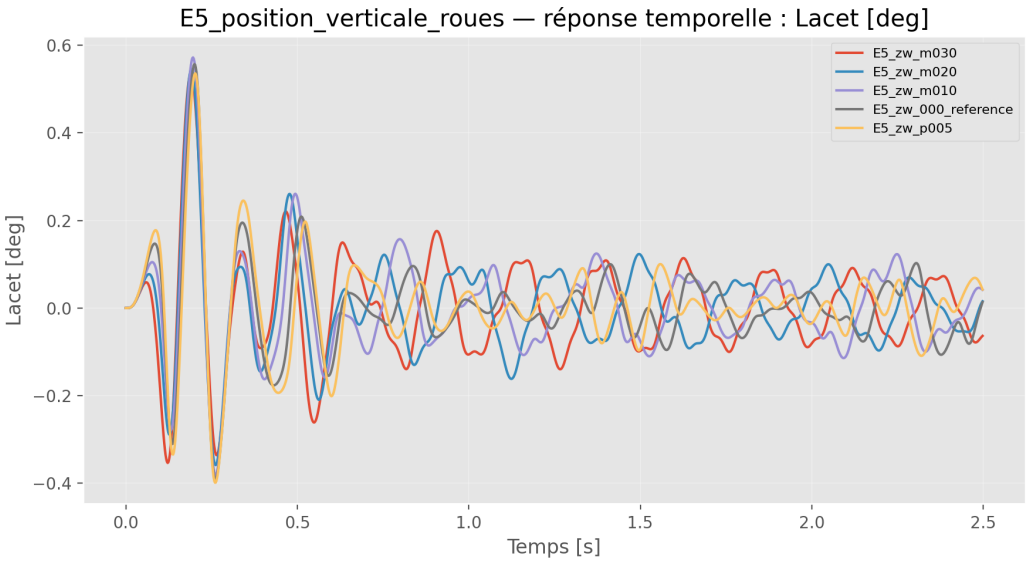


Figure A.55 – Réponse temporelle du lacet pour l'étude de la position verticale des roues.

A.8 Annexe – Épaisseur du châssis

Cette annexe regroupe les figures complémentaires associées à l'étude de l'influence de l'épaisseur du châssis.

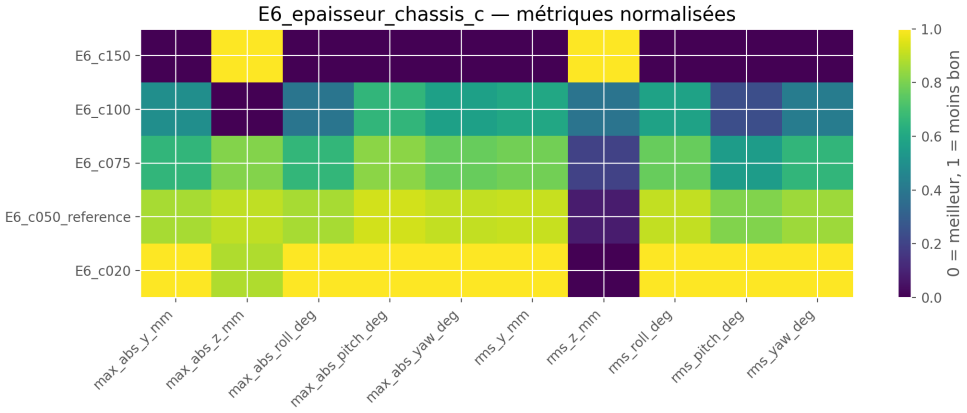


Figure A.56 – Carte normalisée des métriques pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

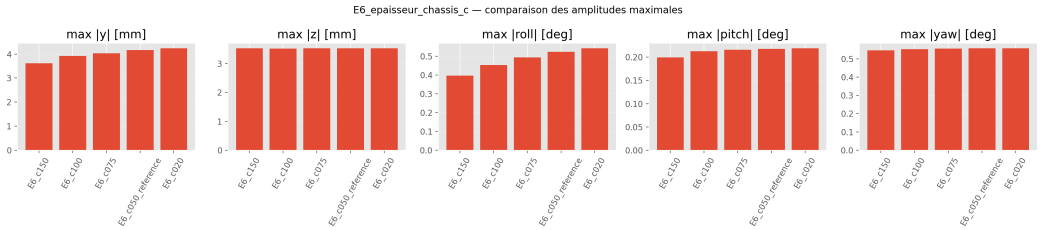


Figure A.57 – Comparaison des amplitudes maximales pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

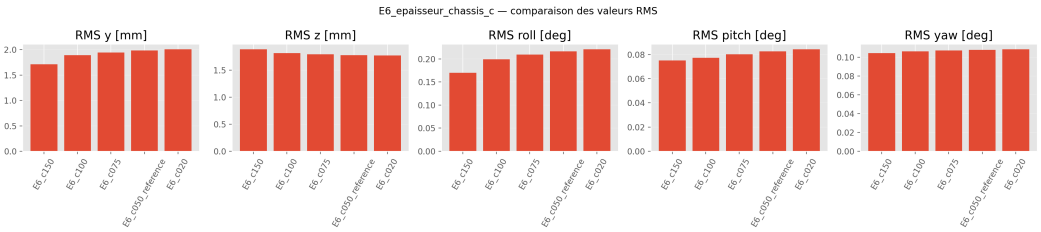


Figure A.58 – Comparaison des valeurs RMS pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

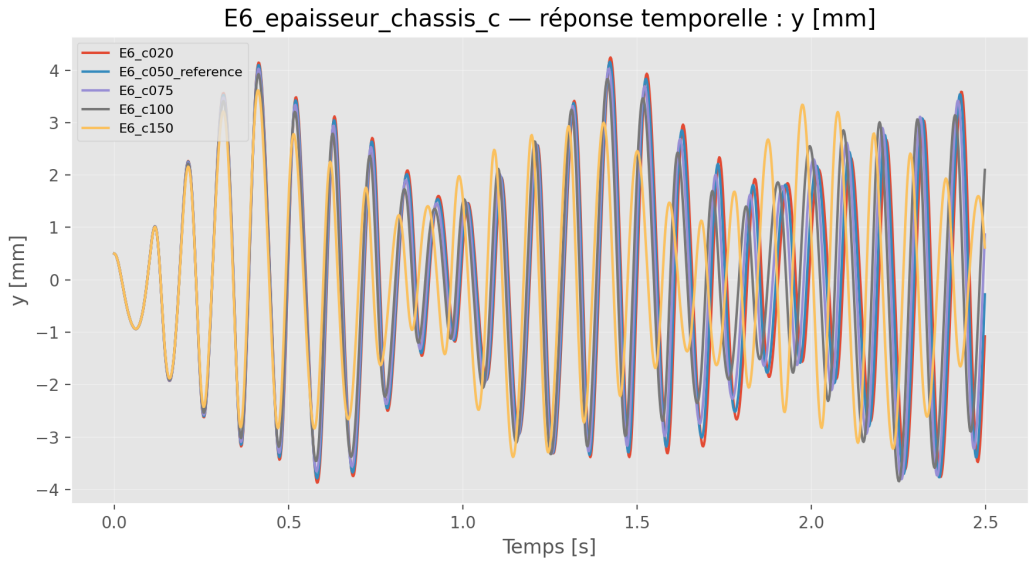


Figure A.59 – Réponse temporelle du déplacement latéral pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

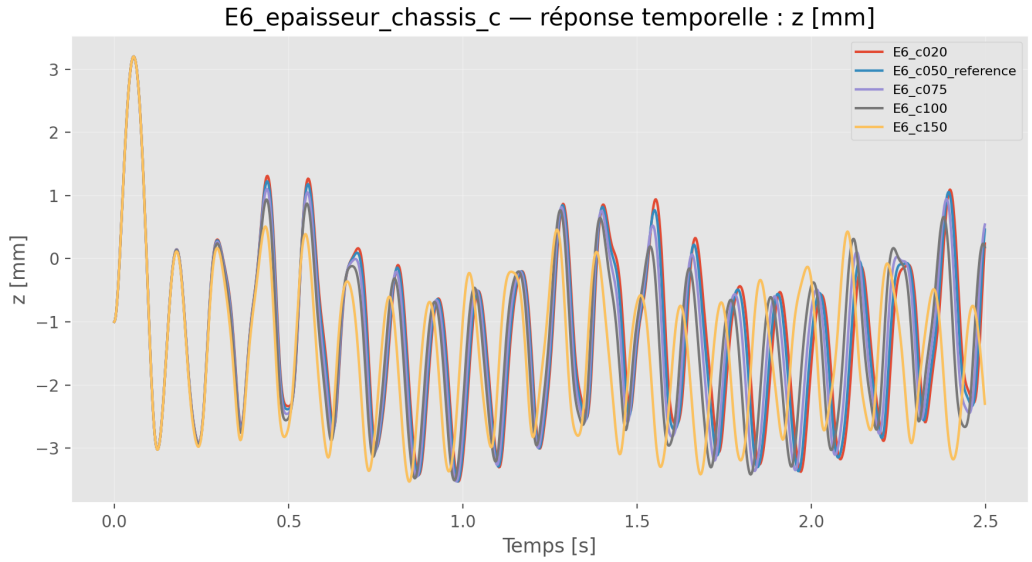


Figure A.60 – Réponse temporelle du déplacement vertical pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

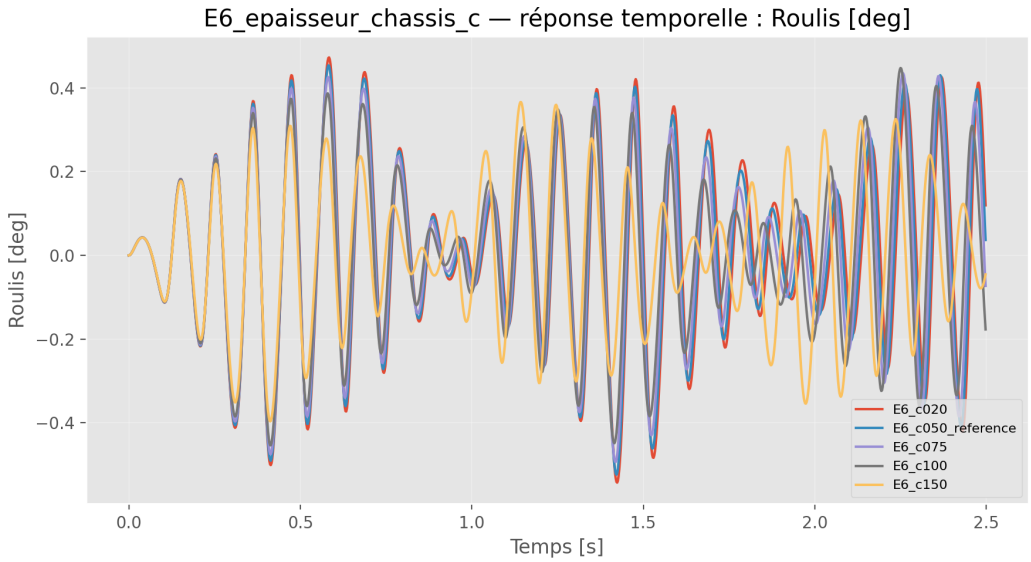


Figure A.61 – Réponse temporelle du roulis pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

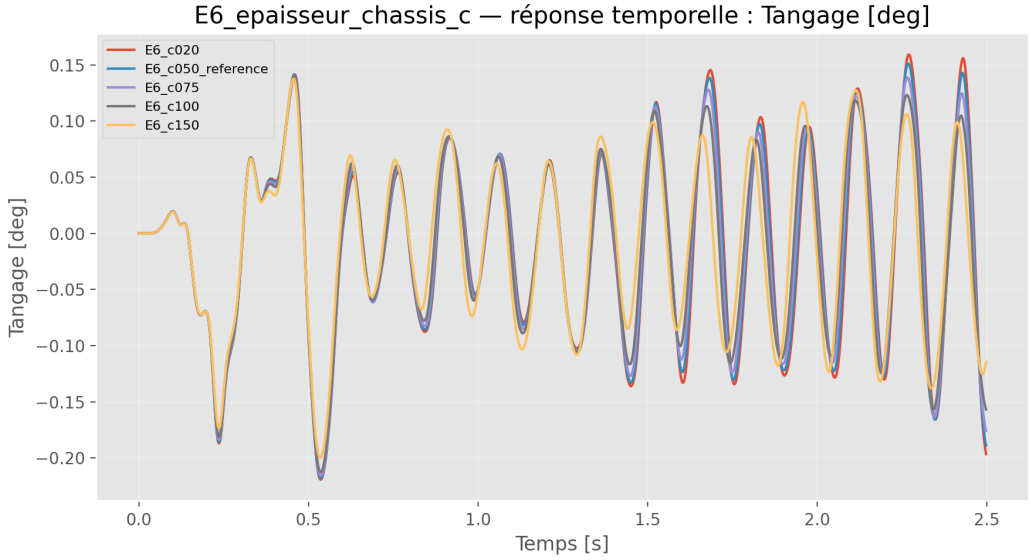


Figure A.62 – Réponse temporelle du tangage pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

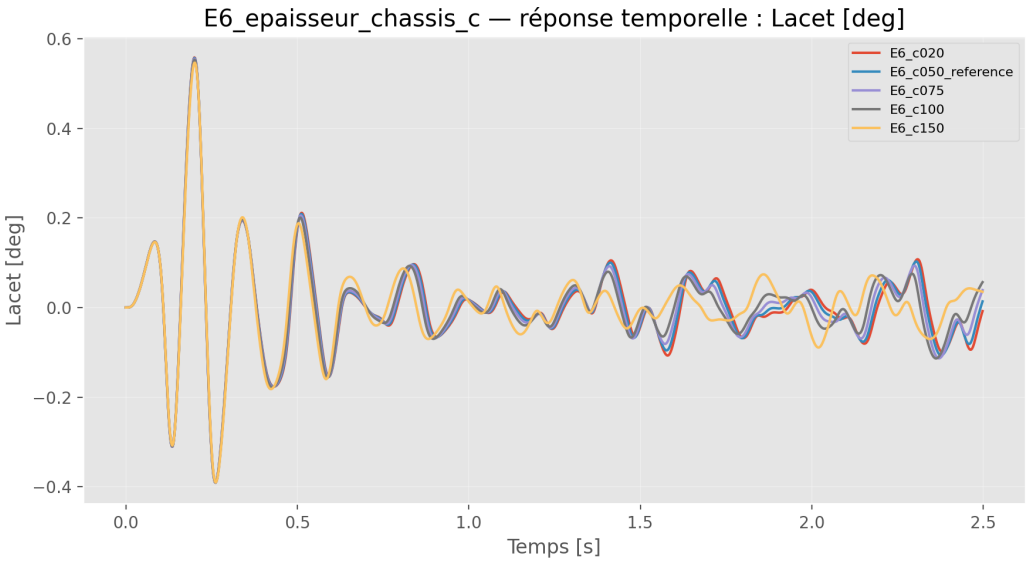


Figure A.63 – Réponse temporelle du lacet pour l'étude de l'épaisseur du châssis.

Annexes relatives au chapitre 5 – Aperçu global et méthodologie

A.9 Cahier des charges

Main Functions (MF)

- **MF1 V :** Le véhicule produit du lift (assure un safe hovering), de la propulsion, et du guidage par contrôle actif des vitesses des roues hélicoïdales.
- **MF2 V :** Les configurations du véhicule doivent être modulables.
- **MF3 B :** Possibilité de libérer ou contraindre des DDL.
- **MF4 B :** Le système doit permettre la mesure en temps réel de la position du véhicule et des forces agissant sur celui-ci.

Functional Requirements (FR)

- **FR1.1 V :** Le lift doit être supérieur ou égal au poids du véhicule pour un entrefer donné.
- **FR1.2 V :** La force de propulsion doit être suffisante pour atteindre une accélération/décélération de ... m/s^2 et une vitesse de ... m/s.
- **FR1.3 V :** La raideur de guidage du véhicule doit être d'au moins ... % de la force pour un déplacement de ... % de l'entrefer.
- **FR1.4 V :** Le véhicule doit présenter un amortissement équivalent minimal de ... $N \cdot s/m$ dans la bande de fréquence ...–... Hz, garantissant que tous les modes propres du système sont amortis.
- **FR2.1 V :** Le nombre de roues doit être de maximum 8.
- **FR2.2 V :** Les roues peuvent être interchangées et déplacées sur le châssis en X sur toute la longueur du véhicule, en Y de maximum ... % de l'entrefer et en Z de ... % de l'entrefer.
- **FR2.3 V :** Le centre de gravité doit être déplaçable en X de maximum ... %, en Y de ... % et en Z de ... % de l'entrefer.
- **FR2.4 V :** Le poids total du véhicule peut être augmenté de ... % de la masse totale des roues et des moteurs pour déplacer le centre de gravité.
- **FR2.5 V :** Les modifications de configuration du véhicule doivent être effectuées à l'arrêt, entre deux essais successifs.
- **FR3.1 B :** Le banc doit permettre de tester différents DDL et donc de les libérer.
- **FR3.2 B :** Le couplage entre les degrés de liberté contraints et les degrés de liberté libres doit rester inférieur à ... %.

— **FR3.3 B :** Le système de liaison entre le véhicule et le banc d'essai doit permettre de bloquer ou libérer indépendamment chaque degré de liberté en fonction du type d'essai.

— **FR3.4 B :** Lorsqu'un degré de liberté est bloqué, la rigidité du système de liaison doit être suffisante pour que les déplacements parasites restent inférieurs à ... % de l'entrefer nominal.

— **FR3.5 B :** Le système de liaison doit être facilement démontable et reconfigurable entre deux essais.

— **FR4.1 B :** Les capteurs de position du banc d'essai doivent permettre de valider les mesures fournies par les capteurs embarqués sur le véhicule.

Constraints (CF)

— **CF1 V :** Dimensions limitées.

— **CF2 V :** Poids limité.

— **CF3 B :** Facilité de montage et démontage.

— **CF4 V/B :** Sécurité et fiabilité.

— **CF5 B :** Alimentation du véhicule ou du banc.

— **CF6 V :** Les dimensions et les caractéristiques des roues sont imposées.

— **CF7 V/B :** Rigidité du châssis et des rails.

— **CF8 V/B :** Les matériaux du châssis, des rails et des moteurs.

Constraints Requirements (CR)

— **CR1.1 V :** Le véhicule et les rails doivent entrer dans un parallélépipède de ...x...x... mm.

— **CR1.2 V :** Les roues et moteurs doivent être suffisamment espacés pour empêcher une synchronisation. Un blindage peut être envisagé.

— **CR2.1 V :** Le poids du véhicule doit être inférieur à la force de lift produite par les roues pour une plage de vitesse de rotation et d'entrefer donné.

— **CR3.1 B :** Les éléments de fixation doivent être faciles d'accès.

— **CR3.2 B :** Les positions des éléments doivent répondre à des tolérances faibles.

— **CR4.1 B :** La température du rail et des éléments du véhicule doit être maintenue sous un seuil permettant un fonctionnement optimal.

— **CR4.2 B :** Le véhicule et le banc doivent répondre aux normes de sécurité.

— **CR4.3 B :** Le banc doit posséder un bouton poussoir d'arrêt d'urgence.

— **CR4.4 B :** Protection des éléments en cas de collisions : butées, fins de course, manchons, etc.

— **CR4.5 B :** Le système doit permettre un arrêt sûr en cas de coupure d'alimentation.

— **CR4.6 B :** Le champ magnétique maximum sur les capteurs et l'électronique ne doit pas dépasser ... mT.

— **CR5.1 B :** Le véhicule doit être compatible avec les sorties électriques du laboratoire.

— **CR5.2 B :** La puissance maximale du véhicule doit être supportée par l'installation électrique du laboratoire.

— **CR6.1 V :** La masse de chaque moteur ne doit pas dépasser ...% du poids de la roue, afin de limiter la charge totale sur le châssis et de garantir un rapport lift/poids $\geq$ ....

— **CR6.2 B :** Le diamètre intérieur du rail doit être compris entre ... et ... pour permettre un entrefer moyen compris entre ... et ... % du diamètre de la roue.

— **CR6.3 V :** Le nombre total de roues doit permettre une force de lift totale suffisante.

— **CR6.4 V :** Les vitesses de rotation minimales et maximales des roues doivent être de ... tr/min.

— **CR6.5 B :** La longueur et la largeur des rails doivent être de L = ... mm pour accueillir les roues et le véhicule.

— **CR6.6 B :** L'épaisseur du rail doit être de ... mm.

— **CR7.1 V :** Une flexion maximale de ...% de la longueur des poutres du châssis.

— **CR7.2 V :** Un angle de torsion maximal normalisé par la longueur de la poutre du châssis de ... deg.

— **CR7.3 B :** Une flexion maximale de ...% de la longueur des rails.

— **CR7.4 B :** Un angle de torsion maximal normalisé par la longueur des rails de ... deg.

— **CR8.1 V :** La perméabilité magnétique relative μ_r des matériaux du châssis doit être $\leq$ ....

— **CR8.2 B :** La perméabilité magnétique du matériau du rail doit être $\geq$ ... H/m.

— **CR8.3 V/B :** Les vis et éléments de fixation doivent être non magnétiques.

A.10 Graphe fonctionnel

Pour formaliser ces exigences, un graphe fonctionnel a été réalisé afin de mettre en évidence les fonctions de service. Cette analyse a ensuite abouti à la construction d'un tableau morphologique, servant d'outil d'exploration pour les solutions technologiques.

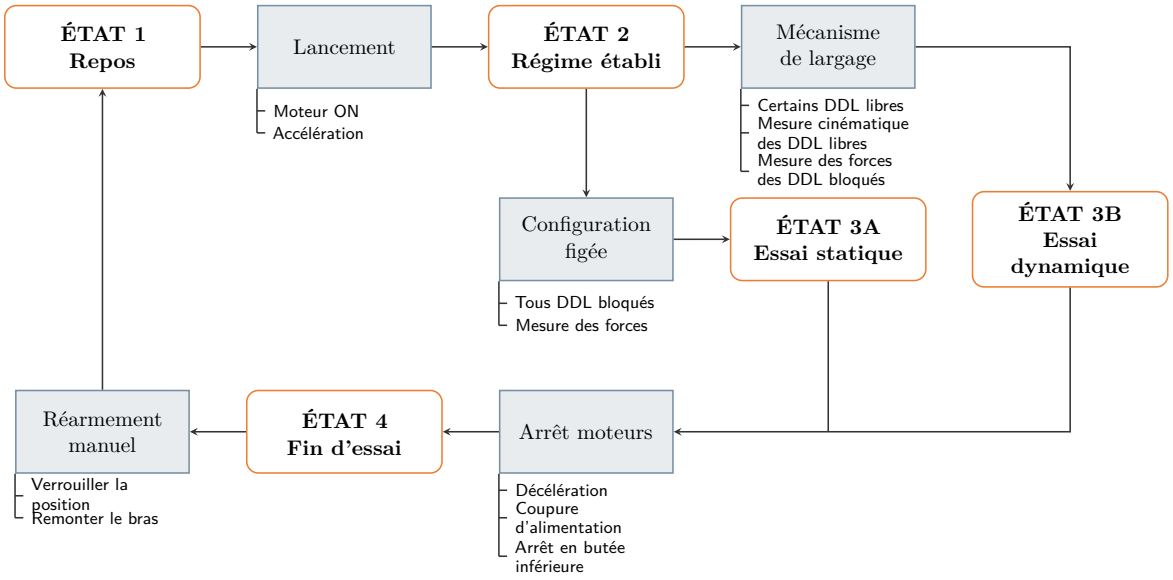


Figure A.64 – Diagramme fonctionnel du banc pour un protocole d'essai.

La Figure A.64 illustre la séquence opérationnelle du banc via un diagramme d'états-transitions. Le cycle débute par un état de repos (État 1) où le bras est verrouillé en position haute. La mise en route du système permet d'atteindre le régime établi (État 2). À partir de ce point, deux configurations de test sont possibles :

— L'essai statique (État 3A), où l'ensemble des DDL est figé afin de mesurer les forces générés par la roue.

— L'essai dynamique (État 3B), initié par un mécanisme de largage libérant les DDL libres, permettant ainsi le déplacement du système et la mesure des efforts sur les axes bloqués et les vitesses et accélérations sur les autres.

Une fois les mesures terminée, le système passe par une phase de décélération menant à la fin d'essai (État 4), avant le réarmement manuel du banc pour le test suivant.

Annexes relatives au chapitre 6 – Structure et architecture du banc d'essai

A.11 Concepts variants du support de rail

Concepts variants

Concept 1 : Architecture à rail pivotants et goupille Ce premier concept repose sur une structure encadrante. Il est constitué de deux pieds fixes positionnés aux extrémités du rail, intégrant une liaison pivot. Une pièce intermédiaire, rendue solidaire du rail, vient pivoter sur cet axe. Le verrouillage de l'angle de rotation du rail s'effectue au moyen d'une goupille de fixation.

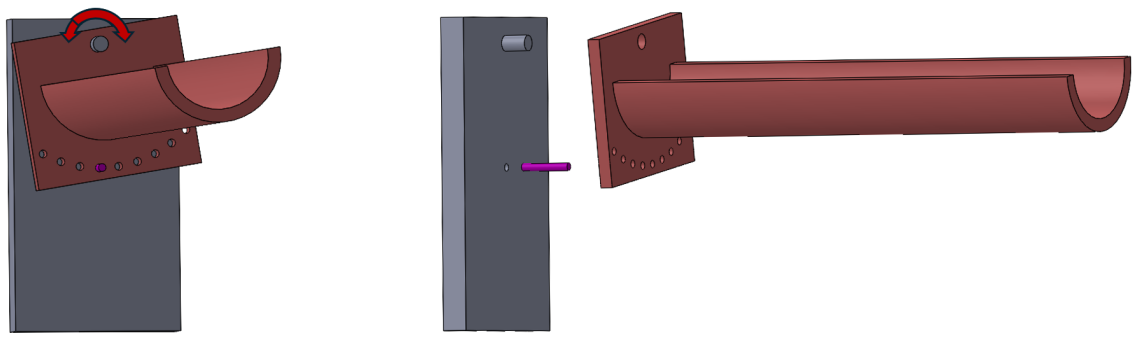


Figure A.65 – Rail pivotant et goupille

Tableau A.1 – Avantages et inconvénients de la solution retenue

Catégorie	Critère	Description
Avantages	Simplicité et robustesse	La solution présente une conception mécanique simple et robuste grâce au faible nombre de pièces.
	Facilité d'utilisation et précision	La mise en œuvre est intuitive. Le réglage de l'angle par goupille est rapide et précis.
Inconvénients	Modularité restreinte	Tout changement de géométrie du rail nécessite le remplacement de la pièce mobile.
	Obstruction de la trajectoire	La conception aux extrémités crée un encombrement qui obstrue partiellement le rail, limitant les emplacements possibles des pieds.
	Résolution angulaire limitée	Le réglage par goupille impose des positions angulaires discrètes, offrant moins de choix d'orientation qu'un système continu.

Concept 2 : Architecture à pied avec fixation par gorge Ce second concept adopte une approche par ancrage inférieur. Un pied support avec un guide cylindrique vient se visser directement dans une gorge aménagée dans le rail. Une vis de réglage située sur le pied permet d'augmenter la variation d'orientation du rail de manière continue. Le mécanisme est dimensionné pour pouvoir atteindre l'angle d'ouverture minimal requis de 180°.

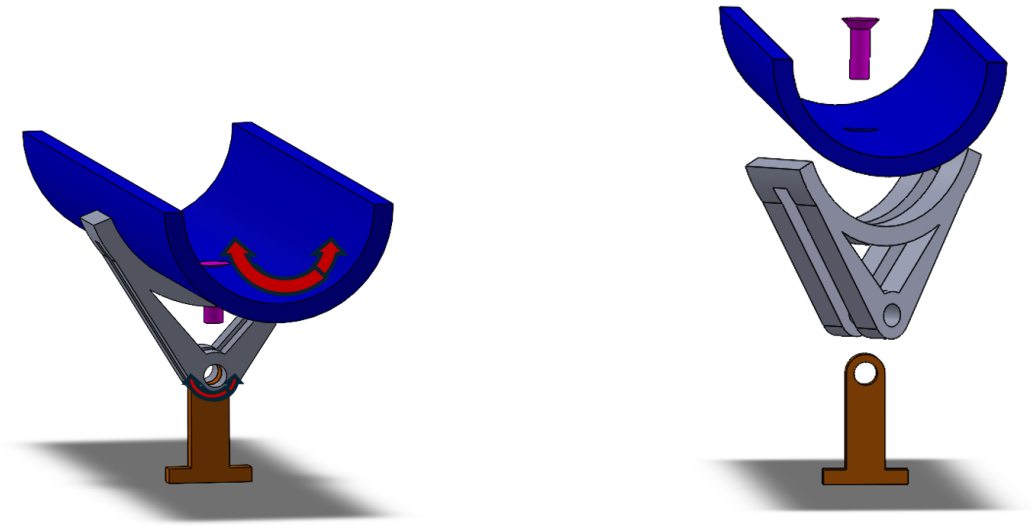


Figure A.66 – Pied avec fixation par gorge

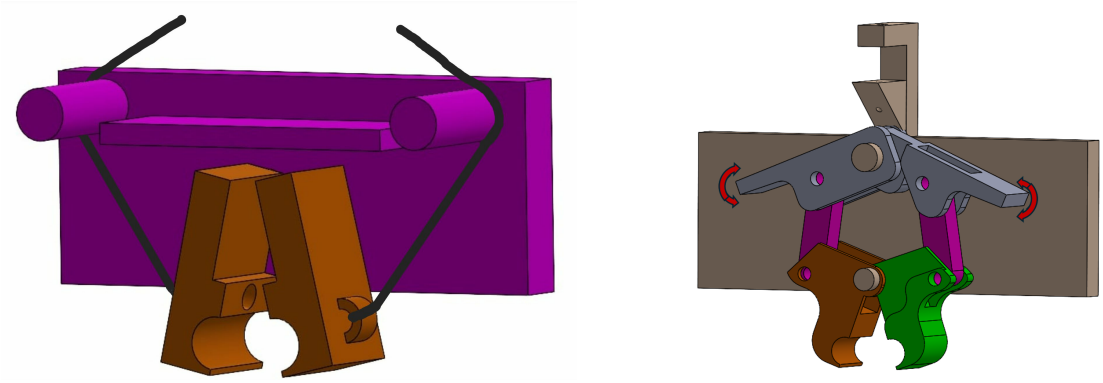
Tableau A.2 – Avantages et inconvénients de la solution modulaire

Catégorie	Critère	Description
Avantages	Haute modularité	Le système permet de conserver la même interface de fixation pour des rails possédant un diamètre identique mais des angles d'ouverture différents.
	Trajectoire libre	L'ancrage s'effectuant par le dessous, le support n'obstrue jamais la zone de roulement.
	Précision angulaire	Le réglage par vis permet de couvrir une plus grande plage d'angles de rotation.
Inconvénients	Adaptabilité partielle	Un changement de diamètre du rail impose le remplacement de pièces d'adaptation.
	Discontinuité structurelle	L'usinage d'une gorge de fixation altère la topologie du rail, créant une discontinuité locale dans la matière.
	Complexité et fragilité	L'augmentation du nombre de pièces et le type de liaison rendent le réglage plus lent et plus complexe.

A.12 Concept variant du mécanisme de largage

Design Le développement de ce mécanisme a fait l'objet d'une démarche itérative visant à minimiser la complexité mécanique du largage.

Rejet de l'approche mécanique (Mâchoires) Les premières itérations reposaient sur un système mécanique à deux mâchoires. Cette solution a finalement été écartée en raison du jeu mécanique lié au nombre de pièces mobiles et du risque d'impulsion parasite provoquée par le frottement des mâchoires à l'ouverture.



(a) Mécanisme libérable avec câble **(b)** Mécanisme autobloquant

Figure A.67 – Comparaison des deux mécanismes de blocage étudiés

Solution retenue : Rétraction élastique et électroaimant Pour pallier ces problèmes, une solution simplifiée, a été développée. Plusieurs itérations ont été nécessaires pour trouver une géométrie correspondant aux objectifs. Le design final repose sur une pièce flexible imprimée en TPU (polyuréthane thermoplastique) munie d'un électroaimant à son extrémité.

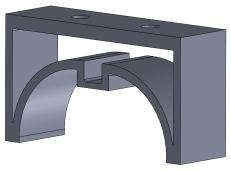


Figure A.68 – Concept de support magnétique pour la pièce flexible

Le fonctionnement s'opère en deux temps :

1. **Maintien :** L'électroaimant sous tension accroche le bras. La souplesse du TPU permet d'abaisser la roue jusqu'à une position comprise dans la course de la roue, accumulant ainsi de l'énergie de déformation élastique dans la pièce.

2. **Largage :** La coupure de l'alimentation de l'électroaimant libère le bras de façon totalement nette, sans aucun frottement mécanique. Simultanément, la pièce en TPU libère son énergie élastique et se rétracte vers le haut, dégageant l'espace nécessaire à la course libre du bras.

A.13 Validation FEM de la rigidité du pied

Validation des critères de modularité Les dimensions du pied fixe en aluminium et de la pièce mobile ont été choisies pour respecter les réglages demandés par le cahier des charges. Le système permet :

— un réglage fluide et continu de l'angle, avec un repérage tous les 5° ;

— le remplacement facile des pièces imprimées en 3D afin de s'adapter aux différentes géométries de rails.

Validation numérique de la rigidité des supports Ce dimensionnement a été validé par simulation numérique. Les essais de rigidité montrent que le support ne présente pas de déformation élastique gênante sous les charges maximales. Les paramètres de la simulation sont synthétisés dans le Tableau A.3.

Paramètre	**Condition / Valeur**
Matériaux	Pieds usinés : Aluminium 1060 Supports rotatifs : PLA (Rempl. 40 %) Rail : Aluminium 1060 Visserie : Matériau indéformable
Fixations (Déplacements imposés)	Encastrement parfait à la base des deux pieds.
Chargement externe	Force de 30N dans les 3 directions réparties sur la surface de la roue.
Interactions	Solidaire mais maillé indépendamment.

Tableau A.3 – Paramètres de l'étude statique.

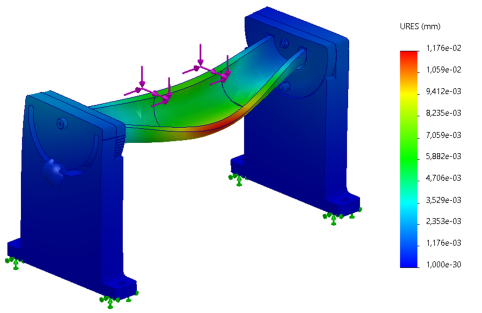


Figure A.69 – Déformation de l'ensemble rail.

Analyse des résultats La Figure A.69 illustre la cartographie des déplacements (URES) de l'assemblage sous la charge maximale. L'échelle de déformation a été amplifiée d'un facteur d'environ 3256 pour faciliter la visualisation de la flexion.

Le déplacement maximal mesuré est de 1.176×10^{-2} mm. Comme le montre le gradient de couleurs, cette flèche maximale est localisée au centre du rail (en flexion pure). Les pieds en aluminium (en bleu foncé) et les supports en PLA ne subissent quant à eux qu'une déformation négligeable, de l'ordre du micromètre.

Conclusion La déformation globale du système de support sous charge est de l'ordre du centième de millimètre.

A.14 Rigidité des profilés

Justification de l'hypothèse de rigidité du bâti Afin de valider l'hypothèse de corps rigide utilisée lors de la modélisation cinématique et dynamique du système, il convient de vérifier que la déformée des profilés constituant la structure reste négligeable sous charge.

L'étude se concentre sur l'élément le plus sollicité : un profilé en aluminium de section 40×40 mm (type HFS5/NFS5) soumis à une charge ponctuelle transversale maximale estimée à $P = 30$ N.

Données mécaniques du profilé Les paramètres géométriques et matériels pris en compte pour l'aluminium extrudé sont les suivants :

— Longueur libre du profilé (pire cas) : $L = 300$ mm

— Module de Young : $E = 69972$ N/mm^2

— Moment quadratique : $I = 8.9 \times 10^4$ mm^4

Calcul des flèches maximales Pour encadrer le comportement réel de la structure (les assemblages par équerres n'étant ni des encastrements parfaits, ni des rotules parfaites), deux cas extrêmes sont comparés :

Cas 1 : Modèle en porte-à-faux (Pire cas)
Si le profilé est considéré comme encastré d'un seul côté et chargé à son extrémité libre, la flèche maximale analytique vaut [26] :

$$f_1 = \frac{PL^3}{3EI} \approx 0.043 \text{ mm}$$

Cas 2 : Modèle bi-encastré (Cas idéalisé)
Si le profilé est encastré à ses deux extrémités et chargé en son centre, la flèche maximale chute drastiquement :

$$f_2 = \frac{PL^3}{192EI} \approx 0.00068 \text{ mm}$$

Conclusion Le rapport entre ces deux configurations extrêmes est un facteur 64 ($f_1 = 64 \cdot f_2$). Cependant, même dans la configuration la plus défavorable (encastrement simple), la déflexion maximale de la poutre n'excède pas 0.05 mm.

Les déformations de la structure en aluminium face aux efforts du système s'avèrent donc totalement négligeables. Le montage peut être modélisé de manière fiable comme un ensemble de corps rigides.

A.15 Modélisation viscoélastique du TPU

Modélisation viscoélastique du TPU (Modèle de Kelvin-Voigt généralisé) Le polyuréthane thermoplastique (TPU) utilisé pour l'impression 3D du mécanisme de largage présente un comportement viscoélastique. Lors d'un essai de relâchement (retrait de la charge maximale), la dynamique de rétraction ne suit pas une simple loi de Hooke, mais est caractérisée par une recouvrance dépendant du temps.

Pour modéliser cette élongation temporelle $\Delta x(t)$ dont les composantes s'additionnent, le modèle de Kelvin-Voigt généralisé est privilégié. Ce modèle est constitué d'un ressort pur monté en série avec plusieurs blocs de Kelvin-Voigt [27] (composés chacun d'un ressort et d'un amortisseur en parallèle), comme illustré à la Figure A.70.

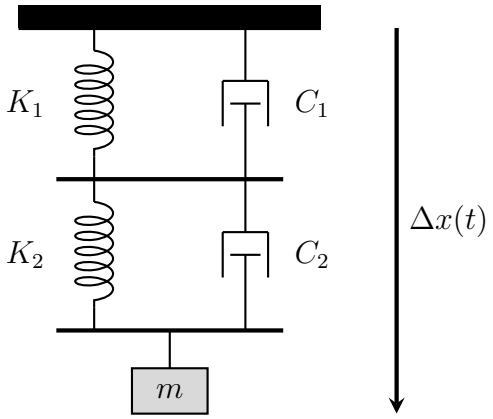


Figure A.70 – Modèle de Kelvin-Voigt généralisé adapté à la rétraction du TPU (sans élasticité instantanée).

Puisque les éléments sont en série, le déplacement total du système est la somme des déplacements de chaque bloc. La réponse d'un tel système lors du retrait d'une charge se traduit par une somme d'exponentielles décroissantes (recouvrance de fluage), dont l'équation générale pour la position est :

$$\Delta x(t) = \sum_{i=1}^{n} A_i \cdot e^{-t/\tau_i} + \Delta x_\infty$$

où :

— n est le nombre de blocs de Kelvin-Voigt (ici $n = 2$, traduisant une dynamique à double temps de relaxation).

— $\tau_i = C_i/K_i$ représentent les temps de retardement (en secondes) caractérisant la viscosité de la matière.

— A_i sont les amplitudes d'élongation recouverte associées à chaque bloc.

— Δx_∞ est l'élongation résiduelle (élastique) du système.

Dans le cas de notre montage expérimental, la régression a permis d'isoler deux temps distincts ($\tau_1 = 0.0241$ s et $\tau_2 = 5.297$ s). Le terme constant de 10.0 mm correspond physiquement à l'élongation statique de la pièce en TPU sous l'effet de la charge nominale résiduelle (l'aimant de 140 g), ce qui corrobore la mesure statique de référence.

Annexes relatives au chapitre 7 – Bras et support d'unité d'entraînement

A.16 Interface véhicule : Positionnement du capteur de force

Interface véhicule : Positionnement du capteur de forces 6 axes Le capteur 6 axes doit mesurer les efforts produits par l'unité d'entraînement. Son emplacement est donc important : plus il est proche de la zone d'interaction, moins la mesure est perturbée par les bras de levier, les jeux mécaniques ou les déformations des pièces intermédiaires.

Quatre positions ont été considérées :

— à l'interface entre le bras et l'unité d'entraînement ;

— au niveau du pivot du bras ;

— sous le bâti ;

— au niveau des appuis du rail.

Critères mécaniques de comparaison **1. Amplification par bras de levier :** Un déport $\mathbf{r}$ entre le point d'application d'une force $\mathbf{F}$ et le capteur modifie le torseur mesuré selon :

$$\mathbf{M}_{capteur} = \mathbf{M}_{application} + \mathbf{r} \times \mathbf{F} \tag{A.1}$$

Cet éloignement amplifie artificiellement les couples, augmentant la sensibilité aux incertitudes géométriques et le risque de saturation mécanique du capteur.

2. Raideur relative et inertie dynamique :
Le placement de structures intermédiaires nécessite souvent de compenser leur poids par des éléments souples. Bien que la raideur exacte du capteur ne soit pas documentée, sa conception métallique compacte permet de poser légitimement l'hypothèse $k_{capteur} \gg k_{compensation}$. En statique, les efforts traversent donc intégralement le capteur sans être absorbés par ces liaisons parallèles.

$$F_{capteur} = \frac{k_{capteur}}{k_{capteur} + k_{parasite}} F_{total} \approx F_{total} \tag{A.2}$$

En dynamique, cependant, l'imposante masse suspendue peut agir comme un filtre inertiel et altérer le signal à haute fréquence.

Analyse comparative des configurations Le tableau A.4 regroupe la qualité de mesure pour chaque degré de liberté ainsi que les principaux avantages et limites de chaque emplacement.

Emplacement	Qualité de mesure par DDL	Avantages	Inconvénients & risques
Interface bras–véhicule *proche du module*	F_x **Quasi-direct**[a] F_y **Quasi-direct**[a] F_z **Direct**[a] M_x **Quasi-direct**[a] M_y **Quasi-direct**[a] M_z **Direct**[a]	• Mesure proche du point d'application réel, voir Eq. A.1. • Faible transformation du torseur. • Insensible aux jeux et frottements du pivot.	• Interface locale plus complexe. • Capteur mobile et exposé aux vibrations du véhicule. • Proximité avec le champ magnétique des roues, validée lors du dimensionnement. • Augmentation de la masse mobile.
Interface pivot–bâti *axe de rotation*	F_x **Couplé** (M_z)[b] F_y **Quasi-direct**[a] F_z **Couplé** (M_x)[b] M_x **Saturé** $(F_z L)$[b] M_y **Noyé**[c] M_z **Saturé** $(F_x L)$[b]	• Montage simple. • Capteur fixe et accessible. • Éloigné de l'environnement électromagnétique des roues.	• Long bras de levier entre le véhicule et le capteur, voir Eq. A.1. • Risque de saturation du capteur en couple. • Mesure affectée par la flexion du bras, les jeux et les frottements du guidage.
Structure fixe *bâti ou rails*	F_x **Indirect**[d] F_y **Indirect**[d] F_z **À tarer**[e] M_x **Noyé**[c] M_y **Noyé**[c] M_z **Noyé**[c]	• Support immobile, favorable à une bonne précision statique intrinsèque. • Intégration architecturale plus simple.	• Distance importante par rapport au point d'application, voir Eq. A.1. • Chemins parasites via les frottements des guidages d'alignement rigides voir Eq. A.2. • La masse intermédiaire suspendue agit comme un filtre inertiel sur les efforts dynamiques.

[a] **Direct / Quasi-direct** : composante lue sur l'axe principal du capteur ou faiblement affectée par un déport géométrique résiduel mineur de l'interface (Eq. A.1).
[b] **Couplé / Saturé** : la force génère un moment induit important par transport de torseur le long du bras L (Eq. A.1), risquant d'approcher ou de dépasser la limite admissible du composant.
[c] **Noyé** : moment utile masqué par les couples induits ($\mathbf{r} \times \mathbf{F}$) ou altéré par les modes propres et l'inertie de la structure fixe.
[d] **Indirect** : composante mesurée après transmission par les rails et fixations ; le signal subit des pertes par frottement sec et ne correspond plus directement au torseur appliqué au véhicule.
[e] **À tarer** : la mesure verticale inclut le poids propre massif des éléments suspendus ; l'utilisation de liaisons élastiques souples de compensation nécessite un étalonnage rigoureux (Eq. A.2).

Tableau A.4 – Comparaison des positions d'intégration du capteur 6 axes.

A.17 Calculs de sensibilité

Analyse de sensibilité et efficacité marginale L'optimisation de l'épaisseur e repose sur la comparaison des variations relatives de la déflexion δ et de l'inertie I_x.

1. Justification par la dynamique du système L'inertie de rotation I_x intervient directement dans l'équation de la dynamique régissant le mouvement vertical du bras oscillant (assimilé à une rotation autour de son pivot) :

$$\ddot{\theta} = \frac{\sum M_x}{I_x} \tag{A.3}$$

À moment M_x appliqué constant, l'accélération angulaire $\ddot{\theta}$ est inversement proportionnelle à l'inertie I_x. Par conséquent, l'impact d'un ajout de matière sur la réactivité dynamique du système ne se mesure pas de manière absolue, mais bien par la variation relative de l'inertie $\frac{\Delta I_x}{I_x}$. Une augmentation de 10 % de l'inertie réduira l'accélération angulaire d'environ 10 %, indépendamment de la masse de base.

2. Formulation mathématique de l'indicateur S_i Pour quantifier la pertinence d'un incrément d'épaisseur, il convient de rapporter le gain structurel (diminution relative de la flèche) au coût dynamique (augmentation relative de l'inertie). Mathématiquement, pour des variations infinitésimales, la variation relative correspond à la dérivée logarithmique :

$$\frac{d\delta}{\delta} = d(\ln \delta) \qquad \text{et} \qquad \frac{dI_x}{I_x} = d(\ln I_x) \tag{A.4}$$

Dans le cadre d'une optimisation discrète avec des incréments de $\Delta e = 5$ mm (passage d'une épaisseur de conception $i-1$ à une configuration i), l'indicateur d'efficacité marginale S_i est défini par l'approximation numérique suivante :

$$S_i = -\frac{\frac{\Delta\delta}{\delta}}{\frac{\Delta I_x}{I_x}} \approx -\frac{\ln(\delta_i) - \ln(\delta_{i-1})}{\ln(I_{x,i}) - \ln(I_{x,i-1})} = -\frac{\Delta \ln(\delta)}{\Delta \ln(I_x)} \tag{A.5}$$

Le signe négatif est introduit par convention. Puisqu'un ajout de matière (augmentation de I_x) entraîne logiquement une rigidification (diminution de δ), le ratio des variations est intrinsèquement négatif. Le signe moins permet de manipuler S_i comme une grandeur positive représentant un bénéfice.

3. Interprétation des résultats L'indicateur S_i permet d'identifier l'apparition de la loi des rendements décroissants lors de l'ajout de matière :

- **Si** $S_i > 1$: Le gain en rigidité est proportionnellement supérieur à la pénalité dynamique. L'ajout de matière est structurellement très efficace.
- **Si** $S_i < 1$: La pénalité dynamique devient proportionnellement plus forte que le gain en rigidité. L'ajout de matière commence à alourdir le système de manière sous-optimale.

Ce sont ces variations relatives (le numérateur et le dénominateur de S_i, exprimés en pourcentages) qui justifient visuellement l'arrêt de l'épaississement à 30 mm lors de la conception du bras oscillant.

A.18 Discussion sur les concepts variants du bras et itérations

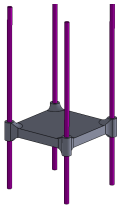
Choix de la cinématique verticale Deux solutions ont été étudiées afin de libérer le déplacement vertical de la roue tout en bloquant les autres degrés de liberté :

— un bras oscillant monté sur pivot ;

— un guidage linéaire vertical par rails et patins.



(a) Bras oscillant monté sur pivot



(b) Guidage linéaire vertical

Figure A.71 – Concepts étudiés pour la cinématique verticale

Tableau A.5 – Comparaison des cinématiques envisagées

Concept	**Avantages**	**Limites**
Bras oscillant	Faibles frottements grâce aux roulements ; conception simple ; intégration aisée d'un contrepoids.	Déplacement longitudinal parasite ; encombrement et inertie plus élevés.
Guidage linéaire	Translation verticale pure ; faible encombrement.	Risque d'arc-boutement ; sensibilité à l'alignement ; compensation de masse plus complexe.

Validation du bras oscillant L'extrémité du bras décrit un arc de cercle. Pour un bras de longueur L et un débattement vertical A, le déplacement longitudinal parasite vaut :

$$\delta_x = L\left(1 - \cos\left(\arcsin\left(\frac{A}{L}\right)\right)\right) \approx \frac{A^2}{2L}. \tag{A.6}$$

Pour $A = 2$ mm, le déplacement parasite vaut $\delta_x \approx 0{,}010$ mm pour $L = 200$ mm et $\delta_x \approx 0{,}0067$ mm pour $L = 300$ mm.

Le déplacement parasite reste négligeable devant le déplacement vertical. Le mouvement peut donc être assimilé à une translation verticale.

Choix retenu Le bras oscillant a été retenu. Malgré un faible couplage cinématique, il offre un mouvement fluide et moins sensible à l'arc-boutement qu'un guidage linéaire.

L'architecture finale repose sur un bras imprimé en 3D, fixé sur un arbre en acier et associé à un contrepoids. Une variante télescopique a également été étudiée, puis écartée afin de limiter l'inertie, la complexité et les jeux mécaniques.

A.19 Glissement en rotation et clamage

Validation du clamage du bras Le bras est fixé sur l'arbre en acier par serrage à l'aide de 8 vis. Cette annexe vérifie que le serrage empêche les glissements axial et angulaire.

Glissement axial Le maintien axial est garanti si :

$$\mu_s F_N \geq s F_{long}, \tag{A.7}$$

où :

— $\mu_s = 0{,}15$ est le coefficient de frottement statique entre le polymère et l'acier ;

— F_N est la force normale totale appliquée par le moyeu ;

— $s = 2$ est le coefficient de sécurité ;

— $F_{long} = 30$ N est l'effort longitudinal maximal.

La force normale minimale vaut :

$$F_N \geq \frac{s F_{long}}{\mu_s} = \frac{2 \cdot 30}{0{,}15} = 400 \text{ N}. \tag{A.8}$$

Pour $n = 8$ vis, l'effort minimal par vis est :

$$F_v = \frac{F_N}{n} = \frac{400}{8} = 50 \text{ N}, \tag{A.9}$$

où F_v désigne l'effort de serrage minimal par vis.

Glissement angulaire Le maintien en rotation est garanti si :

$$\mu_s F_N R_a \geq s C_{trans}, \tag{A.10}$$

où :

— $R_a = 0{,}006$ m est le rayon de l'arbre ;

— $C_{trans} \approx 0{,}1$ Nm est le couple maximal à transmettre ;

— les autres paramètres conservent les valeurs définies précédemment.

La force normale minimale vaut :

$$F_N \geq \frac{s C_{trans}}{\mu_s R_a} = \frac{2 \cdot 0{,}1}{0{,}15 \cdot 0{,}006} = 222 \text{ N}. \tag{A.11}$$

Cela correspond à environ 28 N par vis.

Conclusion Le glissement axial est dimensionnant : il impose une force normale totale de 400 N, soit 50 N par vis. Les 8 vis permettent également de mieux répartir la pression sur la pièce imprimée et de limiter les risques de matage et de fluage du polymère.

A.20 Méthode SIMP

Méthode SIMP pour l'optimisation topologique L'optimisation topologique vise à déterminer la distribution optimale de matière dans un domaine de conception Ω, discrétisé en éléments finis. Dans la méthode SIMP, chaque élément e est associé à une densité relative ρ_e telle que :

$$0 < \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1 \tag{A.12}$$

où $\rho_e = 1$ représente un élément plein et $\rho_e \approx 0$ un élément vidé de matière.

Le principe de la méthode SIMP repose sur la pénalisation des densités intermédiaires. Les propriétés mécaniques de chaque élément sont interpolées selon :

$$E_e(\rho_e) = \rho_e^p E_0 \tag{A.13}$$

avec E_0 le module d'Young du matériau isotrope plein et E_e le module de Young effectif de l'élément. p est le coefficient de pénalisation, et en général $p \geq 3$ ce qui permet de rendre les densités intermédiaires mécaniquement peu efficaces, ce qui favorise une solution proche d'une distribution binaire matière/vide.

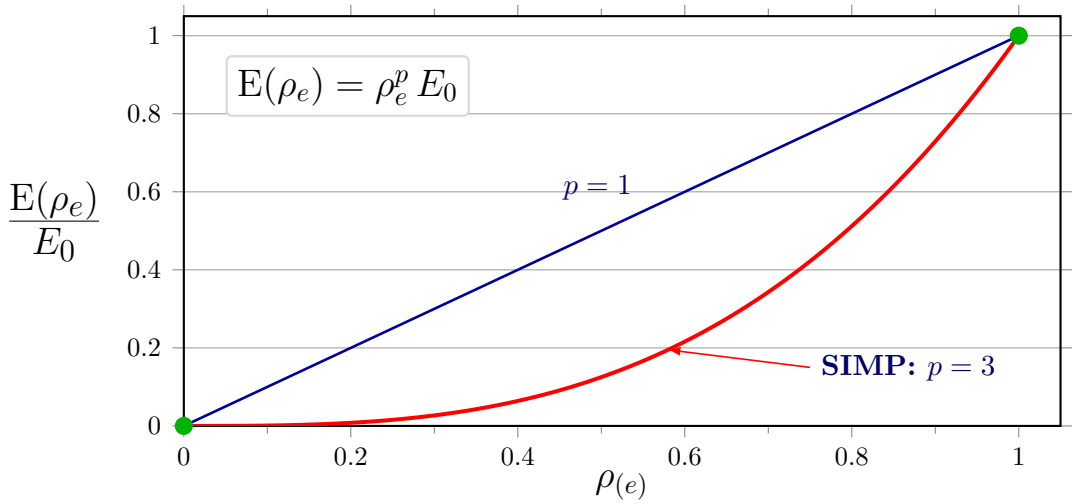


Figure A.72 – Loi de pénalisation SIMP pour l'optimisation topologique ($p = 3$ vs. $p = 1$).

Pour un problème de maximisation de la raideur, l'objectif de l'algorithme est de minimiser la compliance C, définie par :

$$C(\rho) = \mathbf{F}^T \mathbf{u} \tag{A.14}$$

où $\mathbf{F}$ est le vecteur des efforts appliqués et $\mathbf{u}$ le vecteur des déplacements nodaux. Le problème d'optimisation peut alors s'écrire :

$$\begin{aligned} \min_{\rho} \quad & C(\rho) = \mathbf{F}^T \mathbf{u} \\ \text{sous contraintes} \quad & \mathbf{K}(\rho)\mathbf{u} = \mathbf{F} \\ & \frac{V(\rho)}{V_0} \leq f \\ & 0 < \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1 \end{aligned} \tag{A.15}$$

où $\mathbf{K}(\rho)$ est la matrice de raideur globale, $V(\rho)$ le volume de matière conservé, V_0 le volume initial et f la fraction volumique maximale autorisée.

Processus itératif Le solveur procède par itérations successives selon le cycle suivant :

1. **Analyse :** Calcul des déplacements **U** par la méthode des éléments finis.
2. **Sensibilité :** Évaluation de la contribution de chaque élément à la raideur globale.
3. **Filtrage et Mise à jour :** Redistribution de la matière en supprimant les éléments à faible densité et en renforçant les zones de fortes contraintes.
4. **Convergence :** Le processus s'arrête lorsque la variation de la fonction objectif entre deux itérations devient inférieure à un seuil de tolérance défini.

Dans cette étude, cette méthode a été appliquée sur SolidWorks afin d'améliorer le rapport raideur/masse du bras étudié. Le résultat obtenu ne constitue pas directement une géométrie finale, mais une carte de densité indiquant les zones mécaniquement essentielles.

A.21 PLA

Propriétés macroscopiques équivalentes du PLA FDM (40 %) : Approche Analytique La pièce est modélisée comme un composite constitué de coques pleines et d'un cœur poreux gyroïde ou linéaire. Les propriétés équivalentes sont calculées par la loi des mélanges de Voigt, associée au modèle de Gibson-Ashby [28] pour le cœur.

Les propriétés du matériau sont données dans [24]

Tableau A.6 – Paramètres du modèle analytique

Paramètre	Valeur	Définition
V_s	0,20	Fraction volumique des coques pleines
V_c	0,80	Fraction volumique du cœur poreux
$\bar{\rho}_c$	0,40	Densité relative du cœur
C	1	Facteur d'efficacité du cœur
K_z	0,60	Facteur d'abattement lié à l'impression FDM
ρ_0	1240 kg/m^3	Masse volumique du PLA massif
E_0	3,6 GPa	Module d'Young du PLA massif
ν_0	0,36	Coefficient de Poisson du PLA massif
$\sigma_{y,0}$	50 MPa	Limite d'élasticité du PLA massif
$\sigma_{u,0}$	55 MPa	Limite de rupture du PLA massif

Les propriétés équivalentes sont obtenues par :

$$\rho_{eq} = \rho_0 \left(V_s + V_c \bar{\rho}_c\right) = 645 \text{ kg/m}^3, \tag{A.16}$$

$$E_c = C E_0 \bar{\rho}_c^2 = 0{,}576 \text{ GPa}, \tag{A.17}$$

$$E_{eq} = V_s E_0 + V_c E_c = 1{,}18 \text{ GPa}, \tag{A.18}$$

$$\nu_{eq} = \nu_0 = 0{,}36, \tag{A.19}$$

$$G_{eq} = \frac{E_{eq}}{2(1+\nu_{eq})} = 434 \text{ MPa}, \tag{A.20}$$

$$\sigma_{y,eq} = V_s K_z \sigma_{y,0} + V_c \sigma_{y,0} \bar{\rho}_c^{1,5} = 16{,}1 \text{ MPa}, \tag{A.21}$$

$$\sigma_{u,eq} = V_s K_z \sigma_{u,0} + V_c \sigma_{u,0} \bar{\rho}_c^{1,5} = 17{,}7 \text{ MPa}. \tag{A.22}$$

Tableau A.7 – Propriétés équivalentes du PLA FDM à 40 %

Propriété	Valeur	Unité
Masse volumique	645	kg/m^3
Module d'élasticité	1180	MPa
Coefficient de Poisson	0,36	–
Module de cisaillement	434	MPa
Limite d'élasticité	16,1	MPa
Limite de rupture	17,7	MPa

A.22 Facteur d'échelle

Prototypage Pour économiser la matière utilisée et le temps de fabrication, les bras pour cette étape ont été imprimés à l'échelle $\frac{1}{2}$. Le facteur d'échelle géométrique est défini par $\lambda = \frac{L_{mod}}{L_{reel}} = \frac{1}{2}$.

Analyse dimensionnelle et facteurs d'échelle Pour que le modèle soit représentatif, l'analyse dimensionnelle se base sur la conservation des contraintes ($\sigma_{mod} = \sigma_{reel}$). En supposant un comportement matériau identique entre le modèle et le réel (module d'Young $E_{mod} = E_{reel}$), les grandeurs se déduisent comme suit :

— **Longueur (L) :** Par définition du modèle géométrique, les dimensions linéaires sont proportionnelles au facteur d'échelle :

$$L_{mod} = \lambda L_{reel}$$

— **Force ponctuelle (F) :** La contrainte est définie par le rapport d'une force sur une section ($\sigma = \frac{F}{A}$). Les aires des sections transversales évoluant avec le carré des longueurs ($A_{mod} = \lambda^2 A_{reel}$), la conservation des contraintes impose :

$$F_{mod} = \sigma_{mod} A_{mod} = \sigma_{reel}(\lambda^2 A_{reel}) = \lambda^2 F_{reel}$$

— **Couple / Moment (M) :** Le moment mécanique s'exprime comme le produit d'une force par un bras de levier. En appliquant les facteurs de réduction correspondants :

$$M_{mod} = F_{mod} \times d_{mod} = (\lambda^2 F_{reel}) \times (\lambda d_{reel}) = \lambda^3 M_{reel}$$

— **Flèche mesurée (δ_{mod}) :** Selon la théorie des poutres en flexion, la flèche est proportionnelle au chargement et à la géométrie selon la relation $\delta \propto \frac{FL^3}{EI}$. Sachant que le moment d'inertie quadratique I (homogène à une longueur à la puissance 4) s'écrit $I_{mod} = \lambda^4 I_{reel}$, on obtient :

$$\delta_{mod} \propto \frac{(\lambda^2 F_{reel})(\lambda L_{reel})^3}{E(\lambda^4 I_{reel})} = \frac{\lambda^5}{\lambda^4}\left(\frac{F_{reel} L_{reel}^3}{E I_{reel}}\right) = \lambda \delta_{reel}$$

Annexes relatives au chapitre 8 – Échangeur thermique du rail

A.23 Justification de la température admissible selon l'ISO 13732-1

Température maximale de surface selon l'ISO 13732-1 La température maximale admissible est définie à partir de l'ISO 13732-1 :2006, relative au risque de brûlure au contact d'une surface chaude. Le cas défavorable d'un contact avec un métal lisse non revêtu est retenu.

Tableau A.8 – Critère de sécurité thermique selon l'ISO 13732-1

Paramètre	Valeur retenue
Température de surface étudiée	30 °C à 50 °C
Surface considérée	Métal lisse non revêtu
Durée de contact	0.5 s à 10 s
Seuil sans brûlure à 10 s	$\approx 55\,^{\circ}\mathrm{C}$
Marge de sécurité à 50 °C	$\approx 5\,^{\circ}\mathrm{C}$

La température maximale retenue pour le dimensionnement est donc :

$$T_{\text{surface}} \leq T_{\text{surface,max}} = 50\,^{\circ}\mathrm{C}. \tag{A.23}$$

Le système de refroidissement doit évacuer la puissance imposée tout en respectant ce critère.

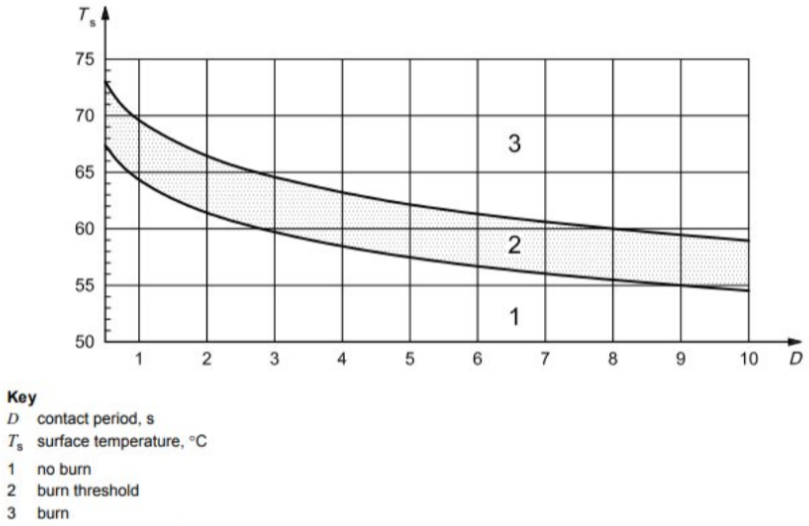


Figure A.73 – Seuils de brûlure au contact d'une surface métallique chaude

A.24 Variations des efforts en fonction de la température

Compléments conservés depuis l'ancien chapitre 5 Cette annexe regroupe les éléments qui figuraient dans l'ancien chapitre 5 mais qui ne sont plus détaillés dans le chapitre principal consacré à l'échangeur thermique. Elle permet de conserver la traçabilité de la démarche de conception sans alourdir la lecture du corps du mémoire.

Influence de la température sur les performances électromagnétiques Le rail étudié étant en aluminium, ses propriétés magnétiques sont considérées constantes dans la plage de température étudiée.

L'influence thermique sur les forces provient principalement de l'augmentation de la résistivité électrique de l'aluminium. La conductivité vérifie

$$\sigma(T) = \frac{1}{\rho(T)}, \tag{A.24}$$

une augmentation de la résistivité entraîne une diminution de la conductivité et donc des courants induits. En supposant que le champ magnétique source reste indépendant de la température, la force électromagnétique suit directement l'évolution du courant induit :

$$\frac{F(T)}{F_{\text{ref}}} \simeq \frac{J(T)}{J_{\text{ref}}} = \frac{\rho_{\text{ref}}}{\rho(T)}. \tag{A.25}$$

La figure A.74 montre que l'augmentation de température entraîne une diminution de la force électromagnétique relative. À 60°C, la perte est de l'ordre de 14% par rapport à l'état de référence à 20°C.

Ce résultat montre que la température du rail doit être contrôlées lors des essais.Sinon, une diminution de force pourrait être attribuée à la configuration électromagnétique alors qu'elle serait simplement liée à l'échauffement du rail.

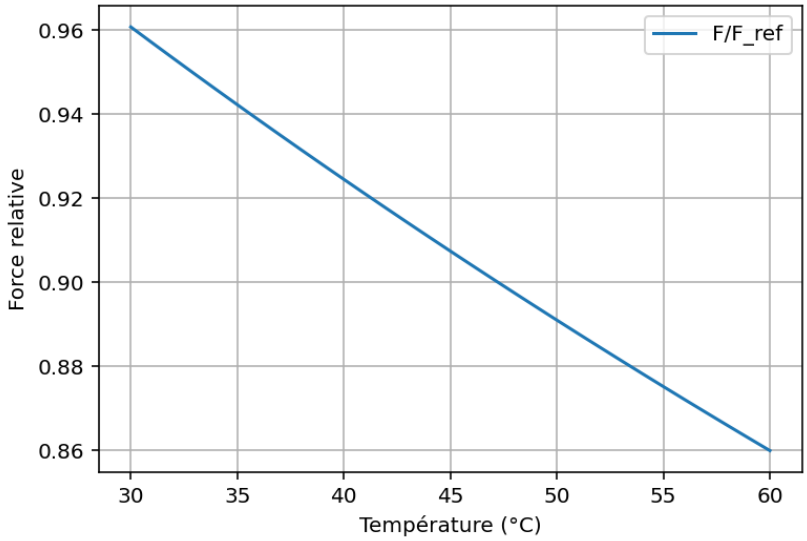


Figure A.74 – Évolution de la force électromagnétique relative $F(T)/F_{\text{ref}}$ en fonction de la température.

A.25 Chaleur à évacuer au rail

Les simulations réalisées sous COMSOL ont permis de déterminer la puissance dissipée dans le rail sous forme de pertes électriques. Cette puissance est utilisée comme donnée d'entrée pour le dimensionnement du système de refroidissement.

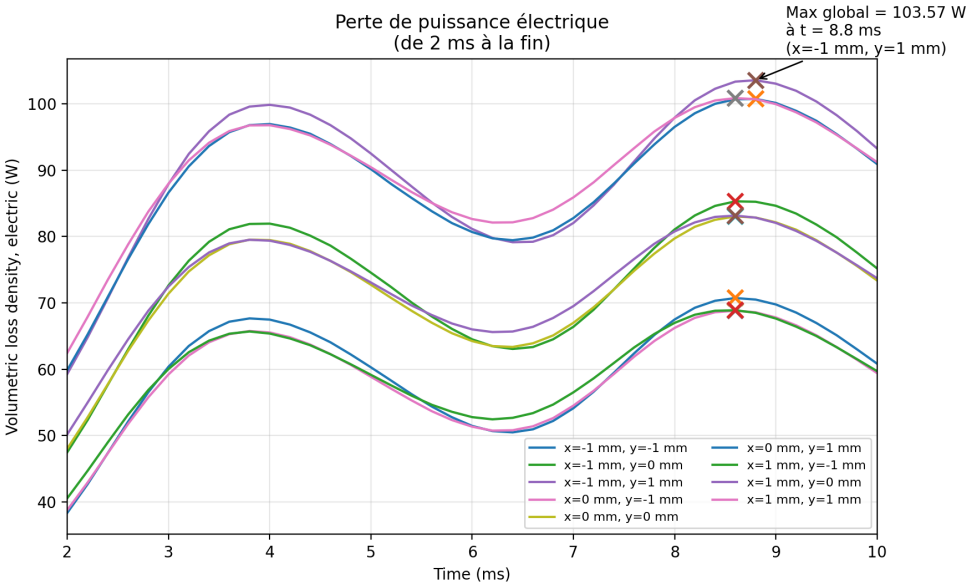


Figure A.75 – Évolution des pertes électriques dans le rail.

A.26 Géométrie à ailettes et concepts de refroidissement non retenus

Pré-dimensionnement du refroidissement par air Avant de retenir une chemise d'eau, deux solutions par air ont été étudiées : le rail nu et l'ajout d'ailettes annulaires.

Pour le rail nu, la puissance dissipée par convection vaut :

$$\dot{Q} = hA\,(T_s - T_\infty)\,, \tag{A.26}$$

où h est le coefficient de convection, A la surface exposée, T_s la température du rail et T_∞ celle de l'air ambiant.

L'évacuation de 125 W nécessiterait une vitesse d'air d'environ $32\,\mathrm{m\,s^{-1}}$, difficilement compatible avec le banc. Une augmentation de la surface d'échange est donc nécessaire.

Pour une surface ailetée :

$$\dot{Q} = \eta_o h A_t\,(T_b - T_\infty)\,, \tag{A.27}$$

avec :

$$\eta_o = 1 - \frac{N A_f}{A_t}\,(1 - \eta_f)\,, \tag{A.28}$$

où A_t est la surface totale, T_b la température à la base des ailettes, N leur nombre, A_f la surface d'une ailette et η_f leur efficacité individuelle.

Pour une ailette annulaire rectangulaire, en posant $\theta(r) = T(r) - T_\infty$:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{d\theta}{dr} - m^2\theta = 0, \qquad m^2 = \frac{2h}{k_s t}. \tag{A.29}$$

La résolution fait intervenir les fonctions de Bessel modifiées. Les paramètres étudiés sont la longueur radiale L_{fin}, l'épaisseur t, le pas S, l'espacement libre g et le mode de convection.

Paramètres géométriques

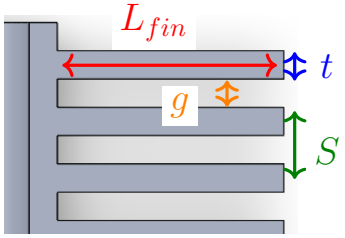


Figure A.76 – Paramètres géométriques et résultats du pré-dimensionnement des ailettes

Tableau A.9 – Performances estimées des configurations à ailettes

Configuration	L_{fin} mm	t mm	S mm	Mode	$\dot{Q}$ W
Ailettes fines	20	1	3	Conv. forcée	≈ 391
Ailettes fines	20	1	3	Conv. naturelle	≈ 133
Ailettes épaisses	40	4	8	Conv. forcée	≈ 320
Ailettes épaisses	40	4	8	Conv. naturelle	≈ 119

Les ailettes améliorent fortement les performances du rail nu et permettent d'atteindre la puissance cible en convection forcée. Elles ne sont toutefois pas retenues en raison de leur encombrement radial, de leur dépendance à l'écoulement d'air et de leur influence potentielle sur l'environnement électromagnétique. La chemise d'eau est privilégiée pour son refroidissement plus compact, localisé et contrôlé.

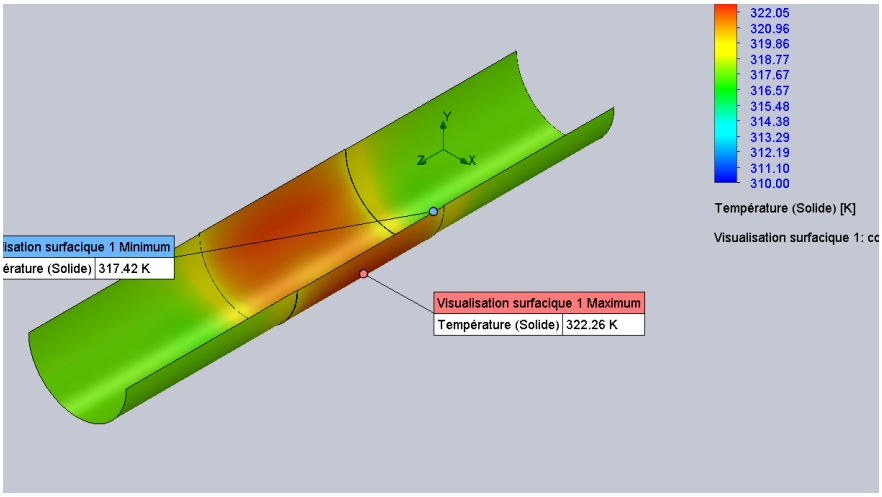
A.27 Comparaison de la solution à ailettes et de la solution à eau

Comparaison des concepts initiaux et choix de la chemise d'eau La comparaison qualitative des deux concepts est synthétisée dans le tableau A.10. Elle permet de mettre en évidence les principaux compromis entre une solution à ailettes, plus simple mais dépendante de l'air ambiant, et une solution par chemise d'eau, plus complexe mais mieux contrôlée thermiquement.

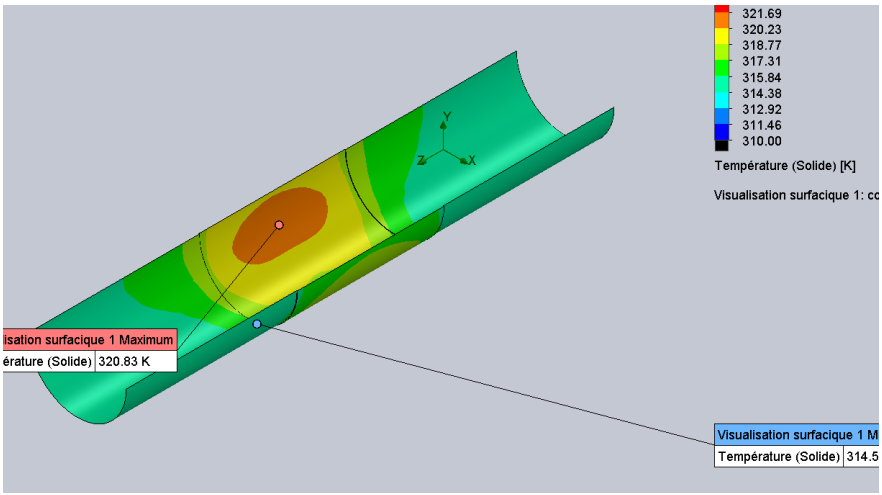
Tableau A.10 – Comparaison synthétique des architectures de refroidissement envisagées.

Critère	**Ailettes annulaires**	**Chemise d'eau**
Principe	Surface d'échange augmentée avec l'air.	Refroidissement liquide localisé.
Complexité	Solution simple, sans circuit hydraulique.	Circuit d'eau, raccords et étanchéité nécessaires.
Performance thermique	Limitée par la convection de l'air.	Plus élevée grâce à la convection forcée de l'eau.
Dépendance aux conditions extérieures	Forte dépendance à l'écoulement d'air.	Faible, car le débit d'eau est imposé.
Compacité	Encombrement radial important.	Solution plus compacte autour du rail.
Influence électromagnétique	Risque de perturbation lié à l'ajout de matière autour du rail.	Plus limitée si les raccords restent hors de la zone active.
Fiabilité / contraintes	Pas d'étanchéité, mais écoulement d'air difficile à maîtriser.	Étanchéité et pertes de charge à prendre en compte.
Conclusion	Non retenue comme solution finale.	Architecture retenue pour le banc.

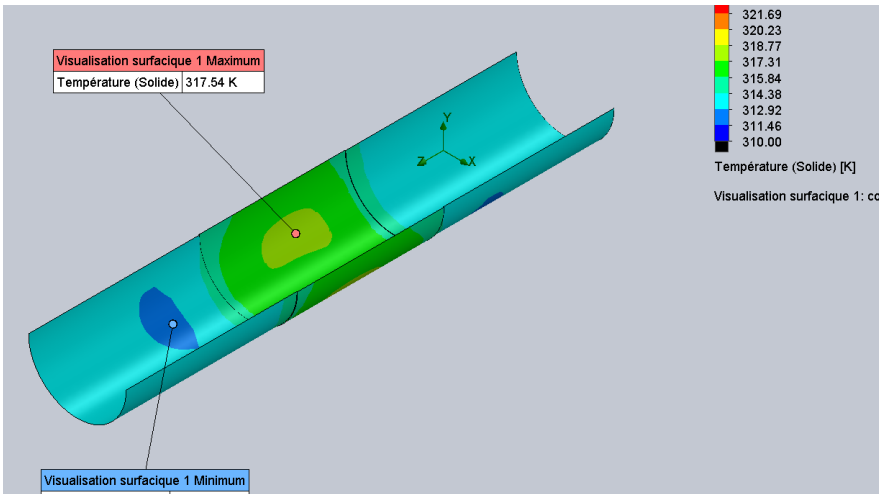
A.28 Simulation numérique et comparaison thermique des configurations



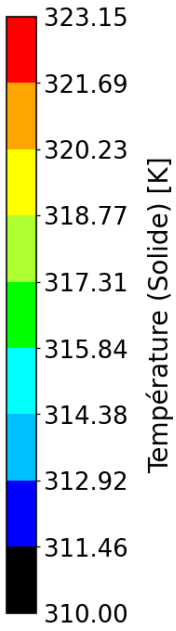
(a) Étude 1



(b) Étude 2

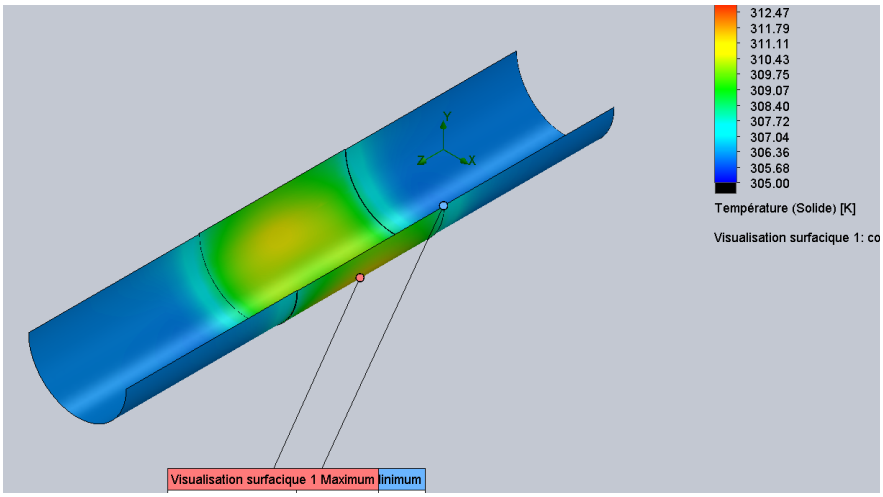


(c) Étude 3

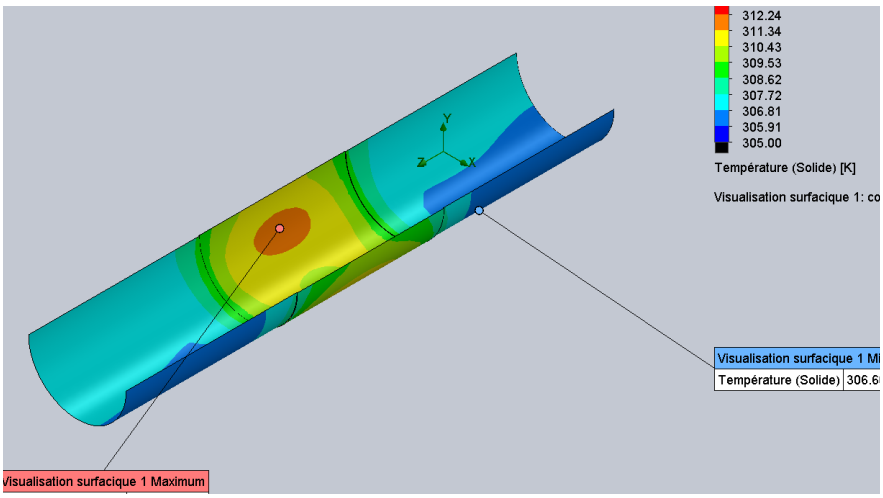


Échelle commune

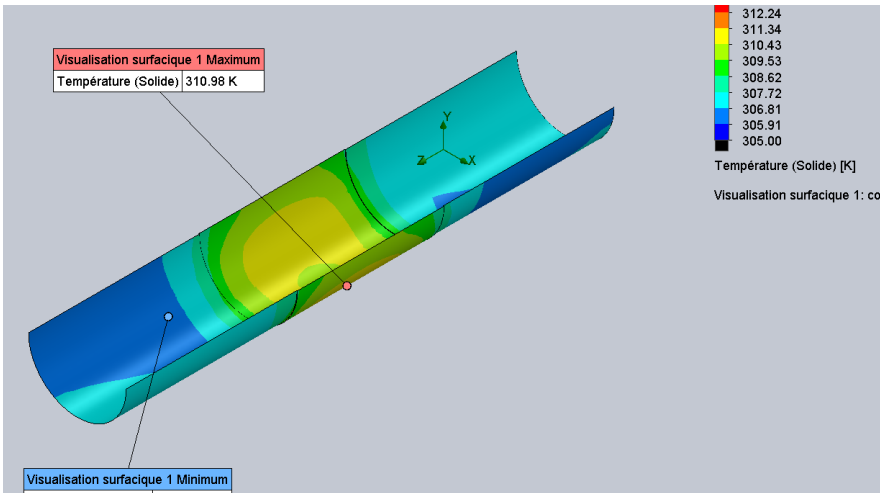
Figure A.77 – Comparaison des visualisations surfaciques de température pour trois configurations à $0.18\,\mathrm{L\,min^{-1}}$.



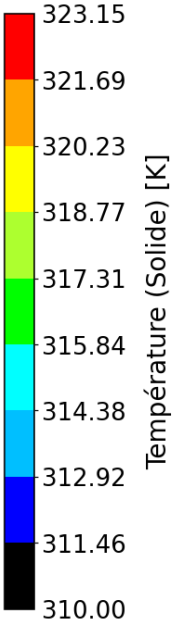
(a) Étude 1



(b) Étude 2



(c) Étude 3

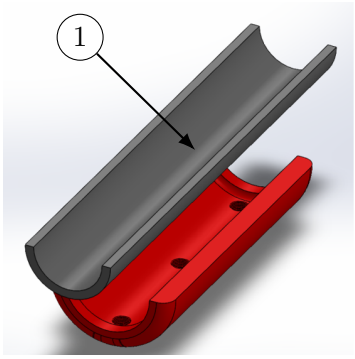


Échelle commune

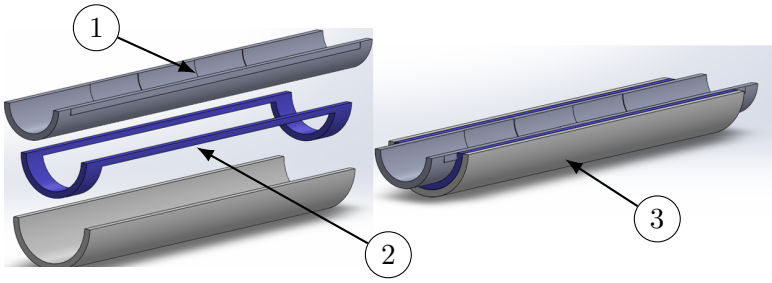
Figure A.78 – Comparaison des visualisations surfaciques de température pour trois configurations à $0.36\,\mathrm{L\,min^{-1}}$.

A.29 Prototypage de l'échangeur

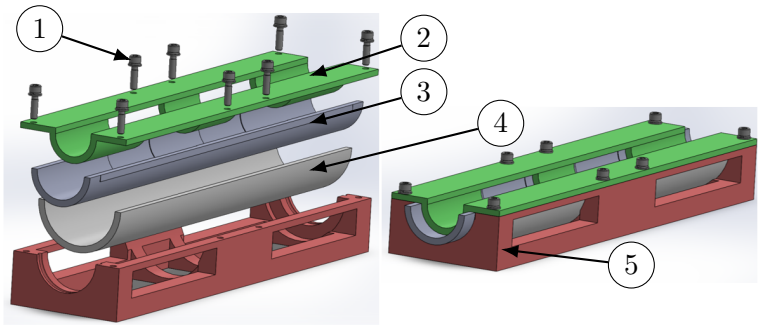
Solutions de conception envisagées Les concepts étudiés sont présentés à la figure A.79. Le tableau A.11 précise la signification de chaque repère numérique pour chaque concept.



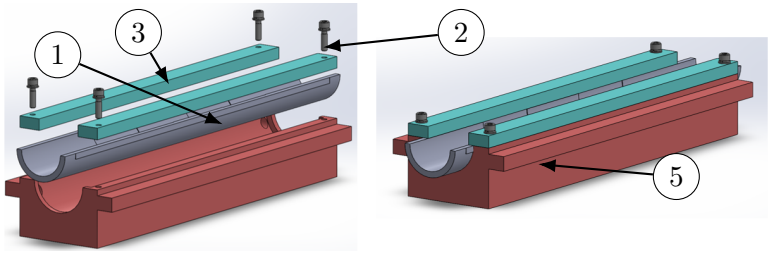
(a) Concept par collage n°1.



(b) Concept par collage n°2.



(c) Concept par vissage/serrage n°1.



(d) Concept par vissage/serrage n°2.

Figure A.79 – Comparaison des concepts d'assemblage envisagés pour la fabrication de l'échangeur : assemblage par collage et assemblage par vissage/serrage.

Tableau A.11 – Repérage des éléments annotés sur les concepts d'assemblage étudiés

Concept	**Principe**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
Collage n°1	Échangeur collé directement sous le rail.	Rail hémi cylindrique à refroidir	Corps de l'échangeur	–	–	–
Collage n°2	Fermeture du canal par une pièce rapportée.	Rail hémi-cylindrique à refroidir	Pièce de fermeture externe du canal	Tube ou canal hémi cylindrique	–	–
Vissage/serrage n°1	Assemblage démontable par brides et vis.	Vis de serrage	Plaque supérieure de serrage	Rail hémi cylindrique à refroidir	Tube ou canal hémi cylindrique	Structure de serrage inférieure
Vissage/serrage n°2	Assemblage compact par serrage mécanique.	Rail hémi cylindrique à refroidir	Vis de serrage	Plaque supérieure de serrage	Corps de l'échangeur	Structure de serrage inférieure

Les solutions par vissage ou serrage sont démontables, mais elles augmentent l'encombrement et le nombre d'interfaces à étanchéifier. Le tube PVC hémi-cylindrique complique l'intégration des arrivées d'eau. Le collage n°1 est donc retenu pour sa simplicité, sa compacité et son nombre réduit d'interfaces, sous réserve de valider sa tenue mécanique et son étanchéité sous pression.

A.30 Matériaux du corps de l'échangeur

Choix du matériau du corps de l'échangeur Une fois l'architecture de l'échangeur définie, le choix du matériau du corps devient un point important du prototypage. La pièce doit épouser la géométrie du rail, former un canal hydraulique étanche et permettre l'intégration des raccords d'eau. Trois solutions ont été comparées : le PLA imprimé en 3D, le PETG imprimé en 3D et le moulage en résine. Le tableau A.12 présente la synthèse de cette comparaison.

Tableau A.12 – Comparaison des matériaux et procédés envisagés pour le corps de l'échangeur.

Solution	Avantages	Limites	Conclusion
PLA imprimé 3D	Fabrication simple, rapide et peu coûteuse.	Tenue thermique limitée, comportement moins favorable avec l'eau et risque de porosité entre couches.	Maquettes uniquement.
PETG imprimé 3D	Meilleure compatibilité avec l'eau, meilleure tenue thermique et intégration directe possible des raccords.	Étanchéité non garantie par le procédé FDM ; risque de micro-fuites selon l'impression.	Solution retenue.
Résine moulée	Bonne liberté de forme et surface potentiellement plus continue.	Nécessite un moule, risque de bulles ou de retrait, et intégration plus complexe des raccords.	Non retenue.

Le PETG imprimé en 3D est retenu pour le prototype fonctionnel, car il offre le meilleur compromis entre rapidité de fabrication, compatibilité avec l'eau et facilité d'intégration des raccords. Ce choix impose toutefois de vérifier expérimentalement l'étanchéité du canal, le procédé FDM pouvant générer des porosités entre les couches.

A.31 Raccords

Choix des raccords d'alimentation en eau En complément du choix du principe d'assemblage de l'échangeur, le type de raccord utilisé pour l'arrivée et la sortie d'eau constitue un point de conception important. En effet, ces raccords doivent assurer simultanément l'étanchéité du circuit, la tenue mécanique sous pression et idéalement perturber le moins possible les courants induits.

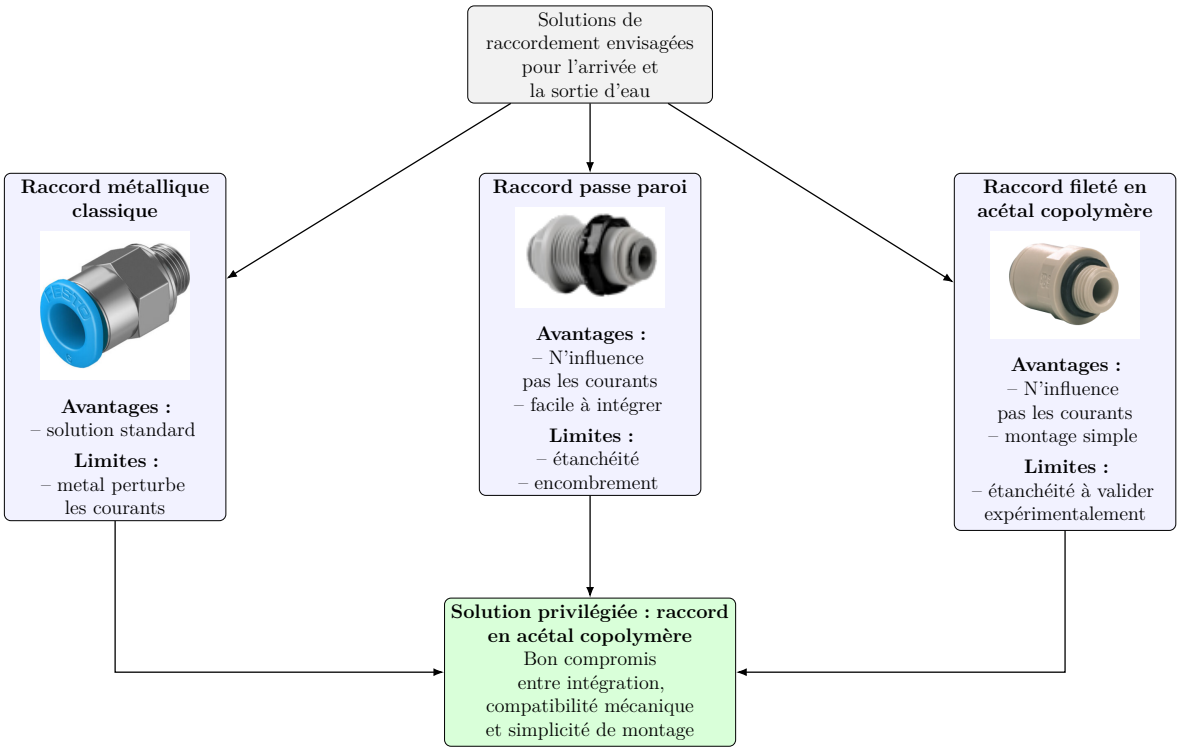


Figure A.80 – Comparaison des solutions de raccordement envisagées pour l'échangeur.

La comparaison met en évidence que le raccord en acétal copolymère constitue la solution la plus adaptée au prototype, sous réserve de valider expérimentalement l'étanchéité de l'interface avec l'échangeur.

A.32 Validation de l'étanchéité de l'échangeur

Essais d'étanchéité Les essais visent à vérifier l'étanchéité du collage, des raccords et du corps imprimé en PETG. La pression nécessaire en fonctionnement est estimée à 0.1 bar relatif. Une pression de 0.2 bar relatif est retenue pour la validation afin de conserver une marge de sécurité.

Le circuit est d'abord rempli d'eau et purgé par la vanne de sortie. La pression est ensuite appliquée progressivement à l'aide d'un détendeur. Les essais permettent d'identifier les chemins de fuite et d'adapter la géométrie ainsi que les paramètres d'impression.

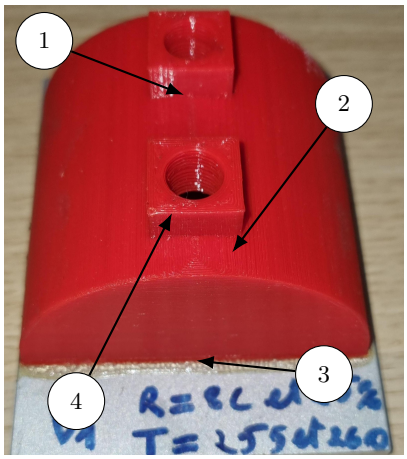


Figure A.81 – Échantillon d'étanchéité V1 annoté.

Tableau A.13 – Paramètres d'impression de l'échantillon V1.

Paramètre	Valeur pour V1
Matériau	PETG
Nombre de couches solides supérieures	8
Nombre de couches solides inférieures	8
Taux de remplissage	25%
Température d'extrusion première couche	255 °C
Température d'extrusion autres couches	260 °C
Remarque	Première version de test utilisée pour identifier les zones de fuite.

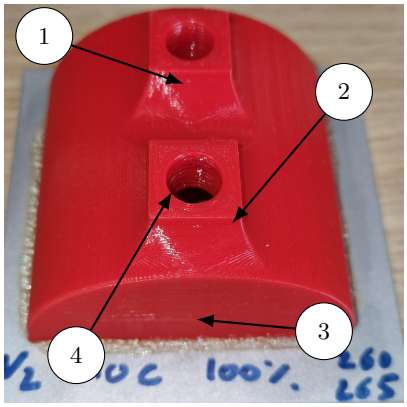


Figure A.82 – Échantillon d'étanchéité V2.

Tableau A.14 – Paramètres d'impression de l'échantillon V2.

Paramètre	Valeur pour V2
Matériau	PETG
Nombre de couches solides supérieures	10
Nombre de couches solides inférieures	10
Taux de remplissage	100%
Température d'extrusion première couche	260 °C
Température d'extrusion autres couches	265 °C
Remarque	Version renforcée afin d'améliorer la tenue en pression et de limiter les chemins de fuite.

Les essais menés sur V1 ont mis en évidence des fuites au niveau des raccords et du corps imprimé. L'interface collée PETG–aluminium est restée étanche. Ces résultats ont conduit à renforcer les zones de raccordement, améliorer l'étanchéité des filetages et adapter les paramètres d'impression afin de limiter la porosité du PETG.

A.33 Validation mécanique de l'échangeur

Vérification mécanique de l'assemblage collé La tenue de l'interface collée aluminium–PETG est vérifiée en cisaillement et en traction sous l'effet de la pression interne. La différence de pression maximale vaut :

$$\Delta p_{\max} = p_{\text{in}} - p_{\text{out}} = 1.2\,\text{bar} - 1.0\,\text{bar} = 0.2\,\text{bar} = 2.0 \times 10^4\,\text{Pa}. \tag{A.30}$$

L'effort appliqué et la contrainte moyenne dans la colle sont estimés par :

$$F = \Delta p\, A_p, \qquad \tau = \frac{F}{A_c}, \qquad \sigma = \frac{F}{A_c}, \tag{A.31}$$

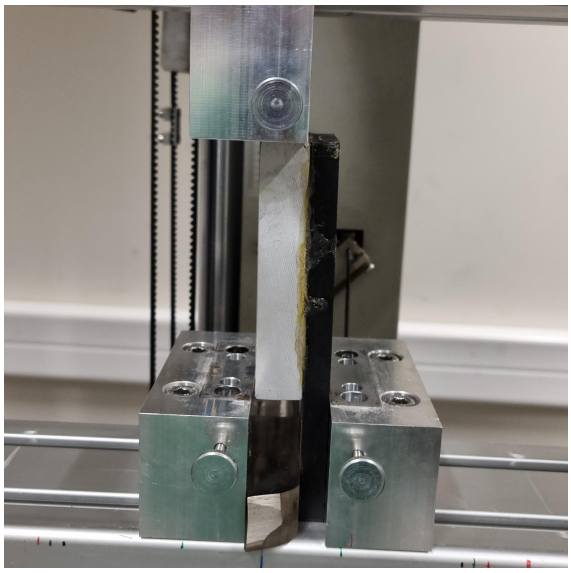
où A_p est la surface projetée soumise à la pression et A_c la surface collée.

Les données du fabricant étant généralement établies pour des matériaux similaires, des essais ont été réalisés sur l'assemblage aluminium–PETG étudié.

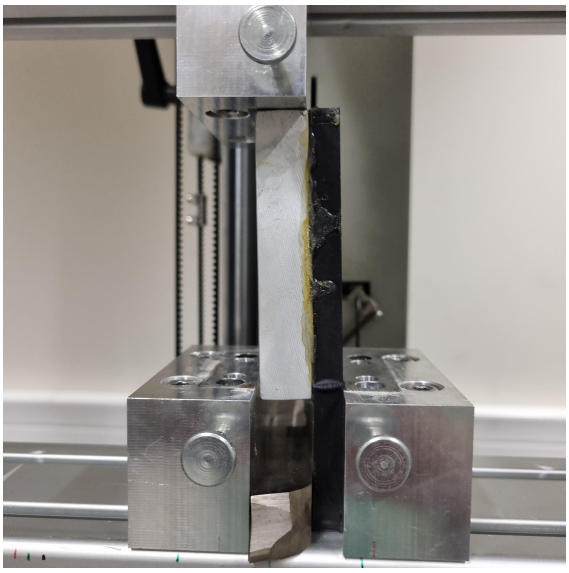
Tableau A.15 – Comparaison des contraintes requises et mesurées pour l'assemblage collé aluminium–PETG

Essai	**Grandeur évaluée**	**Contrainte en service**	**Contrainte mesurée**	**Coefficient de sécurité**
Cisaillement	Contrainte tangentielle	0,0127 MPa	0,715 MPa	56,3
Traction	Contrainte normale	0,0735 MPa	0,166 MPa	2,26

Les deux essais valident la tenue mécanique de l'assemblage. Le coefficient de sécurité plus faible en traction s'explique par un collage imparfait et par la déformation de l'éprouvette en PETG, qui a favorisé un chargement en pelage. Cette sollicitation étant plus défavorable qu'une traction uniforme, le résultat obtenu est conservatif.



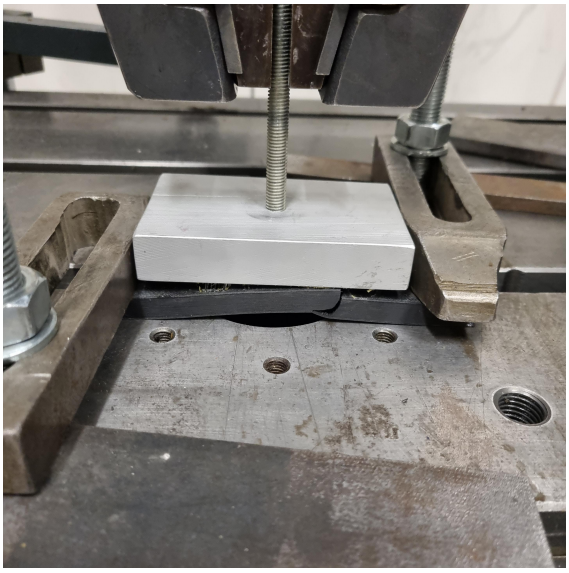
(a) Montage de l'essai de cisaillement



(b) Résultat de l'essai de cisaillement



(c) Montage de l'essai de traction



(d) Résultat de l'essai de traction

Figure A.83 – Montages expérimentaux et résultats des essais sur l'assemblage aluminium–PETG

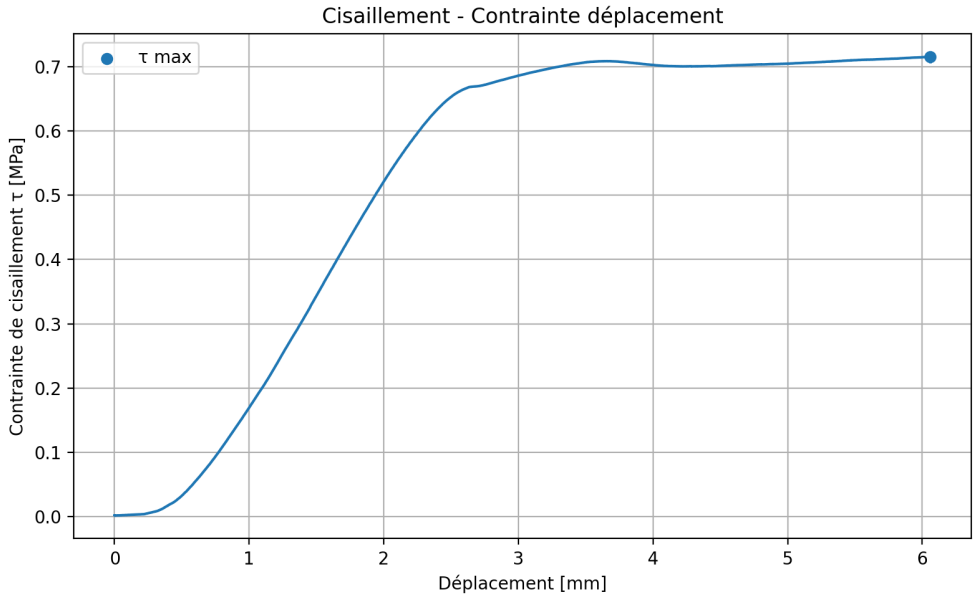


Figure A.84 – Courbe contrainte–déplacement en cisaillement

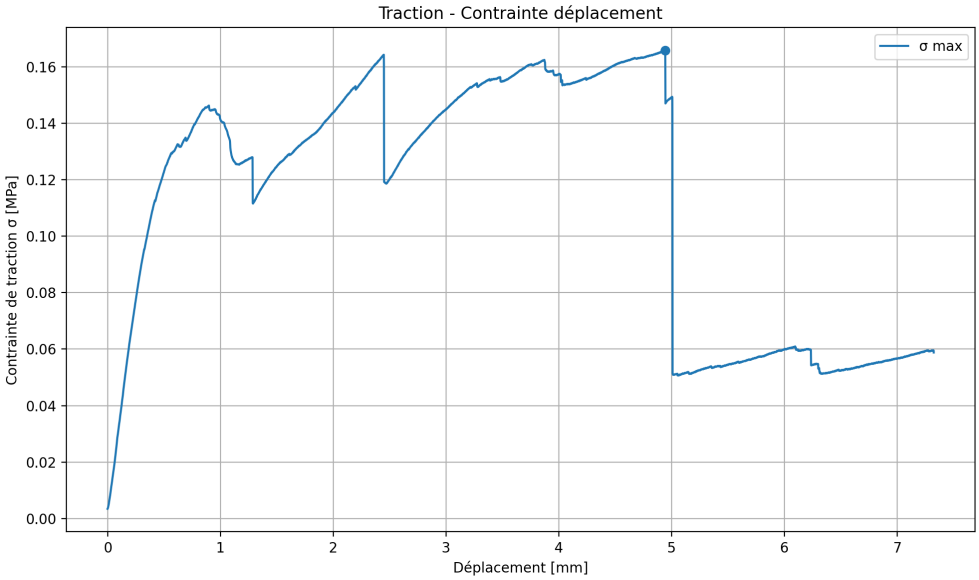


Figure A.85 – Courbe contrainte–déplacement en traction

Conclusion Les essais confirment la tenue mécanique de l'assemblage collé sous pression. Le collage permet de limiter le nombre de joints tout en conservant une architecture compacte et compatible avec l'intégration de raccords hydrauliques standards.

A.34 Fiche technique LOCTITE AA 330

Fiche Technique

LOCTITE® AA 330

Alias LOCTITE® 330™
Juin 2022

DESCRIPTION DU PRODUIT
LOCTITE® AA 330 présente les caractéristiques suivantes:

Technologie	Acrylique
Nature chimique	Uréthane méthacrylate ester
Aspect	Légèrement laiteux, transparent à jaune clair[LMS]
Composants	Monocomposant
Viscosité	Elevée
Polymérisation	Avec activateur
Domaine d'application	Collage

LOCTITE® AA 330 est un adhésif d'usage général pour le collage de métaux, bois, ferrites, céramiques et plastiques. Les applications comprennent les manches d'outil, les appareils domestiques, les articles de sport et éléments de décoration.

NSF International
Agrée NSF Catégorie P1 pour l'utilisation en tant que produit de collage et/ou d'étanchéité dans les zones de process alimentaire. Se reporter aux exigences d'utilisation selon l'agrément NSF. **Note:** Agrément local lié au lieu de fabrication. Consultez votre Service Technique local.

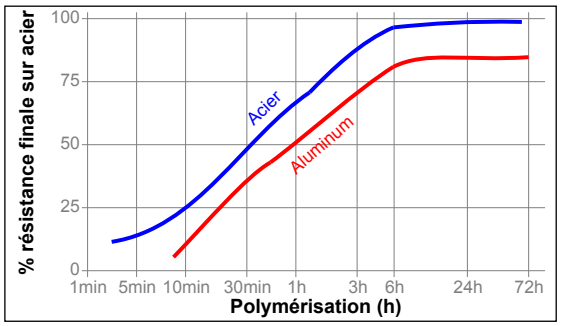
PROPRIETES DU PRODUIT LIQUIDE

Densité à 25 °C	1,05
Viscosité, Brookfield - RVT, 25 °C, mPa.s (cP):	
Mobile 7, vitesse 20 tr/min	45 000 à 90 000[LMS]
Viscosité, EN 12092 - SV, 25 °C, après 180 s, mPa.s (cP):	
Cisaillement 20 s^{-1}	30 000 à 70 000

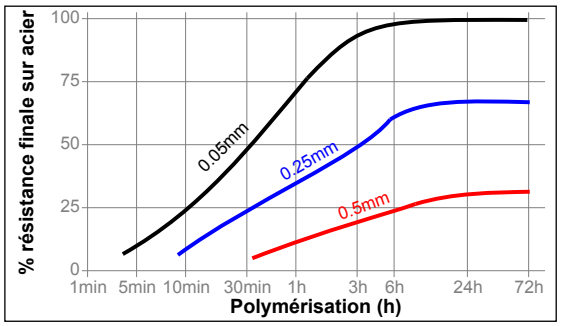
Point éclair - se reporter à la FDS

DONNEES TYPIQUES SUR LA POLYMERISATION

Vitesse de polymérisation en fonction du substrat
La vitesse de polymérisation dépend du substrat utilisé. Le graphique ci-après montre l'évolution de la résistance au cisaillement en fonction du temps sur des des éprouvettes de traction-cisaillement en acier sablé, et testées selon ISO 4587 (Activateur 7387™ appliqué sur une face).



Vitesse de polymérisation en fonction du jeu
La vitesse de polymérisation dépend du jeu au niveau du joint de colle. Le graphique ci-après montre l'évolution de la résistance au cisaillement en fonction du temps sur des des éprouvettes de traction-cisaillement en acier sablé, pour des jeux définis, et testée selon ISO 4587 (Activateur 7387™ appliqué sur une face).



PROPRIETES TYPIQUES DU PRODUIT POLYMERISE

Propriétés physiques:

Coefficient de Dilatation Thermique linéique, ISO 11359-2, K-1 Plage de température : -25°C à 25°C	151×10^{-6}
Coef. conductivité thermique , ISO 8302, W/(m·K)	0,1
Chaleur spécifique, kJ/(kg·K)	0,3

PERFORMANCES DU PRODUIT POLYMERISE

Pour l'accès le plus direct aux ventes locales et au support technique, visitez: www.henkel.com/industrial

Propriétés de l'adhésif

Après 24h à 22 °C, Activateur 7387™ sur une face
Eprouvette de cisaillement, ISO 4587:

Acier doux sablé	N/mm²	15 à 30
	(psi)	(2 175 à 4 350)

Résistance à la traction, ISO 6922:

Acier doux sablé	N/mm²	12 à 22
	(psi)	(1 740 à 3 190)

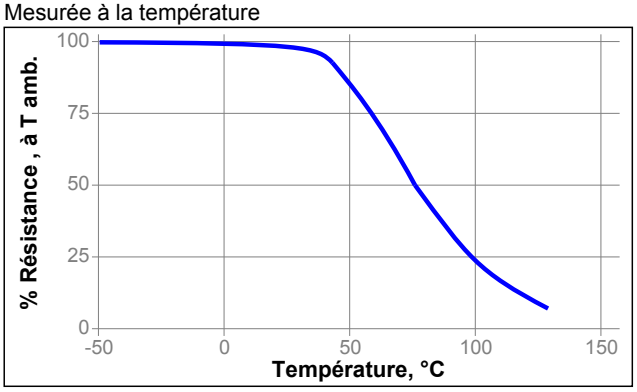
Après 24h à 22 °C, Activateur 7387™ ou 7386™ sur 2 faces
Eprouvette de cisaillement, ISO 4587:

Acier doux sablé	N/mm²	≥16,5[LMS]
	(psi)	(≥2 390)

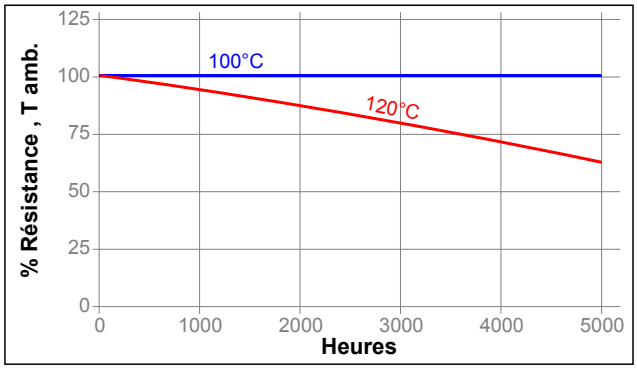
PERFORMANCES DE TENUE A L'ENVIRONNEMENT

Après polymérisation 1 semaine à 22 °C, Activateur 7387™ sur une face
Eprouvette de cisaillement, ISO 4587:
Acier doux sablé:
jeu 0,25 mm

Résistance à chaud
Mesurée à la température



Vieillissement à chaud
Vieillissement à la température indiquée et mesure après retour à 22 °C



Résistance aux produits chimiques
Vieillissement dans les conditions indiquées et mesure après retour à 23 °C.

		% de la résistance initiale conservée après	
Agent chimique	**°C**	**350 h**	**720 h**
Acétone	22	10	10
Huile moteur	87	90	66
Essence sans plomb	22	20	20
Ester Phosphate	87	93	75
Eau/Glycol 50/50	87	60	60

INFORMATIONS GENERALES

L'utilisation de ce produit n'est pas recommandée dans des installations véhiculant de l'oxygène pur ou des mélanges riches en oxygène, et il ne doit pas être utilisé comme produit d'étanchéité vis à vis du chlore ou pour d'autres corps fortement oxydants.

Pour obtenir les informations relatives à la sécurité de mise en oeuvre de ce produit, consultez obligatoirement la Fiche de Données de Sécurité (FDS).

Lorsqu'un système de lavage en phase aqueuse est utilisé pour nettoyer les pièces avant collage, il est important de vérifier la compatibilité de la solution lessivielle avec l'adhésif utilisé. Dans certains cas, les nettoyages en phase aqueuse affectent la polymérisation et les performances de l'adhésif.

Recommandations de mise en oeuvre

1. Pour obtenir les meilleures performances, les surfaces doivent être propres et exemptes de graisses.
2. Pour assurer une polymérisation rapide et fiable, appliquer l'Activateur 7387™ ou 7386™ sur une face et l'adhésif sur l'autre face. Assembler les pièces en moins de 15 min.
3. Le jeu recommandé est de 0,1 mm. Pour des jeux plus importants (jusqu'à 0,5 mm au maximum), ou lorsqu'une vitesse de prise plus rapide est nécessaire, appliquer l'Activateur 7387™ ou 7386™ sur

les 2 faces. Assembler les pièces immédiatement (dans la minute).
4. Enlever l'excès d'adhésif au papier imbibé de solvant organique.
5. Maintenir les pièces sous légère pression jusqu'à la prise de l'adhésif.
6. Attendre que le produit développe toutes ses performances avant de le solliciter (généralement 24 à 72 heures après assemblage, en fonction du jeu, des matériaux et des conditions ambiantes).

Loctite Material Specification[LMS]
LMS en date du Mars 11, 1996. Les résultats des contrôles pour chaque lot de fabrication sont disponibles pour les caractéristiques identifiées LMS. Les rapports de contrôle LMS mentionnent aussi les résultats des contrôles qualité QC en accord avec les spécifications appropriées à l'utilisation du client. De plus, des contrôles permanents existent en parallèle afin de garantir la qualité du produit et la stabilité de la production. Toute demande spécifique liée à des exigences particulières d'un client sera transmise et gérée par le service Qualité Henkel.

Stockage
Conserver le produit dans son emballage d'origine fermé dans un local sec. Certaines informations de stockage peuvent être indiquées sur l'étiquetage de l'emballage.
Température de stockage : 8°C à 21°C. Une température de stockage inférieure à 8°C ou supérieure à 28°C peut affecter les propriétés du produit. Pour éviter de contaminer le produit, ne jamais remettre dans son contenant d'origine un produit sorti de son emballage. Henkel Corporation n'assure aucune responsabilité pour les produits stockés dans d'autres conditions que celles indiquées, ou pour des produits contaminés par une mauvaise utilisation. Pour obtenir des informations supplémentaires, contacter votre Service Technique local ou votre représentant local.

Conversions
(°C x 1,8) + 32 = °F
kV/mm x 25,4 = V/mil
mm / 25,4 = inches
N x 0,225 = lb
N/mm x 5,71 = lb/in
N/mm² x 145 = psi
MPa x 145 = psi
N·m x 8,851 = lb·in
N·mm x 0,142 = oz·in
mPa·s = cP

Clause de non-responsabilité
Remarque :
L'information fournie dans cette Fiche Technique (FT) y compris les recommandations d'utilisation et d'application du produit est basée sur notre connaissance et notre expérience de ce produit à la date d'établissement de cette FT. Le produit est susceptible de présenter différentes variétés d'application ainsi que des modalités différentes d'application et de fonctionnement dans votre environnement qui échappent à notre contrôle. En conséquence, Henkel n'est pas responsable ni de l'adéquation de notre produit aux procédés de production et aux conditions dans lesquelles vous l'utilisez ni des applications et résultats attendus. Nous recommandons fortement que vous pratiquiez vos propres vérifications et essais préalables pour confirmer une telle adéquation de notre produit.
Toute responsabilité au regard de l'information contenue dans la Fiche Technique (FT) ou toute autre recommandation écrite ou orale concernant le produit est exclue sauf si une telle responsabilité est expressément acceptée par ailleurs, sauf en cas de dommages corporels ou mortels dus à notre négligence et sauf au titre des dispositions légales en matière de responsabilité des produits.

Pour des produits livrés par Henkel Belgium NV, Henkel Electronic Materials NV, Henkel Nederland BV, Henkel Technologies France SAS ou Henkel France SA, veuillez noter, en complément, que : Dans le cas où la responsabilité de Henkel serait néanmoins engagée sur quelque fondement juridique que ce soit, cette responsabilité ne pourra en aucun cas être supérieure au montant de la livraison concernée.

Pour des produits livrés par Henkel Colombiana, S.A.S. l'exclusion de responsabilité suivante est applicable:L'information fournie dans cette Fiche Technique (FT) y compris les recommandations d'utilisation et d'application du produit est basée sur notre connaissance et notre expérience de ce produit à la date d'établissement de cette FT. En conséquence, Henkel n'est pas responsable ni de l'adéquation de notre produit aux procédés de production et aux conditions dans lesquelles vous l'utilisez ni des applications et résultats attendus. Nous recommandons fortement que vous pratiquiez vos propres vérifications et essais préalables pour confirmer une telle adéquation de notre produit.
Toute responsabilité au regard de l'information contenue dans la Fiche Technique (FT) ou toute autre recommandation écrite ou orale concernant le produit est exclue sauf si une telle responsabilité est expressément acceptée par ailleurs, sauf en cas de dommage corporels ou mortels dus à notre négligence et sauf au titre des dispositions légales en matière de responsabilité des produits.

Pour des produits livrés par Henkel Corporation, Resin Technology Group, Inc., ou Henkel Canada Corporation. l'exclusion de responsabilité suivante est applicable:
Les données contenues dans ce document sont fournies à titre d'information seulement et sont considérées comme fiables. Nous ne pouvons pas assumer la responsabilité de résultats obtenus par des tiers à partir de méthodes sur lesquelles nous n'avons aucun contrôle. Il est de la responsabilité de l'utilisateur de déterminer l'adéquation à son besoin de toute méthode de production décrite dans ce document, et de mettre en oeuvre toutes les mesures qui s'imposent pour la protection des personnes et des biens contre tous risques pouvant résulter de la mise en oeuvre et de l'utilisation des produits. En fonction de ce qui précède, **Henkel dénie toutes garanties implicites ou explicites, y compris les garanties liées à l'aptitude à la vente ou d'adéquation à un besoin particulier, résultant de la vente ou de l'utilisation de produits de Henkel. Henkel dénie notamment toutes poursuites pour des dommages incidents ou conséquents quels qu'ils soient, y compris les pertes financières d'exploitation.**
La présentation dans ce document de processus ou de composition ne doit pas être interprétée comme le fait qu'ils sont libres de tous brevets détenus par des tiers ainsi que comme une licence de brevet détenue par Henkel pouvant couvrir de tels procédés ou compositions. Nous recommandons ici à l'utilisateur potentiel de vérifier par des essais l'application envisagée avant de passer à une application répétitive, les données présentées ici ne servant que de guide. Ce produit peut être couvert par un ou plusieurs brevets ou licences ou demandes de brevet tant aux USA que dans d'autres pays.

Utilisation des marques
Sauf indications contraires, toutes les marques citées dans ce documents sont des marques déposées par Henkel Corporation aux Etats Unis et ailleurs. ® indique une marque déposée auprès de U.S. Patent and Trademark Office.

Référence 1.5

Pour l'accès le plus direct aux ventes locales et au support technique, visitez : www.henkel.com/industrial

This document was created and digitally signed by tdx.henkel.com at 2025-11-26T18:54:22.220Z

A.35 Procédure et résultats des essais de l'échangeur

Validation expérimentale de l'échangeur thermique L'objectif des essais est de vérifier que l'échangeur maintient la température du rail sous la limite admissible :

$$T_{\text{rail}} \leq T_{\text{lim}} = 50\,^{\circ}\text{C}. \tag{A.32}$$

La puissance évacuée par l'eau permet de vérifier la cohérence du bilan thermique :

$$\dot{Q}_{\text{eau}} = \dot{m} c_p \left(T_{\text{out}} - T_{\text{in}}\right), \tag{A.33}$$

avec le rapport énergétique :

$$R_Q = \frac{\dot{Q}_{\text{eau}}}{P_{\text{imp}}}. \tag{A.34}$$

Le critère principal reste la température du rail. Le bilan sur l'eau constitue un indicateur complémentaire, sensible aux pertes thermiques et aux incertitudes de mesure.

Tableau A.16 – Grandeurs mesurées lors des essais

Grandeur	**Symbole**	**Unité**	**Utilisation**
Tension et courant	U, I	V, A	Calcul de la puissance imposée $P_{\text{imp}} = UI$.
Température du rail	T_{rail}	°C	Critère principal de validation.
Températures de l'eau	T_{in}, T_{out}	°C	Calcul de la puissance évacuée.
Masse d'eau collectée	m_{coll}	g	Calcul du débit massique.
Durée de collecte	Δt_{coll}	s	Calcul du débit massique.
Température ambiante	T_{amb}	°C	Interprétation des pertes thermiques.

Grandeurs mesurées

Procédure expérimentale Avant chaque essai, le circuit est rempli, purgé et contrôlé afin de vérifier l'absence de fuite. La cartouche chauffante est alimentée uniquement lorsque la circulation d'eau est établie.

Tableau A.17 – Procédure d'un point d'essai

Étape	Action	Vérification ou mesure
1	Préparer le montage	Contrôler l'assemblage, les flexibles, les raccords et les capteurs.
2	Remplir et purger	Évacuer les bulles d'air et vérifier l'absence de fuite.
3	Mesurer le débit	Collecter une masse d'eau pendant une durée connue.
4	Régler la puissance	Mesurer U et I, puis calculer $P_{\mathrm{imp}} = UI$.
5	Stabiliser	Suivre T_{rail} jusqu'au régime permanent.
6	Relever les données	Mesurer les températures, la puissance et le débit.
7	Arrêter l'essai	Couper le chauffage et maintenir temporairement la circulation d'eau.

Consigne de sécurité

La cartouche chauffante ne doit jamais être alimentée sans circulation d'eau. En cas de fuite, de perte de débit ou de température anormale, l'alimentation électrique doit être coupée immédiatement.

Tableau A.18 – Plan d'essais retenu

Famille d'essai	Puissance	Débit	Objectif
Caractérisation	83 W à 85 W	Variable	Évaluer l'influence du débit.
Fonctionnement nominal	125 W	Proche de $1\,\mathrm{L\,min^{-1}}$	Valider le fonctionnement prévu.
Débit réduit	125 W	Réduit	Déterminer la marge thermique restante.
Surcharge	170 W	Proche de $1\,\mathrm{L\,min^{-1}}$	Évaluer la capacité au-delà du nominal.

Plan d'essais

Calcul des grandeurs thermiques Le débit massique est obtenu à partir de la masse d'eau collectée :

$$\dot{m} = \frac{m_{\mathrm{coll}}}{\Delta t_{\mathrm{coll}}}. \tag{A.35}$$

La température moyenne de l'eau vaut :

$$T_{\mathrm{bulk}} = \frac{T_{\mathrm{in}} + T_{\mathrm{out}}}{2}. \tag{A.36}$$

La puissance thermique évacuée et la marge thermique sont données par :

$$\dot{Q}_{\mathrm{eau}} = \dot{m} c_p \left(T_{\mathrm{out}} - T_{\mathrm{in}}\right), \tag{A.37}$$

$$M_T = 50\,^{\circ}\mathrm{C} - T_{\mathrm{rail}}. \tag{A.38}$$

Résultats expérimentaux Le tableau A.19 regroupe les mesures et les grandeurs calculées pour l'ensemble des essais.

Tableau A.19 – Résultats complets des essais thermiques

Essai	P [W]	$\dot{m}$ [g min^{-1}]	$\dot{V}$ [L min^{-1}]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	ΔT [K]	T_{rail} [°C]	$\dot{Q}_{\text{eau}}$ [W]	**Marge** [°C]
A1	85	640	0,64	24,8	26,6	1,8	40,8	80,3	9,2
A2	85	416	0,42	25,7	29,7	4,0	49,4	115,9	0,6
A3	85	640	0,64	25,7	28,1	2,4	43,1	107,0	6,9
A4	85	860	0,86	23,5	25,0	1,5	36,4	89,9	13,6
A5	85	780	0,78	23,5	25,2	1,7	36,7	92,4	13,3
A6	85	1040	1,04	24,8	25,9	1,1	34,5	79,7	15,5
B1	83	196	0,20	23,8	28,2	4,4	49,3	60,1	0,7
B2	83	532	0,53	23,8	25,8	2,0	35,2	74,1	14,8
B3	83	888	0,89	23,9	24,8	0,9	31,4	55,7	18,6
C1	170	940	0,94	24,0	26,7	2,7	48,0	176,8	2,0
C2	125	940	0,94	24,1	26,2	2,1	40,0	137,5	10,0
C3	125	352	0,35	23,8	28,5	4,7	49,0	115,3	1,0

Tableau A.20 – Essais représentatifs pour la validation du refroidissement

Essai	P [W]	$\dot{m}$ [g min^{-1}]	T_{rail} [°C]	**Marge** [°C]	$\dot{Q}_{\text{eau}}$ [W]	**Interprétation**
C2	125	940	40,0	10,0	137,5	Fonctionnement nominal conforme.
C3	125	352	49,0	1,0	115,3	Fonctionnement conforme, mais marge réduite à faible débit.
C1	170	940	48,0	2,0	176,8	Surcharge conforme, avec marge limitée.

Essais représentatifs

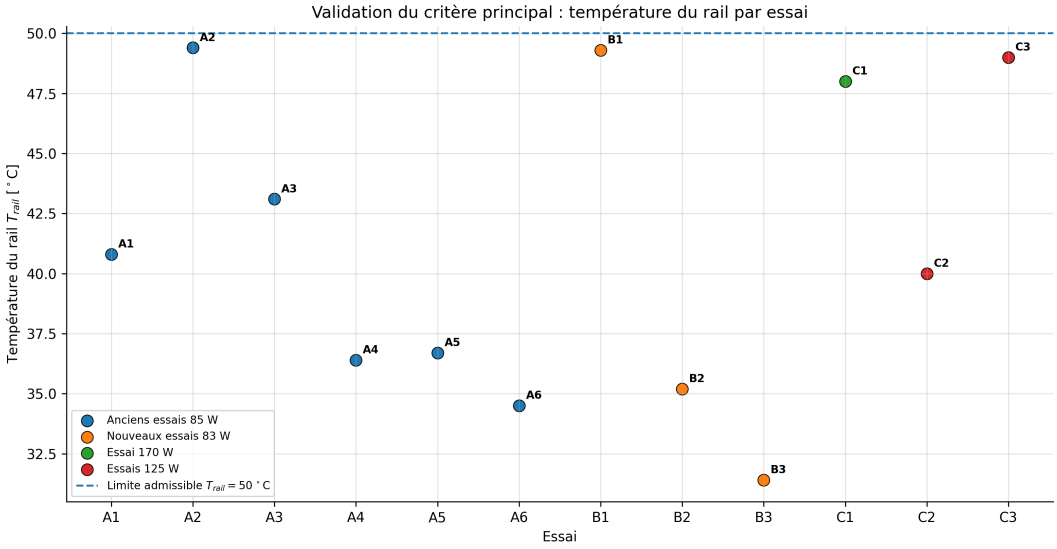


Figure A.86 – Température du rail mesurée pour les différents essais

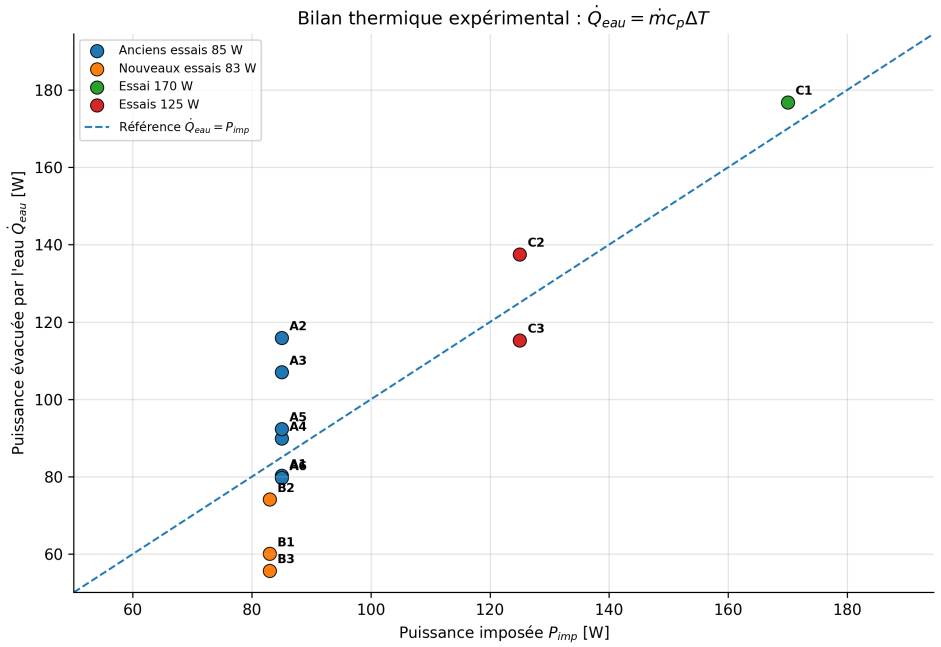


Figure A.87 – Comparaison entre la puissance évacuée par l'eau et la puissance imposée

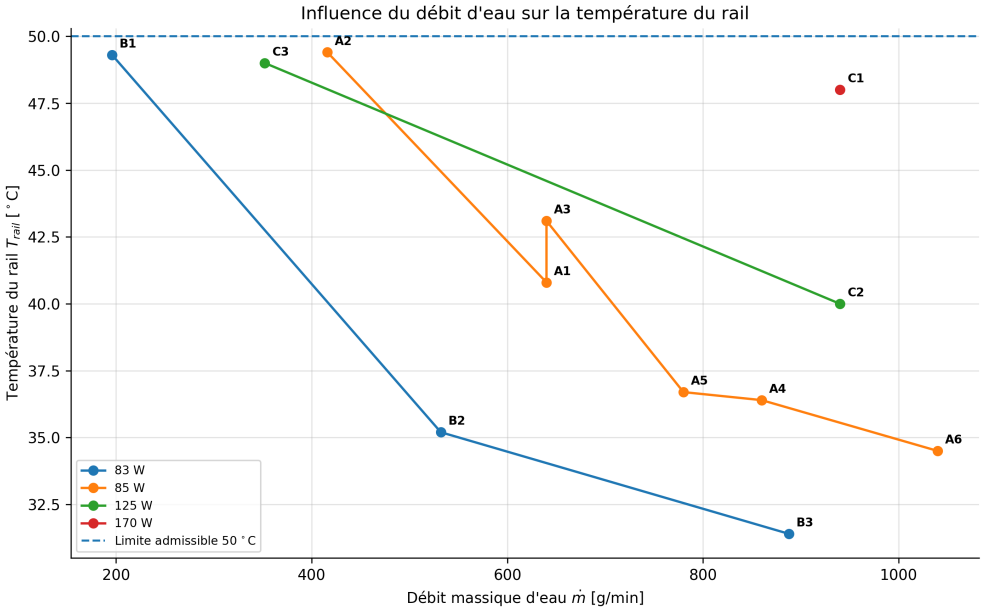


Figure A.88 – Influence du débit d'eau sur la température du rail

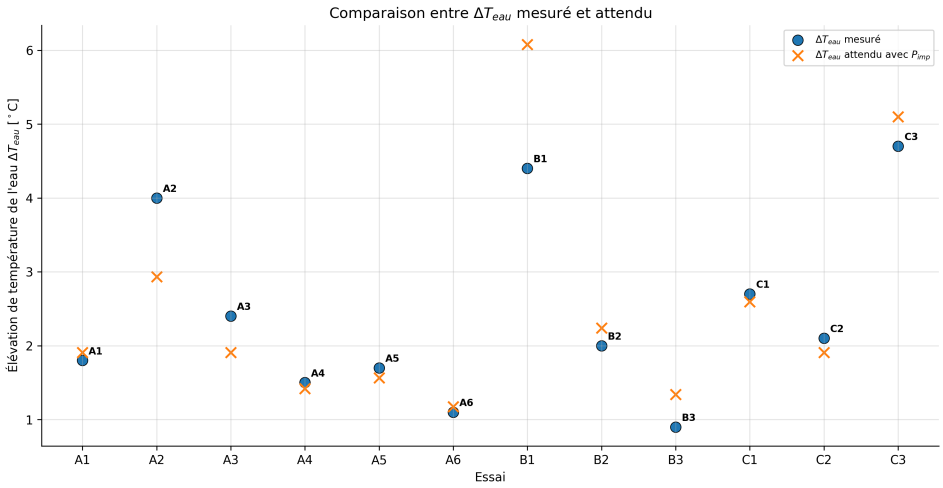


Figure A.89 – Comparaison entre l'élévation de température mesurée et la valeur attendue

Graphes de validation

Analyse des résultats Tous les essais respectent la limite de 50 °C. La température maximale mesurée est de 49.4 °C.

Au point nominal C2, la température du rail atteint 40 °C pour un débit de 0.94 L min^{-1}, soit une marge thermique de 10 °C.

L'essai C3 montre qu'une réduction du débit à 0.35 L min^{-1} augmente la température du rail jusqu'à 49 °C. Le débit constitue donc un paramètre critique.

L'essai C1 confirme que l'échangeur reste conforme à 170 W, mais avec une marge limitée à 2 °C.

Les écarts entre la puissance imposée et la puissance évacuée par l'eau restent compatibles avec les pertes thermiques vers l'environnement et les incertitudes expérimentales.

Limites de l'essai Les principales limites sont :

— les pertes thermiques vers l'air ambiant ne sont pas mesurées directement ;

— le bilan thermique est sensible aux incertitudes sur le débit et les températures ;

— une faible différence $T_{\text{out}} - T_{\text{in}}$ augmente l'incertitude relative ;

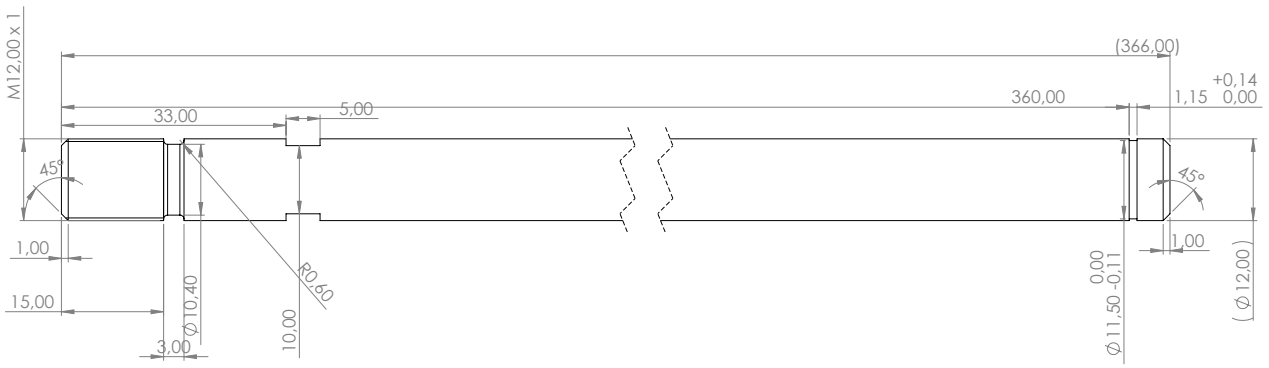
— la température mesurée dépend du positionnement du thermocouple ;

— l'uniformité thermique du rail et la perte de charge du circuit restent à caractériser.

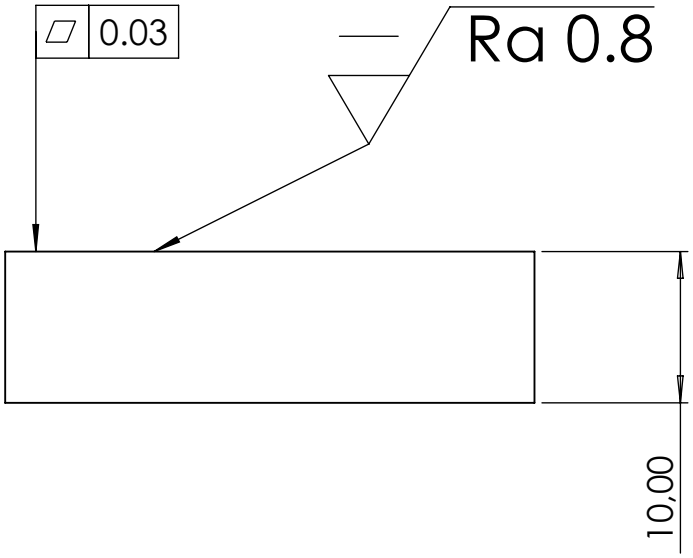
Conclusion Les essais valident le fonctionnement de l'échangeur thermique pour les conditions étudiées. Le rail reste sous la limite de 50 °C, y compris pour une surcharge de 170 W.

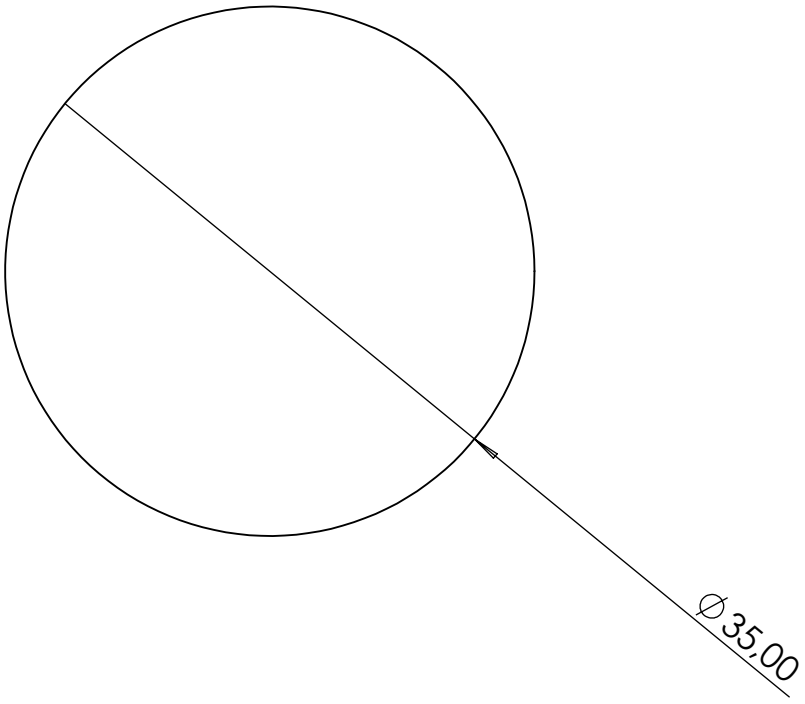
Pour le fonctionnement nominal à 125 W, un débit minimal proche de 1 L min^{-1} est recommandé.

A.36 Plans mécaniques



SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: ISO 2768m-k			FINITION:			CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
	NOM	SIGNATURE	DATE				TITRE:	
AUTEUR								
VERIF.								
APPR.								
FAB.								
QUAL.								
				MATERIAU: EN 1.1191 Equiv. + Placage autocatalytique au nickel			No. DE PLAN Arbre_ecrou_double_frein	A3
				MASSE:			ECHELLE:1:2	FEUILLE 1 SUR 1





SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: Ra 3.2 TOLERANCES: iso2768m-K LINEAIRES: ANGULAIRES:	FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE / REVISION

	NOM	SIGNATURE	DATE
AUTEUR			
VERIF.			
APPR.			
FAB.			
QUAL.			

TITRE:

MATERIAU: AISI 1020

No. DE PLAN

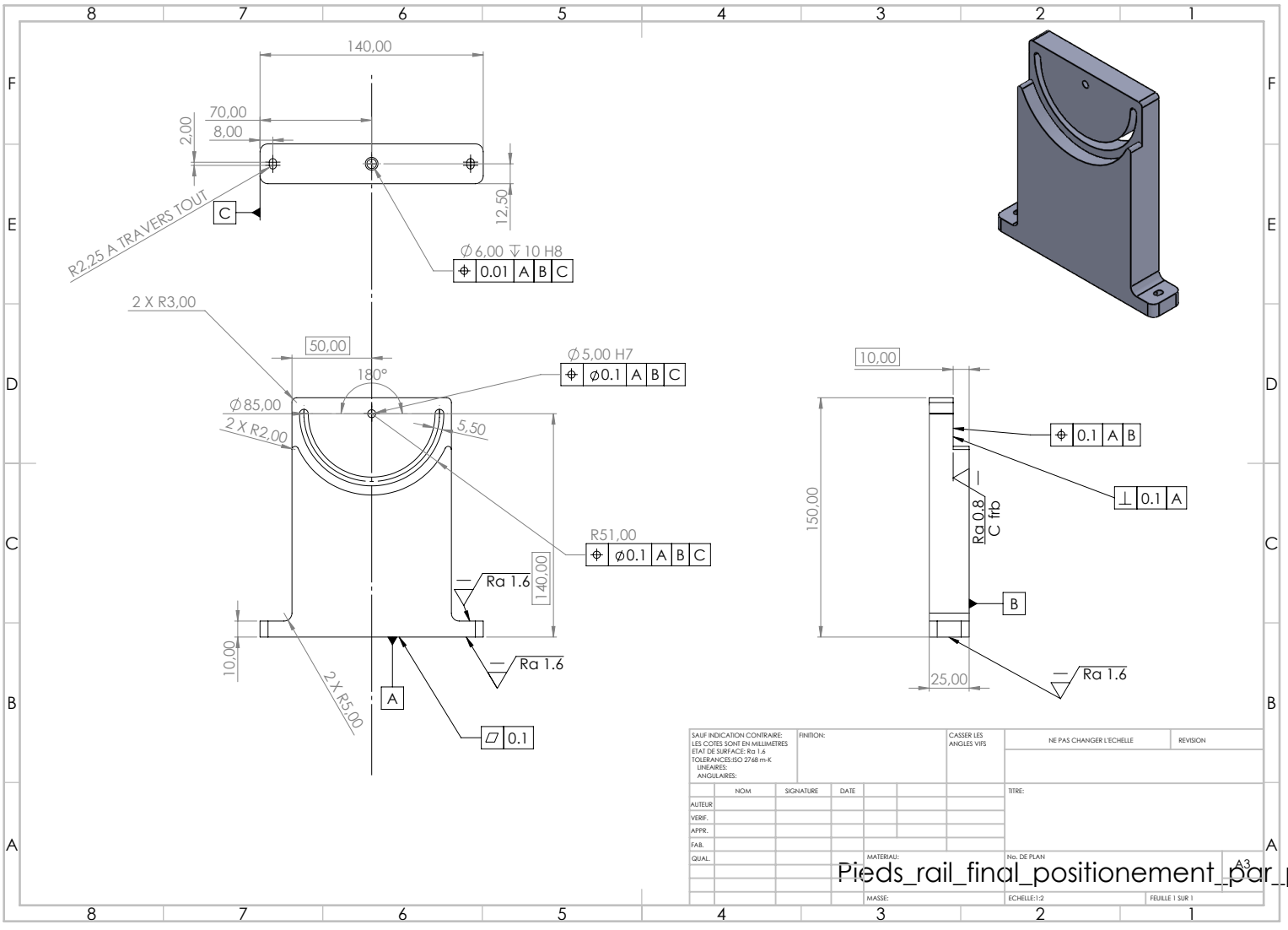
A4

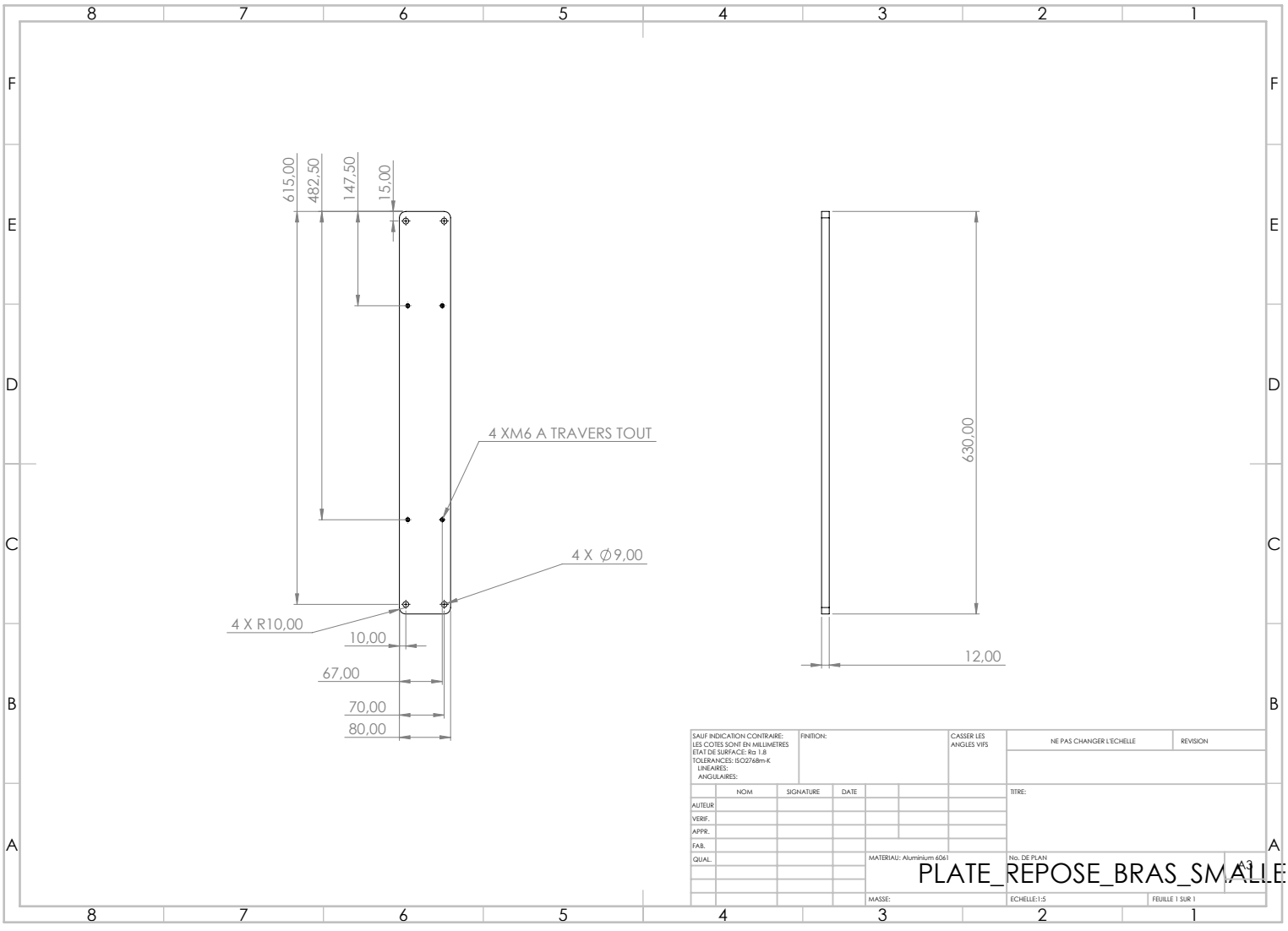
Pièce_Liaison_bras_aimant

MASSE:

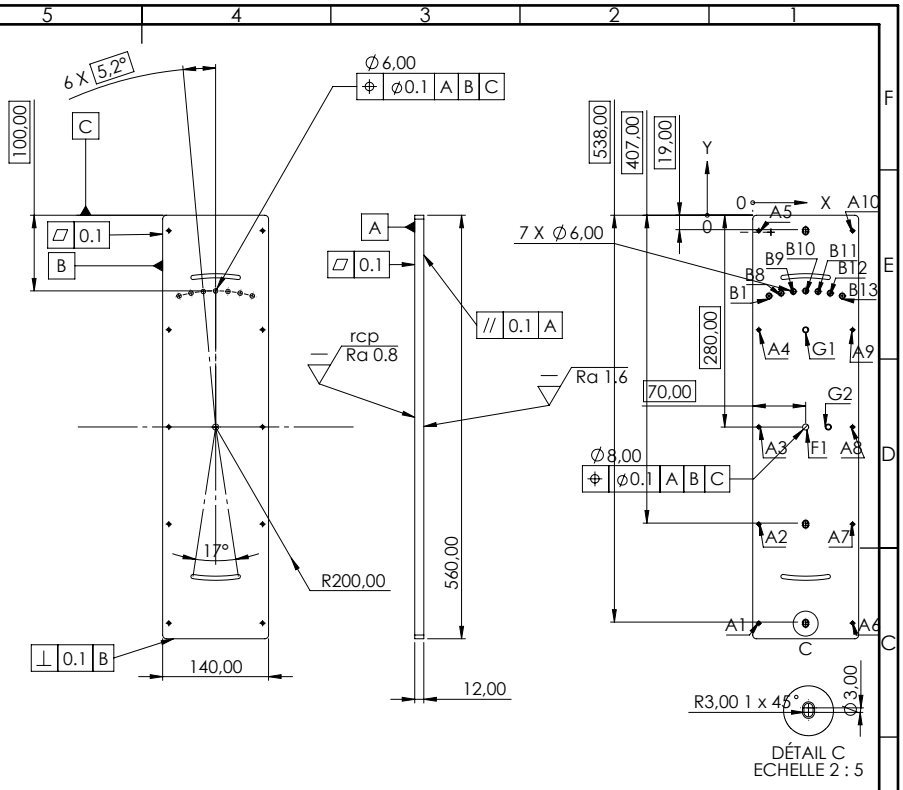
ECHELLE:2:1

FEUILLE 1 SUR 1


140,00
70,00
8,00
2,00
12,50
R2,25 A TRAVERS TOUT
C
⌀ 6,00 ↧ 10 H8
⌖ 0.01 A B C
2 X R3,00
50,00
180°
⌀ 5,00 H7
⌖ ⌀0.1 A B C
⌀ 85,00
2 X R2,00
5,50
R51,00
⌖ ⌀0.1 A B C
Ra 1.6
140,00
10,00
2 X R5,00
A
Ra 1.6
⏥ 0.1
10,00
⌖ 0.1 A B
⊥ 0.1 A
150,00
Ra 0.8
C ftb
B
25,00
Ra 1.6
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE: Ra 1.6
TOLERANCES:ISO 2768 m-K
LINEAIRES:
ANGULAIRES:
FINITION:
CASSER LES ANGLES VIFS
NE PAS CHANGER L'ECHELLE
REVISION
NOM
SIGNATURE
DATE
AUTEUR
VERIF.
APPR.
FAB.
QUAL.
TITRE:
MATERIAU:
No. DE PLAN
A3
MASSE:
ECHELLE:1:2
FEUILLE 1 SUR 1
Pieds_rail_final_positionement_par_p


615,00
482,50
147,50
15,00
4 XM6 A TRAVERS TOUT
4 X ∅9,00
4 X R10,00
10,00
67,00
70,00
80,00
630,00
12,00
SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE: Ra 1.8
TOLERANCES: ISO276m-K
LINEAIRES:
ANGULAIRES:
FINITION:
CASSER LES ANGLES VIFS
NE PAS CHANGER L'ECHELLE
REVISION
NOM
SIGNATURE
DATE
AUTEUR
VERIF.
APPR.
FAB.
QUAL.
TITRE:
MATERIAU: Aluminium 6061
No. DE PLAN
A3
PLATE_REPOSE_BRAS_SMALLER
MASSE:
ECHELLE:1:5
FEUILLE 1 SUR 1

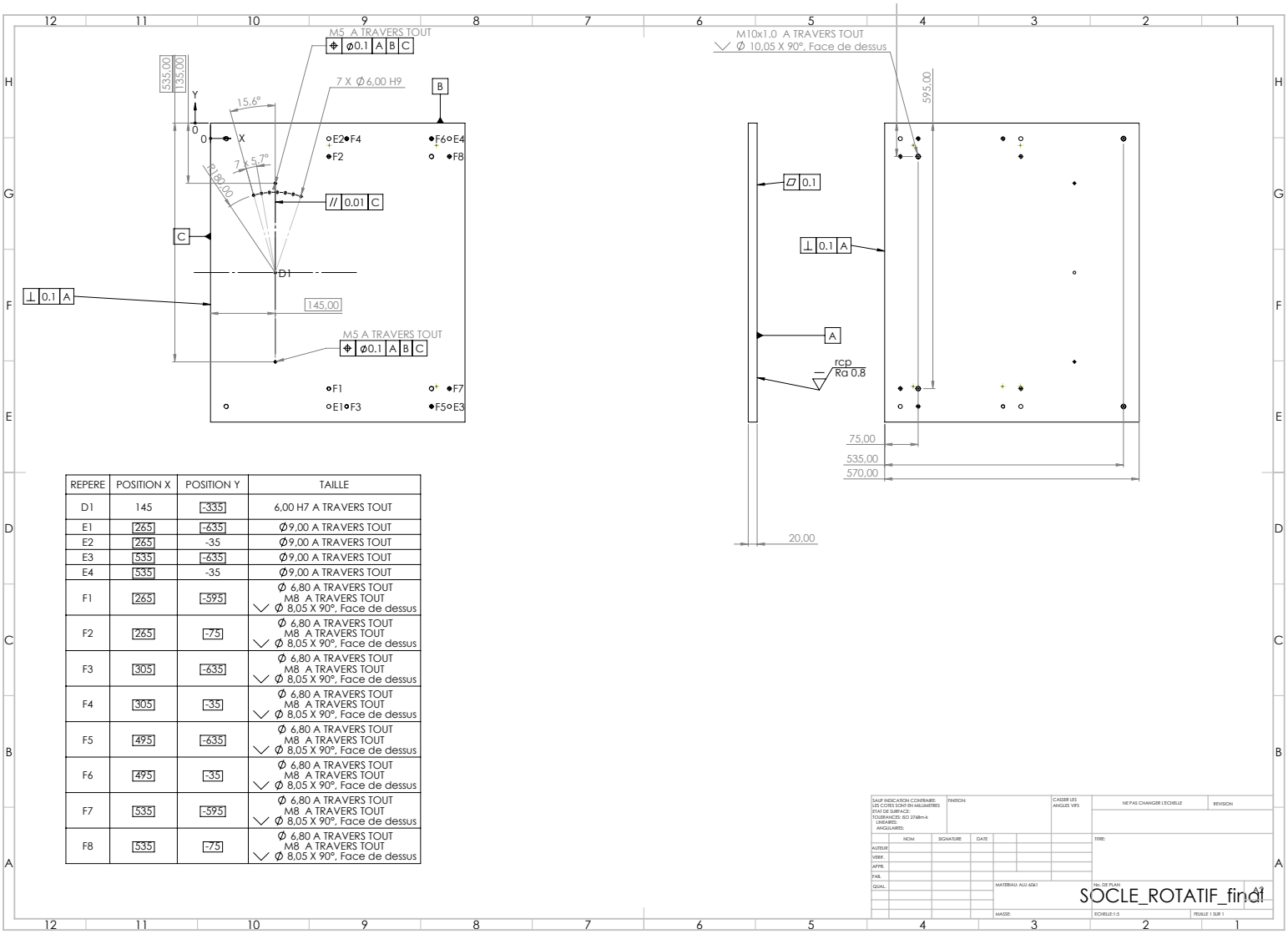
REPERE	POSITION X	POSITION Y	TAILLE
A1	8	-539,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A2	8	-408,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A3	8	-280	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A4	8	-151,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A5	8	-20,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A6	132	-539,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A7	132	-408,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A8	132	-280	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A9	132	-151,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
A10	132	-20,50	Ø 3,30 A TRAVERS TOUT M4 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø 4,05 X 90°, Face de dessus
B1	21,59	-106,63	Ø6,00 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø8,00 X 90°
B8	37,51	-102,96	Ø6,00 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø8,00 X 90°
B9	53,69	-100,74	Ø6,00 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø8,00 X 90°
B10	70	-100	Ø6,00 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø8,00 X 90°
B11	86,31	-100,74	Ø6,00 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø8,00 X 90°
B12	102,49	-102,96	Ø6,00 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø8,00 X 90°
B13	118,41	-106,63	Ø6,00 A TRAVERS TOUT ⌵ Ø8,00 X 90°
F1	70	-280	Ø8,00 A TRAVERS TOUT
G1	70	-151,50	Ø6,00↧10,00 ⌵ Ø8,00 X 90°
G2	100	-280	Ø6,00↧10,00 ⌵ Ø8,00 X 90°



DÉTAIL C
ECHELLE 2 : 5

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: ISO276tm-k LINEAIRES: ANGULAIRES:	FINITION:	CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION			
	NOM	SIGNATURE	DATE				
AUTEUR						TITRE:	
VERIF.							
APPR.							
FAB.							
QUAL.							
				MATERIAU: ALU 6061		No. DE PLAN	A3
				MASSE:		ECHELLE:1:5	FEUILLE 1 SUR 1

ROTATION_v3_positionement



REPERE	POSITION X	POSITION Y	TAILLE
D1	145	-335	6,00 H7 A TRAVERS TOUT
E1	265	-635	Ø9,00 A TRAVERS TOUT
E2	265	-35	Ø9,00 A TRAVERS TOUT
E3	535	-635	Ø9,00 A TRAVERS TOUT
E4	535	-35	Ø9,00 A TRAVERS TOUT
F1	265	-595	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus
F2	265	-75	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus
F3	305	-635	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus
F4	305	-35	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus
F5	495	-635	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus
F6	495	-35	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus
F7	535	-595	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus
F8	535	-75	Ø 6,80 A TRAVERS TOUT M8 A TRAVERS TOUT Ø 8,05 X 90°, Face de dessus

SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE:
TOLERANCES: ISO 2768m-K
LINEAIRES:
ANGULAIRES:

FINITION:

CASSER LES ANGLES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

	NOM	SIGNATURE	DATE
AUTEUR			
VERIF.			
APPR.			
FAB.			
QUAL.			

TITRE:

MATERIAU: ALU 6061

No. DE PLAN:

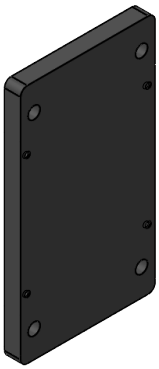
A3

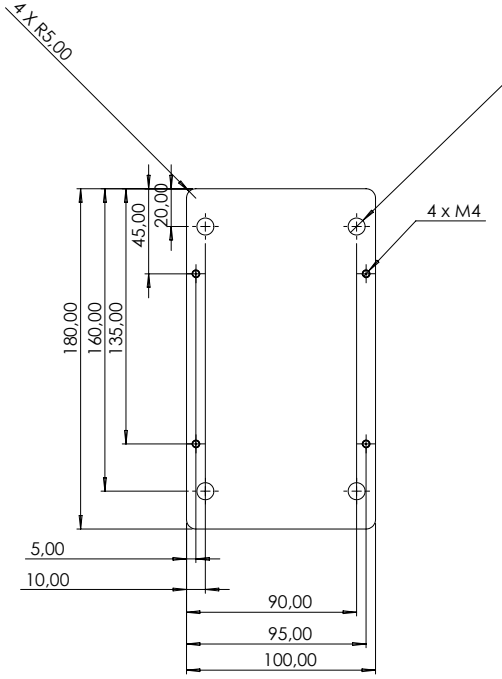
SOCLE_ROTATIF_final

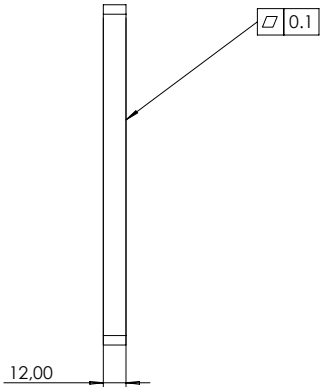
MASSE:

ECHELLE:1:5

FEUILLE 1 SUR 1







SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: Ra 1.6 TOLERANCES: ISO276m-K LINEAIRES: ANGULAIRES:		FINITION:		CASSER LES ANGLES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
	NOM	SIGNATURE	DATE			TITRE:	
AUTEUR							
VERIF.							
APPR.							
FAB.							
QUAL.							
				MATERIAU:		No. DE PLAN	A3
						Support table	
				MASSE:		ECHELLE:1:2	FEUILLE 1 SUR 1

UNIVERSITÉ CATHOLIQUE DE LOUVAIN
École polytechnique de Louvain
Rue Archimède, 1 bte L6.11.01, 1348 Louvain-la-Neuve, Belgique | **www.uclouvain.be/epl**