

Conception et validation d'un véhicule étroit inclinable à échelle réduite

Mémoire présenté par
Pierre GHIJSELINGS , Sébastien TIMMERMANS

en vue de l'obtention du grade de Master
ingénieur civil mécanicien et ingénieur civil électromécanicien respectivement

Promoteurs
Paul FISSETTE, Bruno DEHEZ

Lecteur(s)
Hervé JEANMART, Quentin DOCQUIER

Année académique 2016-2017

The interest in Narrow Tilting Vehicle (NTV) has increased recently as it offers the possibility to tackle both traffic congestion and carbon emissions. With a small footprint, low weight and narrow track, these vehicles are likely to increase the utilization of existing freeways and parking facilities while being energy efficient. Their large height-to-track ratio leads to a reduced stability and requires tilting towards the inside of a turn while cornering. An active tilt control may be achieved by means of two different ways : Direct Tilt Control or Steering Tilt Control.

For the purpose of this research, a reduced-scale three-wheeled tilting vehicle prototype has been built, adapted to the needs of this master's thesis. With the help of multibody simulations to analyze dynamic performances and validate the conception, an electromechanical design has produced a complete demonstrator which will allow to test both methods of control. This report presents details about technical development, dynamical modelling and experimental results on the performance of the demonstrator.

Remerciements

Sans l'aide de nombreuses personnes, ce mémoire n'aurait pas été possible et nous tenons à les remercier pour leur soutien tout au long de ce projet. Leur expérience et leur conseils nous ont permis de mener à bien cette aventure et nous leur sommes reconnaissants du temps qu'elles nous ont consacré.

En premier lieu, l'équipe du pôle mécatronique *CEREM* :

Paul Fisette *pour sa confiance, son incroyable implication dans le projet et ses précieux encouragements tout au long de l'année académique ;*

Quentin Docquier *pour son aide, sa disponibilité et son soutien au jour le jour ainsi que son apport dans la conception électromécanique, son appui dans l'analyse dynamique, la logistique des commandes, la relecture du rapport, ... ;*

Thierry Daras *pour son aide dans la conception électronique, les nombreux prêts de matériel et sa grande disponibilité ;*

Aubain Verle *pour ses conseils en conception et ses encouragements ;*

Nicolas Docquier *pour son assistance et son expertise en Robotran ;*

Bruno Dehez *pour ses conseils sur les choix des actionneurs ;*

Olivier Lantsoght *pour son assistance en Linux et Robotran ;*

Benoit Herman *pour les commandes Misumi et les astuces mécaniques ;*

Paul Sente *pour les commandes Farnell ;*

L'équipe du laboratoire *CREDEM* :

Axel Jottard *pour la qualité impressionnante des pièces réalisées, du temps consacré et de ses nombreux conseils en conception ;*

André Lengelé *pour son assistance à la réalisation de pièces mécaniques ;*

Alban Matton *pour son suivi et ses conseils sur la réalisation de pièces mécaniques ;*

Nos deux sponsors :

Farnell *pour l'acquisition des composants électriques ;*

Battery Discount *pour l'achat des batteries ;*

Les personnes avec qui nous avons pu collaborer dans et hors du cadre de l'université :

Alexis Paques *pour ses conseils sur l'architecture électronique et le choix des contrôleurs de bord ;*

Sébastien Goessens *pour son appui sur la prise en main des éléments électroniques ;*

Nous tenons tout particulièrement à remercier nos familles, nos amis et nos copines pour leur soutien quotidien, avec une attention particulière pour Jacques Ghijssels *pour son aide dans la programmation de l'ordinateur de bord* et de manière générale tous les lecteurs de ce mémoire.

Table des matières

Remerciements	ii
Table des matières	iii
Liste des symboles et abréviations	v
Liste des figures	viii
Liste des tableaux	xiii
Introduction	1
Chapitre 1 Présentation générale du démonstrateur	5
1.1 Genèse de la conception	5
1.2 Morphologie générale du démonstrateur	6
1.3 Fonctionnalités et caractéristiques	8
1.3.1 Variables	8
1.3.2 Grandeurs fixes	11
1.3.3 Grandeurs réglables	12
1.3.4 Récapitulatif des caractéristiques	16
Chapitre 2 Modélisation et analyse dynamique	17
2.1 Modèle dynamique	17
2.1.1 Formalisme multicorps	17
2.1.2 Équilibre quasi-statique	18
2.1.3 Analyse modale	19
2.2 Du véhicule au démonstrateur	21
2.2.1 Modèle à taille réelle	22
2.2.2 Rigidification	23
2.2.3 Mise à l'échelle du modèle	24
2.3 Contrôle du véhicule	25
2.3.1 Couple maximal du contrôle DTC	25
2.3.2 Transfert de charge	26
2.4 Analyse des paramètres géométriques	27
2.4.1 Position du centre de masse	27
2.4.2 Angle de carrossage	29
2.4.3 Angle de pinçage	30
2.4.4 Angle de chasse	30
2.4.5 Déport au sol	31
2.4.6 Comparaison des influences géométriques	31
2.5 Conclusion	32

Chapitre 3 Conception électromécanique du prototype	33
3.1 Train avant du démonstrateur	34
3.1.1 Articulation rotoïde	35
3.1.2 Système de direction	37
3.1.3 Bras de suspension	40
3.1.4 Porteurs de roue	46
3.2 Conception mécanique du châssis	47
3.3 Conception mécanique de la partie arrière du véhicule	52
3.3.1 Système de propulsion	52
3.3.2 Bras oscillant	54
3.4 Jantes et pneus	55
3.5 Dimensionnement des moteurs	55
3.5.1 Moteur de propulsion	55
3.5.2 Moteur de direction	56
3.5.3 Moteur d'inclinaison	57
3.6 Architecture électrique du démonstrateur	57
3.7 Chaîne de commande des moteurs	61
3.8 Choix et utilisation du processeur	63
Chapitre 4 Validation et résultats expérimentaux	65
4.1 Difficultés et améliorations techniques	65
4.2 Caractéristiques d'inclinaison et de braquage	67
4.3 Contrôle des moteurs	68
4.3.1 Moteur de propulsion	68
4.3.2 Moteur de direction	72
4.3.3 Moteur d'inclinaison	74
4.4 Tests sur le banc d'essai	79
4.5 Perspectives	81
Conclusion	82
Bibliographie	84
Annexes	88
A Cahier des charges	89
B Schéma Robotran du modèle dynamique	91
C Compléments d'analyse dynamique	93
C.1 Contrôleur utilisé	93
C.2 Contrôle en ligne droite	94
C.3 Contrôle en entrée en courbe	95
D Précisions des notions de la conception électromécanique	99
E Détails du catalogue de l'embout à rotule	100
F Informations supplémentaires sur l'électronique	101
G Calibrage du PID du contrôle d'inclinaison	103

Liste des symboles et abréviations

Variables

U_{vp}	Vecteurs propres d'un système algébrique aux valeurs propres
$\ddot{q}$	Accélérations généralisées d'un système multicorps
$\ddot{q}_u$	Accélération des coordonnées indépendantes
δ_m	Angle moyen entre les deux roues et la direction longitudinale ($\delta_{RG} + \delta_{RD}/2$)
δ_{FD}	Angle entre la fourche et direction et la direction longitudinale
δ_{RD}	Angle entre la roue droite et la direction longitudinale
δ_{RG}	Angle entre la roue gauche et la direction longitudinale
δ_{ref}	Angle de référence entre la fourche et direction et la direction longitudinale, valeur à atteindre pour le contrôleur
$\dot{q}$	Vitesses généralisées d'un système multicorps
$\dot{q}_u$	Vitesses des coordonnées indépendantes
η	Angle admissible des embouts à rotule
λ_{vp}	Valeurs propres d'un système algébrique aux valeurs propres
ω_{moteur}	Vitesse du moteur avant le réducteur
ω_{roues}	Vitesses des roues
θ_b	Angle de basculement du châssis par rapport au pendule-T
θ	Angle d'inclinaison du châssis par rapport au sol
m	Masse totale du prototype ($\approx 21.5[kg]$)
q_d	Coordonnées fixées
q_u	Coordonnées indépendantes
q_v	Coordonnées dépendantes
q	Coordonnées généralisées d'un système multicorps
t	Variable représentant le temps
x	Solution d'un système d'état-espace du premier ordre

Paramètres

$A_{oeillet}$	Aire de la section d'un embout à rotule
A	Distance entre les extrémités avant des roues pour la définition de pinçage
B	Distance entre les extrémités arrière des roues pour la définition de pinçage
F_c	Poussée de carrossage
F_n	Force normale (selon la verticale au sol) appliquée par le sol sur les roues lors d'un équilibre statique (véhicule au repos)

F_r	Forme réduite de la matrice des forces (couples)
F_{vis}	Force appliquée par les vis de serrage au système pendule-T
G_r	Forme réduite de la matrice tangente des termes gyroscopiques/d'amortissement
J	Matrice jacobienne de contrainte d'un système multicorps
K_d	Gain dérivatif dans un contrôleur <i>PID</i>
K_i	Gain intégral dans un contrôleur <i>PID</i>
K_p	Gain proportionnel dans un contrôleur <i>PID</i>
K_r	Forme réduite de la matrice tangente de raideur
K_t	Coefficient de concentration de contraintes
K	Raideur des suspensions du modèle à taille réelle
L	Empattement du véhicule (distance entre les centres de roues avant et arrière)
M_r	Forme réduite de la matrice de masse
M_{DTC}	Couple appliqué au système pendule-T par le moteur d'inclinaison via le nez inférieur
M	Matrice de masse généralisée et symétrique d'un système multicorps
P	Force de cisaillement
Q_u	Forces (couples) pour les coordonnées indépendantes d'un système multicorps
Q_{dir}	Couple appliqué sur la fourche de direction
Q_{incl}	Couple appliqué au niveau de l'articulation entre pendule-T et le châssis, qui contrôle l'inclinaison du véhicule
Q_{prop}	Couple de propulsion
Q	Forces généralisées (couples) d'un système multicorps
R_{red}	Rapport de réduction de l'ensemble moteur-réducteur
R	Rayon de courbure lors d'un tournant du véhicule
V	Vitesse absolue du véhicule par rapport au sol
α	Angle de pinçage
β	Angle de carrossage
$\dot{\theta}_{ref}$	Valeur de la vitesse de l'inclinaison θ de référence pour un équilibre donné
$\dot{\theta}$	Valeur de la vitesse de l'inclinaison θ
ℓ	Voie du véhicule (distance entre les centres de roues avant gauche et droite)
γ	Angle de chasse de l'axe de pivot
λ	Multiplicateurs de Lagrange associés aux contraintes d'un système multicorps
σ_e	Contrainte équivalente de Von Mises
σ_y	Limite d'élasticité d'un matériau
σ	Tenseur des contraintes
τ	Contrainte de cisaillement
θ_{ref}	Valeur de l'inclinaison θ de référence pour un équilibre donné
c	Vecteur dynamique non linéaire d'un système multicorps
d_{vis}	Distance entre une vis de serrage et l'axe de rotation du système pendule-T, visible à la figure 3.16
d	Déport au sol
g	Gravité terrestre (accélération de $9.81 [m/s^2]$)
$h_{penduleT}$	Hauteur de la section du pendule-T visible à la figure 3.16
h	Contraintes algébriques résultantes des boucles cinématiques d'un système multicorps
$l_{penduleT}$	distance entre la vis de serrage et le corps de la partie supérieure du pendule-T, représenté à la figure 3.16

n	Facteur de rigidification, nombre entier qui caractérise la rigidification du modèle en multipliant la raideur des suspensions par 10^n
$r_{oeillet}$	Rayon d'une section transversale d'un embout à rotule
r	Rayon des roues du prototype (≈ 10 [cm])

Abréviations

<i>CANOpen</i>	CAN OPEN : protocole de communication
<i>CAN</i>	Controller Area Network : protocole de communication
<i>CEREM</i>	Center for Research in Mechatronics
<i>CREDEM</i>	Conception, Réalisation et Essais de Dispositifs ElectroMécaniques
<i>C</i>	Langage de programmation C
<i>DAE</i>	Differential Algebraic Equation
<i>DTC</i>	Direct Tilting Control
<i>EPOS</i>	Easy Positioning System, <i>driver</i> de Maxon®
<i>GPS</i>	Global Positioning System
<i>iMMC</i>	Institute of Mechanics, Materials and Civil Engineering
<i>IMU</i>	Inertial Measurement Unit
<i>MSE</i>	Mean Squared Error
<i>MakiLab</i>	C'est le FabLab de Louvain-la-Neuve. Un FabLab (contraction de l'anglais fabrication laboratory, « laboratoire de fabrication ») est un lieu ouvert au public où sont mis à disposition différents outils, principalement numériques, pour la conception et la réalisation d'objets de toute sortes. Parmi ces outils, l'imprimante 3D et la découpe laser sont des exemples emblématiques.
<i>NTV</i>	Narrow Tilting Vehicule, i.e. véhicule inclinable à voie étroite
<i>ODE</i>	Ordinary Differential Equations
<i>PCB</i>	Printed Circuit Board
<i>PID</i>	Proportional Integral Derivative
<i>ROS</i>	Robot Operating System
<i>STC</i>	Steering Tilting Control
<i>UAVCAN</i>	Unmanned Aerial Vehicle Controller Area Network : protocole de communication
<i>UCL</i>	Université Catholique de Louvain
<i>d.d.l.</i>	Degré de liberté

Liste des figures

1	Exemple d'un <i>NTV</i> [2] : i-road de Toyota [3]	1
2	Explication du principe du contrôle <i>DTC</i> [4] : vue du train avant du <i>NTV</i> . . .	2
3	Explication du principe du contrôle <i>STC</i> [4] : vue du train avant du <i>NTV</i>	2
1.1	a.) Train avant du véhicule. b.) c.) et d.) correspondent respectivement aux degrés de liberté : de rebond, de direction et d'inclinaison [4]	5
1.2	Vue 3D du démonstrateur sur SolidWorks®	7
1.3	Photo du démonstrateur	7
1.4	Définition du repère et des angles de rotation	8
1.5	Plan médian d'une roue	8
1.6	Angle d'inclinaison θ et angles de direction δ_{RD} , δ_{FD} et δ_{RG} au niveau du train avant du démonstrateur	9
1.7	Définition de l'angle de basculement θ_b en SolidWorks® pour une inclinaison $\theta = 26$ [°]	9
1.8	Limites supérieures et inférieures des valeurs admissibles de, respectivement, l'angle de la fourche de direction δ_{FD} et l'angle moyen des roues δ_m en fonction de l'angle de basculement θ_b	10
1.9	Relation entre l'angle moyen des roues δ_m et celui de la fourche de direction δ_{FD}	10
1.10	Analyse de l'épure de suspension : angle de direction de la roue gauche en fonction de la roue droite, pour un tournant à droite et ce pour différentes inclinaisons. La condition d'Ackermann (ou de Jeantaud [21]) pour une inclinaison nulle est également montrée	11
1.11	Schéma simplifié d'un tricycle avec l'illustration de la voie ℓ et de l'empattement L notamment	11
1.12	Schéma de la définition de l'angle de chasse et de la chasse au sol	12
1.13	Vue latérale du train avant pour illustrer la chasse dans le prototype	12
1.14	Variation de la hauteur du démonstrateur et de la position du centre de masse (disque jaune sur la figure) ; augmentation de la longueur des bielles de 30 [mm] sur l'image au dessous à droite	13
1.15	Vue du dessus d'un train avec l'angle de pincage α [21]	13
1.16	Vue du dessus du démonstrateur pour l'illustration de l'angle de pincage α ; à gauche en ouverture ; à droite en pincement	14
1.17	Vue de face d'un train avec l'angle de carrossage β [21]	14
1.18	Vue de face du démonstrateur pour l'illustration de l'angle de carrossage β pour $\alpha \approx 0.5$ [°]. À gauche : carrossage $\beta \approx -3.5$ [°]. À droite : contre carrossage $\beta \approx 13$ [°]	14
1.19	Schéma d'une vue en coupe d'une roue avec le porteur de roue en bleu, pour la définition du déport au sol d	15
1.20	Vue de face de la roue avec le porteur de roue pour l'illustration du déport. À gauche : $d = +0.035$ [m]. À droite : $d = +0.048$ [m]	15

2.1	Illustration d'un équilibre en courbe à rayon constant en régime permanent : trois vitesses différentes sont présentées : 2.5 m/s, 5 m/s et 7.5 m/s (pour le modèle à taille réelle) [9]	19
2.2	Visualisation 3D du modèle en Robotran	21
2.3	Représentation schématique des 11 degrés de liberté du prototype par rapport au repère inertiel (vue semi-3D à gauche, vue du dessus à droite) [4]	21
2.4	Influence de l'amortissement de la pneumatique des roues	22
2.5	Évolution du modèle Robotran utilisé au cours de l'avancée de l'analyse dynamique	22
2.6	Résultat de l'analyse modale du modèle à taille réelle, avec les parties réelles des valeurs propres des trois modes. Les deux valeurs propres complexes conjuguées du louvoisement sont également tracées en pointillés	23
2.7	Influence de la rigidification des suspensions du modèle à taille réelle sur la stabilité du véhicule (modification de leur raideur)	23
2.8	Position verticale du châssis lors d'une chute du véhicule taille réelle pour différentes raideurs de suspension : à gauche, $K*10^{-2}$; au centre, $K*10^0$; à droite, $K*10^4$	24
2.9	Résultat de l'analyse modale du modèle à taille réduite et rigide, avec les parties réelles des valeurs propres des trois modes.	25
2.10	Rappel de l'actionnement du contrôle <i>DTC</i>	25
2.11	Couple maximal en fonction de l'accélération latérale	26
2.12	Augmentation de la force verticale en fonction de l'accélération latérale.	27
2.13	Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de la position verticale du centre de masse.	28
2.14	Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de la position longitudinale du centre de masse.	28
2.15	Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de la position latérale du centre de masse.	29
2.16	Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de l'angle de carrossage.	29
2.17	Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de l'angle de pincage	30
2.18	Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de l'angle de chasse.	30
2.19	Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction du déport au sol avec variation analogue de la voie	31
2.20	Récapitulatif de l'influence de la géométrie de suspension avec les trois angles analysés. La vitesse de référence indique la valeur initiale du véhicule, avec l'intersection représentée par un point de couleur	32
3.1	Vue de profil du démonstrateur ; 1 moteur de direction ; 2 moteur d'inclinaison <i>DTC</i> ; 3 système de propulsion	34
3.2	A gauche vue isométrique du démonstrateur, à droite agrandissement du train avant ; 1 moteur de direction ; 2 fourche de direction ; 3 porteurs de roue ; 4 bras de suspension inférieurs ; 5 bielles de suspension ; 6 pendule-T ; 7 bras de suspension supérieurs	34
3.3	Illustration du degré de liberté en direction du train avant	35
3.4	Illustration du degré de liberté d'inclinaison du train avant	35
3.5	Train avant du démonstrateur, les rotules articulant la direction sont en rouge, celles reliant les bras de suspension et les porteurs de roues sont en vert	36
3.6	A gauche un oeillet Misumi® [33], à droite le profil SolidWorks® avec η représentant l'angle maximal admissible de la rotule par rapport à son axe	36
3.7	Assemblage d'embout à rotule sur une vis longue et coincée entre 2 entretoises fines	37

3.8	Fourche de direction	38
3.9	Ensemble de direction avec pièce de raccordement bleutée; vue isométrique à gauche; vue en coupe à droite; 1 moteur de direction; 2 joint d'Oldham; 3 pièce de raccordement; 4 vis de serrage; 5 fourche de direction; 6 rondelle; 7 rondelle Belleville; 8 buselure; 9 circlip	38
3.10	Vue du dessus de 3 différents cas de réglage avec un pincage α et une distance entre l'embout à rotule au niveau de la fourche de direction et celui du porteur de roue de respectivement : 148 [mm] - 152 [mm] - 158 [mm]	39
3.11	Réglette multifonction	39
3.12	Train avant du démonstrateur avec les éléments bleutés analysés dans cette section; 1 nez inférieur; 2 nez supérieur; 3 bras de suspension supérieurs; 4 bras de suspension inférieurs; 5 pendule-T; 6 bielles de suspension	40
3.13	Représentation schématique sous forme d'un parallélogramme (pointillés rouges) des bras de suspension et des roues vue de face	40
3.14	Au-dessus : bras de suspension vus du haut; Au-dessous vue isométrique des bras des suspension droits; 1 évidement; 2 alésage pour réglage; 3 évidement pour réglage; 4 emplacement attache de la bielle de suspension; 5 taraud pour embout à rotule	41
3.15	Vue en coupe permettant d'observer la partie inférieure droite du train avant selon le plan de profil, sans la roue; 1 bras de suspension inférieur droit; 2 bras de suspension inférieur gauche; 3 pendule-T; 4 circlip; 5 rondelles; 6 écrous; 7 porteur de roue	42
3.16	Pendule-T actuel, à gauche vue isométrique du design initial, à droite photo de la déformation	43
3.17	Schéma du corps rendu libre de la partie supérieure du pendule-T	43
3.18	Vue isométrique du nouvel ensemble pendule-T	44
3.19	Agrandissement sur le dispositif de réglage du bras de suspension supérieur droit	45
3.20	Influence sur le pincage α et le carrossage β de la longueur de la distance réglable valant respectivement pour les 3 cas : 7.5 [mm] - 12.5 [mm] - 17.5 [mm]	45
3.21	Réglette multifonction : deuxième usage	46
3.22	Porteur de roue avec 3 assemblages d'embout à rotules et un alésage pour l'axe de la roue	46
3.23	Coupe de l'arbre de la roue dans l'assemblage; 1 roulements à bille; 2 entretoises; 3 écrous; 4 rondelles	47
3.24	Vue isométrique du démonstrateur avec le châssis bleuté	47
3.25	1 emplacement nez inférieur; 2 emplacement nez supérieur; 3 connexion avec l'ensemble de direction; 4 cadre du 2ème étage; 5 emplacement vis de connexion avec train arrière; 6 attache moteur <i>DTC</i> ; 7 plaque de Plexiglass du 2ème étage; 8 plaques de Plexiglass de protection; 9 plaque verticale avant	49
3.26	Démonstrateur comportant les 2 nouvelles pièces en bleu disposées au-dessus, respectivement : "plaque rigide avant" - "pièce-H"	50
3.27	Coupe selon le plan vertical du démonstrateur; 1 nez inférieur; 2 nez supérieur; 3 paliers lisses; 4 joint d'Oldham; 5 moteur <i>DTC</i> ; 6 colliers de serrages; 7 attaches du train arrière vissées au châssis; 8 circlips	51
3.28	Embrayage électromagnétique [36]	51
3.29	Vue isométrique du démonstrateur avec le train arrière bleuté, agrandissement de celui-ci sur la droite; 1 bras oscillant; 2 moteur de propulsion; 3 bielle de suspension; 4 petite poulie; 5 grande poulie; 6 courroie crantée; 7 tendeur	52

3.30	Vue en coupe de la transmission du moteur à la petite poulie ; 1 moteur ; 2 attache moteur ; 3 joint d'Oldham ; 4 roulements à billes ; 5 courroie ; 6 petite poulie ; 7 arbre de transmission ; 8 bras oscillant ; 9 alésage pour vis de fixation du moteur	53
3.31	Système tendeur de courroie : les flèches représentent la traction sur l'axe en serrant l'écrou	54
3.32	Bras oscillant ; 1 emplacement moteur ; 2 emplacements paliers ; 3 emplacement attache bielle de suspension ; 4 connexion au châssis ; 5 rainure permettant de reculer la roue ; 6 alésage pour tendeur ; 7 évidemment pour le passage de courroie	54
3.33	Photo [38] d'une des trois roues du démonstrateur : 1 roulement à billes ; 2 jante ; 3 pneu	55
3.34	Vue latérale de la transmission arrière	56
3.35	Schéma électrique global du prototype, avec les différents éléments physiques et les signaux correspondants	59
3.36	Vu du dessus du démonstrateur avec l'électronique embarquée	61
3.37	Schéma de la chaîne de commande des trois moteurs	62
3.38	Schéma d'un bus <i>CANOpen</i> [57]. Le contrôle haut-niveau et le mouvement sont commandés par le maître, tandis que le contrôle bas-niveau en couple, position ou vitesse ainsi que la trajectoire sont gérés par les esclaves	63
3.39	Pixhawk [45]	63
3.40	Odroid XU4 [46]	64
4.1	Test sans courroie du moteur de propulsion : vitesse	68
4.2	Test sans courroie du moteur de propulsion : couple	68
4.3	Test de l'influence de la tension de la courroie sur moteur de propulsion : vitesse	69
4.4	Test de l'influence de la tension de la courroie sur moteur de propulsion : couple	70
4.5	Test du moteur de propulsion sur sol plat : vitesse	70
4.6	Test du moteur de propulsion sur sol plat : couple	71
4.7	Test de l'accélération du moteur de propulsion sur un sol plat : vitesse	71
4.8	Test de l'accélération du moteur de propulsion sur un sol plat : couple	71
4.9	Test du moteur de propulsion sur un sol rugueux : vitesse	72
4.10	Test du moteur de propulsion sur un sol rugueux : couple	72
4.11	Test du moteur de direction du véhicule en l'air à inclinaison θ nulle et sur sol dur pour différentes valeurs de θ	73
4.12	Test du moteur de direction du véhicule sur sol dur pour une inclinaison maximale $\theta = 26 $ [°]	73
4.13	Test du moteur de direction du véhicule sur sol mou pour différentes valeurs d'inclinaison θ	73
4.14	Position de la fourche de direction pour différentes durées de commande	74
4.15	Contrôle du moteur d'inclinaison pour un échelon de consigne : position	75
4.16	Contrôle du moteur d'inclinaison pour un échelon de consigne : couple	75
4.17	Respectivement, test de la position (qui correspond à l'angle de basculement θ_b) et du couple du moteur d'inclinaison du véhicule en fonction du temps pour une consigne lisse	75
4.18	Test de la position du moteur d'inclinaison du véhicule en fonction du temps, pour différentes consignes	76
4.19	Respectivement, test de la vitesse et du couple du moteur d'inclinaison en fonction du temps pour plusieurs consignes consécutives	76
4.20	Test de la position du moteur d'inclinaison en fonction du temps, par rapport à la mesure du roulis fournie par le Pixhawk	77

4.21	Test de la vitesse du moteur d'inclinaison en fonction du temps par rapport à la mesure du roulis fournie par le Pixhawk	78
4.22	Test de la position du moteur d'inclinaison en fonction du temps, par rapport au roulis mesuré à l'aide du Pixhawk	78
4.23	Vue du démonstrateur sur le banc d'essai	79
4.24	Test du véhicule sur banc d'essai à 11 [km/h], avec mesures du tangage, du lacet et du roulis en fonction du temps via le Pixhawk ; Après 30 secondes, une perturbation sinusoïdale est appliquée à la fourche de direction	80
4.25	Test du véhicule sur banc d'essai à 11 [km/h], avec mesures des vitesses de tangage, de lacet et de roulis en fonction du temps via le Pixhawk ; Après 30 secondes, une perturbation sinusoïdale est appliquée à la fourche de direction	81
B.1	Schéma Robotran légendé du modèle dynamique du véhicule. En rouge, les boucles cinématiques. En bleu les <i>Cut</i> qui permettent de restaurer temporairement une structure arborescente du système	92
C.2	Schéma bloc du contrôleur <i>DTC</i>	93
C.3	Évolution de δ_m en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]	94
C.4	Évolution de θ en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]	94
C.5	Évolution des couples Q_{dir} et Q_{incl} en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]	95
C.6	Évolution de la force normale F_n aux roues en % en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]	95
C.7	Évolution de la position X-Y en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]	96
C.8	Évolution de δ_m en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]	96
C.9	Évolution de θ en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]	96
C.10	Évolution des couples Q_{dir} et Q_{incl} en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]	97
C.11	Évolution de la force normale F_n aux roues en % lors d'une entrée en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]	97
C.12	Évolution de la position X-Y en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]	97
C.13	Évolution de δ_m en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]	97
C.14	Évolution de θ en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]	97
C.15	Évolution des couples Q_{dir} et Q_{incl} en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]	98
C.16	Évolution de la force normale F_n aux roues en % lors d'une entrée en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]	98
E.17	Partie du catalogue correspondant à l'embout à rotule Misumi® [69]	100
F.18	Schéma du circuit électrique pour le bouton d'arrêt d'urgence	101
F.19	Schéma électrique d'un relais de puissance [71]	102
F.20	Image du routage de la carte Interface Moteurs-Driver	102
F.21	Exemple de connections du bus CAN [72]	102
G.22	Contrôleur du moteur d'inclinaison initial : position	103
G.23	Contrôleur du moteur d'inclinaison initial : couple	103
G.24	Contrôleur du moteur d'inclinaison trop rapide : position	103
G.25	Contrôleur du moteur d'inclinaison trop rapide : couple	103

Liste des tableaux

1.1	Caractéristiques principales du démonstrateur	16
3.1	Comparaison des caractéristiques du moteur de propulsion et des exigences. En bleu , l'effet du rapport des poulies de transmission	56
3.2	Comparaison des caractéristiques du moteur de direction et des exigences	57
3.3	Comparaison des caractéristiques du moteur d'inclinaison et des exigences.	57
3.4	Éléments électroniques du prototype	58
4.1	Synthèses des caractéristiques d'inclinaison et de braquage	67
4.2	Erreurs moyennes dans le contrôle de vitesse selon la tension de la courroie	69
4.3	Couples lors du test sur l'influence de la courroie	69
4.4	Accélération au démarrage sur sol plat	71

Introduction

Contexte

A l'époque actuelle, l'augmentation continue du trafic routier partout dans le monde provoque de gros problèmes de congestion qui influencent négativement la mobilité. Dans nos villes, l'accroissement de la capacité via la construction de nouvelles routes ou leur élargissement reste limité et ne suffit plus pour répondre à la demande sans cesse croissante. Une solution peu explorée mais pourtant prometteuse serait de fluidifier le trafic en réduisant la taille des voitures. En effet, le nombre moyen de passagers dans une voiture européenne est de 1.5 [1] et l'utilisation de véhicule étroit pourrait augmenter le débit routier sur les voiries actuelles.

Dans ce but, la recherche sur les véhicules à voie étroite se développe fortement ces dernières années ("*Narrow Tilting Vehicle*", nommé *NTV* dans la suite du mémoire). Le haut ratio entre l'empattement et la voie de ces véhicules étroits avec une distance entre les roues droites et gauches réduite de presque 2 fois par rapport à une voiture normale permettrait de n'utiliser qu'une demi bande de circulation. À son bord, ses 1 ou 2 passagers (en tandem) souhaiteraient profiter des avantages d'une moto (pratique pour se faufiler dans le trafic, peu encombrante à garer, agréable à conduire, efficace énergétiquement) tout en ayant la sécurité et la facilité d'une voiture.

Bien que le *NTV* soit plus léger qu'une voiture conventionnelle, il garde une masse importante et un centre de masse relativement haut ainsi qu'une inertie non négligeable, ce qui pourraient causer des instabilités en roulis lors des virages. Ce phénomène pourrait provoquer le renversement du *NTV* ou éventuellement une perte d'adhérence. Le véhicule doit donc s'incliner vers l'intérieur de la courbe de sorte à contrebalancer l'effet centrifuge, de manière similaire à un vélo ou une moto (fig. 1).



Figure 1 – Exemple d'un *NTV* [2] : i-road de Toyota [3]

Cette inclinaison est automatisée et contrôlée activement (entièrement motorisée électriquement) pour une raison de sécurité et de facilité pour le conducteur, par opposition à un véhicule à deux roues classique dans lequel le contrôle incombe entièrement au pilote. En effet, un conducteur sans une expérience en tant que motard doit pouvoir stabiliser son véhicule en inclinant celui-ci ou pouvoir éviter un obstacle. De plus, les manoeuvres de parking sont facilitées.

A l'UCL, une équipe du *CEREM* travaille sur la conception mécanique d'un prototype tricycle à voie étroite ainsi que sur le développement des programmes informatiques qui permettront de contrôler activement l'inclinaison d'un tel véhicule .

Ce mémoire consiste en la conception et la validation d'un prototype *NTV* tricycle de taille

réduite par rapport à un véhicule de taille réelle pouvant accueillir un humain.¹ Ce prototype sera utilisé comme démonstrateur et comme outil de test pour les recherches sur le contrôle actif de l'inclinaison de *NTV*. Afin de comprendre les enjeux liés à la conception d'un tel démonstrateur, il est d'abord nécessaire d'explicitier le contrôle actif d'inclinaison afin de pouvoir comprendre la suite des développements de ce rapport.

Contrôle actif d'inclinaison

Afin de stabiliser un véhicule tricycle ou quadricycle à voie étroite, deux types de contrôleurs différents sont possibles : le contrôle direct "*Direct Tilt Control*" (*DTC*) et le contrôle indirect "*Steering Tilt Control*" (*STC*).

L'architecture d'un *NTV* s'articule autour d'une partie inférieure - l'ensemble de l'essieu et suspensions avant - et supérieure - le châssis - (respectivement en gris clair et en gris foncé sur les figures 2 et 3). Ces deux parties possèdent une liberté de mouvement relatif de rotation, ce qui permet au châssis du véhicule de s'incliner par rapport au sol² Une fourche de direction permet d'orienter les roues via des bielles de direction. Une pièce appelée pendule-T dont le mouvement s'apparente à un pendule inversé permet d'insérer deux ensembles ressort-amortisseur.

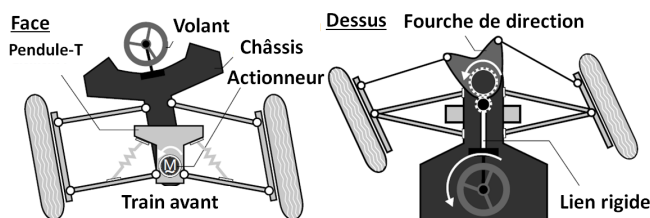


Figure 2 – Explication du principe du contrôle *DTC* [4] : vue du train avant du *NTV*

Pour le contrôle direct (*DTC*), les roues sont mécaniquement reliées au volant via une fourche de direction, et le pilote impose instantanément le mouvement des roues. Pour contrôler l'inclinaison du véhicule, un actionneur - disposé au niveau de l'articulation entre le pendule-T (fig. 2) et le châssis - contrebalance l'effet centrifuge et force le véhicule à s'incliner vers l'intérieur de la courbe.

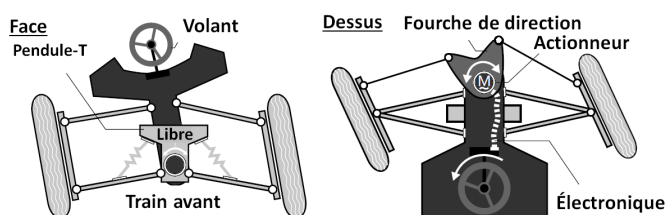


Figure 3 – Explication du principe du contrôle *STC* [4] : vue du train avant du *NTV*

Dans le contrôle indirect (*STC*), le mouvement de rotation reliant le train avant et le châssis est laissé libre (fig. 3). L'articulation au niveau de la fourche de direction est découplée électroniquement via un actionneur qui va imposer le mouvement des roues. L'idée est de provoquer l'inclinaison du véhicule en contre-braquant avant d'entamer la courbe afin d'utiliser la dynamique latérale du véhicule.

L'inclinaison du véhicule en contrôle *STC* est donc gérée uniquement via le braquage des roues, de manière identique au contre-braquage lors de la conduite d'un vélo à deux roues conventionnel.

Forts différents l'un de l'autre, l'efficacité de ces deux modes de contrôles varie selon la plage de vitesses envisagée. En effet, à faible vitesse (pour les manoeuvres de parking, par exemple), le

1. Plus d'explications dans les sections 2.2 et 3.4.

2. D'une certaine manière le véhicule peut donc se comporter exactement comme un vélo et basculer, même à l'arrêt. Néanmoins, ce mouvement peut être bloqué afin, par exemple, de maintenir le véhicule droit à l'arrêt.

DTC s'avère être stable, contrairement au *STC*. À l'inverse, à vitesse élevée (sur une autoroute par exemple), le *STC* est stable alors que le *DTC*, en plus d'être très énergivore à de telles vitesses, peut être dangereux (en régime transitoire) et risque de faire basculer le véhicule tant les couples développés pour compenser l'effet centrifuge sont grands.

Combiner intelligemment les deux types de contrôleur permettrait d'obtenir un véhicule sécurisé et confortable avec les capacités d'une voiture et une consommation énergétique réduite. Pour cela, la transition entre les deux modes doit être gérée de manière lisse et continue, du *DTC* vers le *STC* et inversement. Cette problématique fait l'objet de nombreuses recherches, notamment [5], [6] et [7]. Dans l'idéal, le prototype de taille réduite conçu lors de ce mémoire devrait donc pouvoir être contrôlable en *DTC*, en *STC* et également avec les 2 modes combinés.

Objectifs

Les objectifs de ce mémoire comprennent la conception mécanique et électromécanique d'un démonstrateur de type *NTV* ainsi que de sa validation. Avant cette conception, une étude des enjeux dynamiques permet d'analyser l'influence de certains paramètres sur la stabilité du *NTV* de sorte à concevoir celui-ci le plus stable possible, compte tenu des différentes contraintes. De plus, après l'achèvement de la fabrication électromécanique, le but est de pouvoir implémenter des contrôleurs simples pour les actionneurs présents sur le tricycle. Enfin, divers tests expérimentaux doivent permettre une validation de l'ensemble de la conception réalisée.

Plus spécifiquement, le démonstrateur possède de nombreuses caractéristiques qui sont reprises ci-dessous. Un cahier des charges a également été rédigé et se trouve dans l'Annexe A de ce mémoire. Le prototype doit :

- Posséder une dimension réduite par rapport au modèle réel initial (facteur de réduction de 0.4, voir sections 2.2 et 3.4). L'intérêt est de mettre à l'échelle en réduisant fidèlement la géométrie du véhicule qui a été optimisé dynamiquement [8], [9] et [10].
- Pouvoir rouler à une vitesse supérieure à 30 [km/h] sur une surface plane.
- Être contrôlable aussi bien en *DTC*, en *STC* ou via une combinaison des 2 types de contrôle.
- Contenir le réglage de plusieurs paramètres dynamiques, tel que l'angle de pinçage, l'angle de carrossage, la distribution de la masse du véhicule ou encore l'angle de chasse (voir Chapitre 1).
- Disposer un angle de braquage compris entre ± 20 [°] et d'inclinaison compris entre ± 30 [°].

De plus, certaines spécifications secondaires mais non négligeables doivent être prises en compte, tels que la minimisation de la masse totale du véhicule, la minimisation du coût de fabrication, une autonomie suffisante pour la durée des tests, la résistance à certains chocs et sous certaines conditions.

Le démonstrateur tricycle sera notamment utilisé pour permettre, dans un premier temps, de faire des tests de validation des contrôleurs *STC* et *DTC* et ensuite, de développer la transition la plus efficace entre ces deux types de contrôle, étant donné qu'ils sont tous les deux optimaux à des vitesses différentes. Ce prototype s'inscrit dans le cadre de la recherche mondiale tente de développer un véhicule d'un nouveau genre : le véhicule à voie étroite *NTV*.

Plan du mémoire

Ce travail s'articule en plusieurs parties. Après cette introduction, le chapitre 1 présente de manière globale le démonstrateur en détaillant brièvement la recherche et le développement suivis au tout début du projet, mais également en synthétisant la morphologie générale du prototype final, ses fonctionnalités et ses caractéristiques au niveau de la conception électromécanique.

Ensuite, le chapitre 2 décrit l'analyse dynamique du comportement du démonstrateur via une modélisation numérique avec Robotran [11]. De simples contrôleurs pour la vitesse et l'inclinaison du véhicule en *DTC* et *STC* sont également détaillés dans ce chapitre.

Le troisième chapitre de ce mémoire concerne les aspects de pure conception électromécanique avec les principaux choix de conception. Une explication plus précise des parties mécaniques les plus importantes du démonstrateur y est détaillée, ainsi que l'insertion des différents moteurs dans le prototype et des éléments électroniques. Elle se clôture par les aspects de contrôle et la programmation de ceux-ci.

Le quatrième chapitre contient les tests de validation électromécanique du démonstrateur, notamment via des expérimentations sur l'actionnement des moteurs. Par ailleurs, diverses mesures permettent d'homologuer les caractéristiques du prototype final et d'expliquer les difficultés rencontrées.

Enfin, la conclusion clôture le mémoire en dressant l'état de la situation du démonstrateur final et introduit un ensemble de perspectives pour une poursuite des travaux. La bibliographie, ainsi que plusieurs annexes sont jointes à ce rapport.

Chapitre 1

Présentation générale du démonstrateur

Ce chapitre détaille dans un premier temps les différentes étapes de la conception au cours de l'année académique. Il aborde ensuite la morphologie générale du démonstrateur. Par après, ses parties principales sont alors expliquées brièvement. Enfin, les caractéristiques souhaitées du prototype - dont certaines sont réglables - sont présentées et ses limites géométriques sont analysées graphiquement.

L'objectif de ce chapitre consiste à introduire globalement le démonstrateur et de définir ses caractéristiques principales.

1.1 Genèse de la conception

Le projet a débuté en septembre 2016 par une période de renseignements sur les recherches menées, au sein de l'UCL et au niveau international, sur les deux types principaux de contrôleur : *DTC* et *STC* et surtout leur implémentation en pratique¹.

Par après, une première esquisse de l'ensemble du prototype fut présentée et discutée, avec un tricycle qui possède un train avant muni de deux roues, un train arrière avec un bras oscillant et une roue ainsi qu'un châssis rigide entre ces deux parties. La figure 1.1 présente le train avant - développé par l'équipe du Prof. Fissette au *CEREM* - avec l'assemblage des suspensions, des roues, des essieux à bras articulés du type "double wishbone" ainsi que le pendule-T qui est soit libre de tourner par rapport au châssis (*STC*), soit contrôlé pour commander l'inclinaison du véhicule (*DTC*).

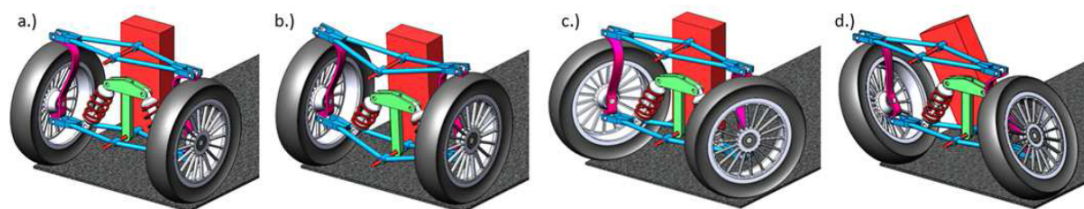


Figure 1.1 – a.) Train avant du véhicule. b.) c.) et d.) correspondent respectivement aux degrés de liberté : de rebond, de direction et d'inclinaison [4]

1. Certains exemples de conception et de validation de ce type de prototype sont présents dans la littérature ([12], [13], [14], [15], [16] et [17]).

Ce modèle résulte de l'optimisation dynamique d'un *NTV* menée par A. Verlé à l'UCL [8], ce qui a permis d'obtenir un fichier ROBOTRAN² comprenant les coordonnées des différents "anchors points"³ du tricycle qui définissent sa structure globale au niveau géométrique.

Ensuite, de ce modèle à taille réelle, une mise à l'échelle a été réalisée afin de faciliter la conception en diminuant les dimensions, masses et inerties. De plus, les trois ensembles de type ressort-amortisseur présents dans le véhicule ont été remplacés par des bielles, ce qui rigidifie le système mais simplifie également la conception. La structure conserve néanmoins la possibilité de remplacer plus tard, si besoin, ces bielles par un système ressort-amortisseur.

L'étape suivante a consisté à transformer cette structure virtuelle en un ensemble de pièces réelles qui peuvent s'assembler, avoir les bons mouvements relatifs entre elles, résister aux efforts, chocs, etc. Tout ce travail de conception purement mécanique fut réalisé à l'aide du logiciel SolidWorks® [18]. Un programme a été développé afin de permettre l'interface entre le modèle dynamique ROBOTRAN et le modèle 3D SolidWorks®. Il permet à un changement de géométrie dans la structure du modèle dynamique d'être automatiquement pris en compte dans la conception mécanique. Ce code est bien utile vu que, comme exposé par la suite, la géométrie est sujette à de nombreux changements.

En parallèle à cette conception, une analyse dynamique a permis de caractériser le comportement du démonstrateur et l'influence de sa géométrie sur celui-ci. De façon continue, 7 versions virtuelles du prototype ont ainsi été représentées sur SolidWorks® avant d'arriver à l'assemblage final. Ce processus a pris plus de 5 mois en tout et chaque modification dans le tricycle devait être analysée via une simulation numérique dans ROBOTRAN, et vice-versa.

Le démonstrateur possède trois actionneurs électriques, doit être autonome et nécessite dès lors un contrôleur intégré, des batteries, des protections (fusibles, bouton d'arrêt d'urgence, mesure de tension) et des capteurs. La partie électronique a donc également été conçue en parallèle à la conception mécanique (voir section 3.6).

Enfin, à partir de ce modèle 3D, les différents éléments électromécaniques ont été commandés ou fabriqués, puis assemblés. Ceci a nécessité des plans techniques pour les pièces mécaniques et de nombreuses étapes de gestion de commandes, ainsi que des rectifications au sein du laboratoire d'usinage UCL, sans lequel le démonstrateur n'aurait pas pu voir le jour. L'assemblage final et l'intégration de l'électronique embarquée permet enfin d'arriver au véhicule présenté ci-après.

1.2 Morphologie générale du démonstrateur

Le démonstrateur (figs. 1.2 et 1.3), d'une masse de 21.5 [kg], est conçu principalement à partir de tôles d'acier et de pièces en aluminium. Il est muni de 3 roues de trottinette qui possèdent des pneus de profil arrondi permettant l'inclinaison : 1 roue arrière par laquelle la propulsion est assurée et 2 sur le train avant. Le châssis rigide relie le bras oscillant de l'arrière avec le train avant. Ce dernier - grâce à une géométrie bien particulière (fig. 1.1) - permet au démonstrateur de s'incliner par rapport au sol et aux roues de tourner pour lui donner une direction.

De plus, le démonstrateur est motorisé à l'aide de 3 moteurs électriques, alimentés par des

2. Logiciel d'analyse dynamique de systèmes multicorps utilisé dans le cadre de ce mémoire et développé par l'UCL (explications plus détaillées dans le Chapitre 2 et dans l'Annexe B)

3. Points d'ancrage (ou points d'attache) en coordonnées relatives situant les articulations entre les différents corps (explications plus détaillées dans la section dans le Chapitre 2 et dans l'Annexe B)

batteries. Le premier moteur propulse le véhicule en actionnant un système de poulies afin de mouvoir la roue arrière. Un deuxième moteur sert pour orienter la fourche de direction. Celle-ci est inspirée des fourches de direction présentes notamment dans les quads [19]. Enfin, un moteur, appelé moteur d'inclinaison ou moteur *DTC* est situé dans le châssis, peut actionner le basculement du véhicule (voir section 3.5.3).

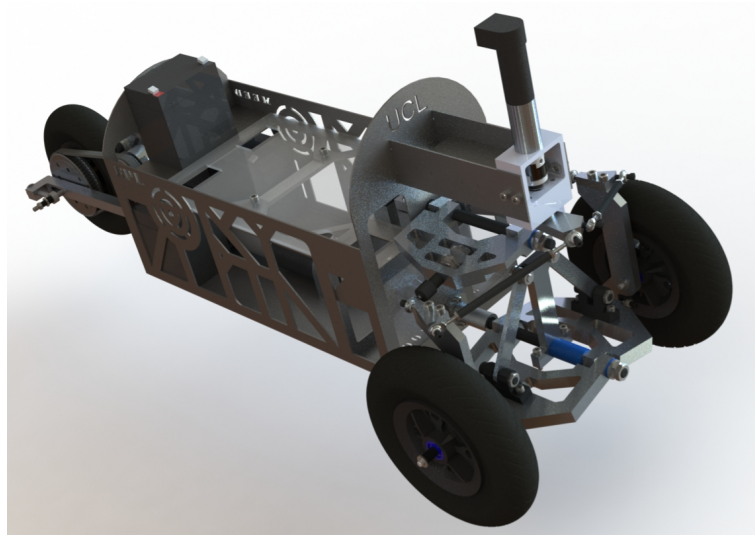


Figure 1.2 – Vue 3D du démonstrateur sur SolidWorks®

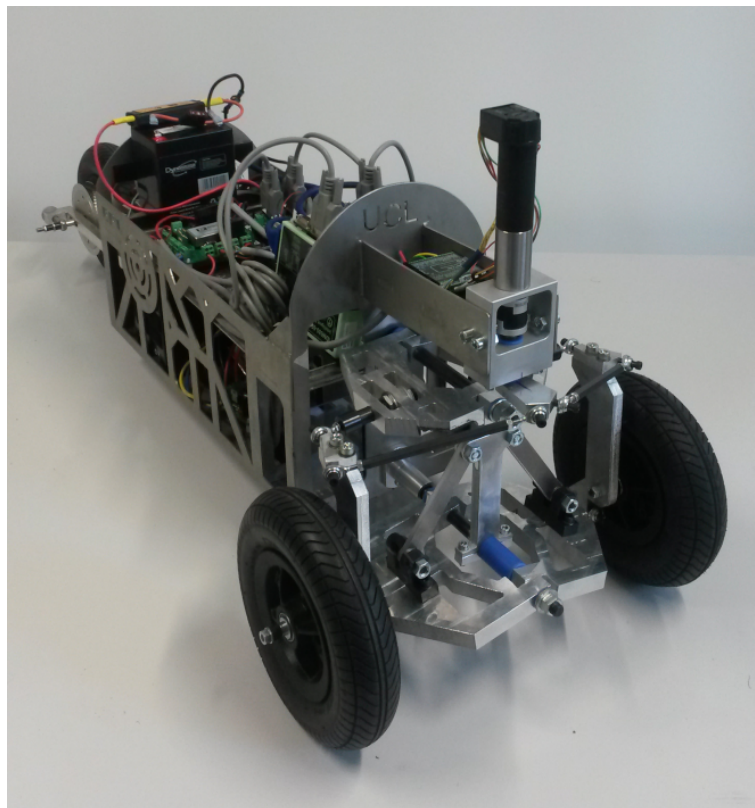


Figure 1.3 – Photo du démonstrateur

Le démonstrateur est contrôlé à l'aide d'un ordinateur de bord *Odroid XU4* qui est intégré à l'électronique embarquée. Un contrôleur *Pixhawk* permet de piloter les moteurs de manière automatique et il contient de plus un *IMU*⁴ recueillant en temps réel les informations d'orientation du prototype. Une explication détaillée de l'aspect électronique se trouve à la section 3.6.

1.3 Fonctionnalités et caractéristiques

Avant de pouvoir analyser les caractéristiques du démonstrateur, différentes définitions sur des grandeurs et paramètres utilisés tout au long du rapport doivent être introduites. Une distinction est faite entre les variables qui évoluent dans le temps, les grandeurs fixes et celles qui sont réglables sur le prototype. La figure 1.4 présente le repère utilisé qui se situe au centre du châssis, au niveau de la plaque inférieure. Les plans de références sont appelés respectivement plan de face, plan de dessus et plan de profil pour les plans Y-Z, X-Y et X-Z.

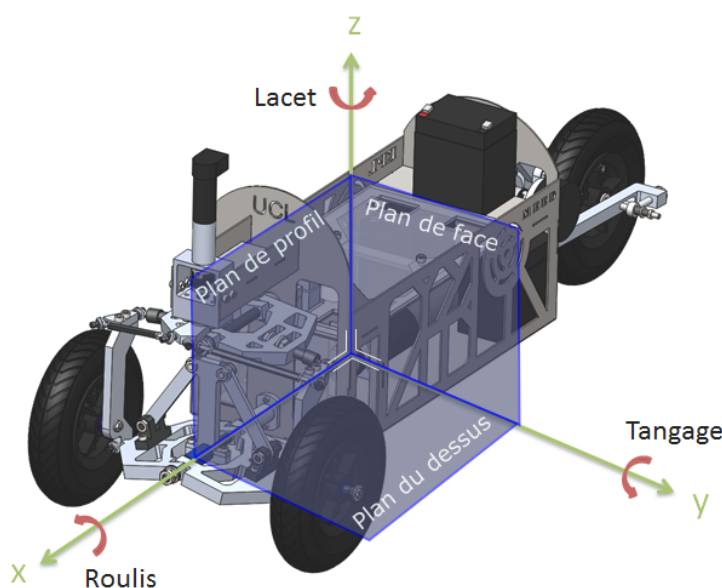


Figure 1.4 – Définition du repère et des angles de rotation

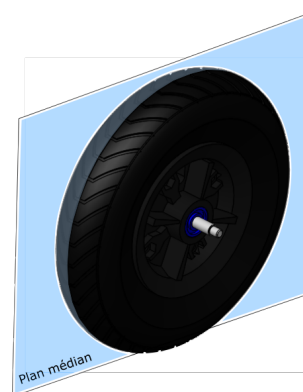


Figure 1.5 – Plan médian d'une roue

De nombreuses définitions dans ce chapitre utilisent la notion de plan médian de la roue (fig. 1.5). Celui-ci correspond au plan passant par le milieu de la roue, perpendiculaire à l'axe de rotation de celle-ci.

1.3.1 Variables

Certaines grandeurs varient avec le temps et correspondent en réalité à des degrés de liberté du *NTV*. Celles-ci ne sont donc pas fixes mais possèdent des limites minimales et maximales à cause des contraintes géométriques (les articulations bloquent à partir de certains angles, voir ci-après).

Le *NTV* s'incline avec un angle θ par rapport au sol, qui correspond au roulis du véhicule. Celui-ci est défini comme l'angle entre le plan médian longitudinal du châssis et le plan de profil.

4. *Inertial measurement unit*, i.e. appareil de navigation de précision comportant des gyroscopes, des capteurs d'accélération et de vitesse angulaire et calculant en temps réel, à partir de ces mesures, l'évolution du vecteur vitesse et de la position du véhicule à bord duquel il est installé, ainsi que de son attitude (roulis, tangage, lacet) [20].

À un angle de la fourche de direction δ_{FD} correspond deux angles d'orientation des roues gauche δ_{RG} et droite δ_{RD} (fig. 1.6).

δ_{RG} est l'angle entre la projection du plan médian vertical de la roue gauche (respectivement droite pour δ_{RD}) sur le plan du dessus et le plan de profil.

δ_{FD} est l'angle entre la projection sur le plan du dessus de la direction de la fourche et le plan de profil.

En définissant δ_m la moyenne entre les orientations des deux roues :

$$\delta_m = \frac{\delta_{RG} + \delta_{RD}}{2}$$

Cette moyenne δ_m correspond à une approximation de la direction globale du véhicule mais sans être la direction réelle à cause du glissement entre des pneus avec le sol et de leur déformation.

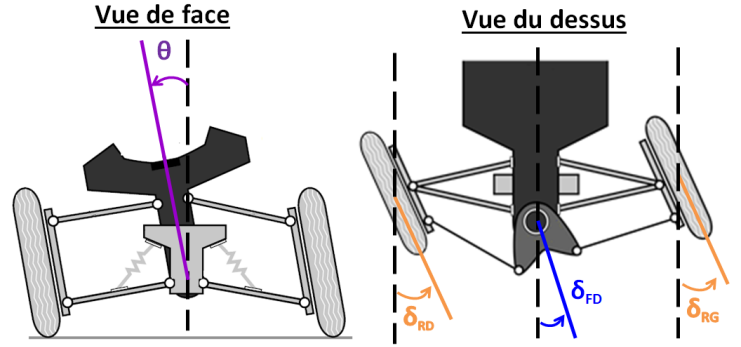


Figure 1.6 – Angle d'inclinaison θ et angles de direction δ_{RD} , δ_{FD} et δ_{RG} au niveau du train avant du démonstrateur

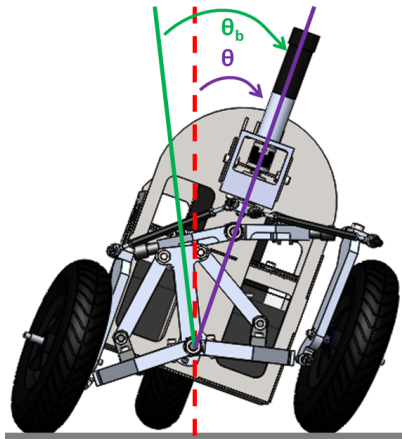


Figure 1.7 – Définition de l'angle de basculement θ_b en SolidWorks® pour une inclinaison $\theta = 26$ [°]

L'angle de basculement θ_b est l'angle entre le pendule-T et le châssis, à ne pas confondre avec l'angle d'inclinaison θ . La différence entre ces deux angles croît lorsque leurs valeurs augmentent. Ainsi, la figure 1.7 présente ceux-ci pour une forte inclinaison.

Le moteur qui contrôle l'inclinaison en *DTC* influence en réalité directement l'angle de basculement (voir sections 3.1 et 3.2 ainsi que 4.3.3).

Mécaniquement, des limites géométriques s'observent sur le démonstrateur. Celles-ci sont principalement dictées par les articulations qui bloquent à partir de certains angles. De plus, lorsque le prototype s'incline, l'amplitude de mouvement admissible de la fourche de direction change, et inversement.

Grâce au logiciel SolidWorks®, les limites géométriques sont mesurées et représentées à la figure 1.8. L'ensemble des valeurs admissibles se trouvent entre les 2 courbes. Les valeurs sont positives pour δ_{FD} et δ_m lorsque le véhicule tourne à gauche. Le basculement θ_b est positif lorsque le véhicule penche vers la gauche.

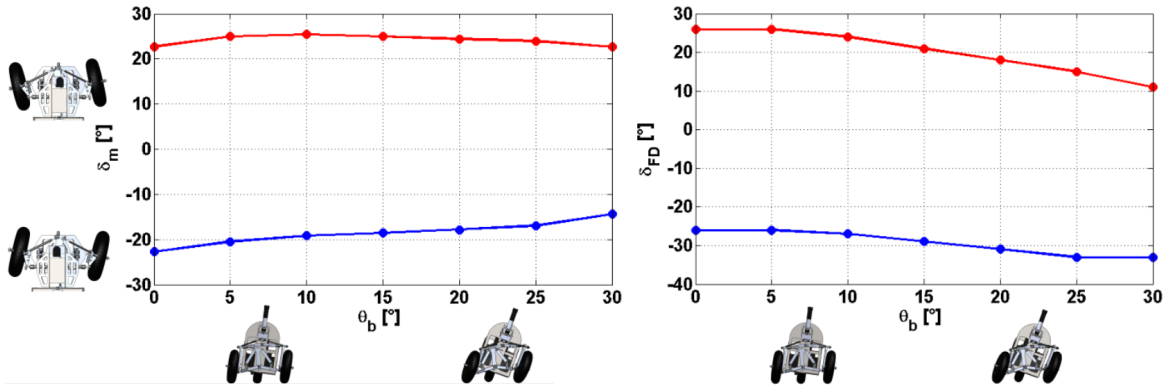


Figure 1.8 – Limites supérieures et inférieures des valeurs admissibles de, respectivement, l'angle de la fourche de direction δ_{FD} et l'angle moyen des roues δ_m en fonction de l'angle de basculement θ_b

Observer la relation entre l'angle la fourche de direction δ_{FD} et l'angle moyen des roues δ_m permet de comprendre que la géométrie du train avant avec les bielles de direction induit une relation linéaire (fig. 1.9). Lorsque le démonstrateur est droit, pour un angle de fourche nul, sa direction est logiquement longitudinale. Cependant, quand il s'incline ($\theta \neq 0$ [°]) avec $\delta_{FD} = 0$ [°], les roues possèdent une direction moyenne non nulle.

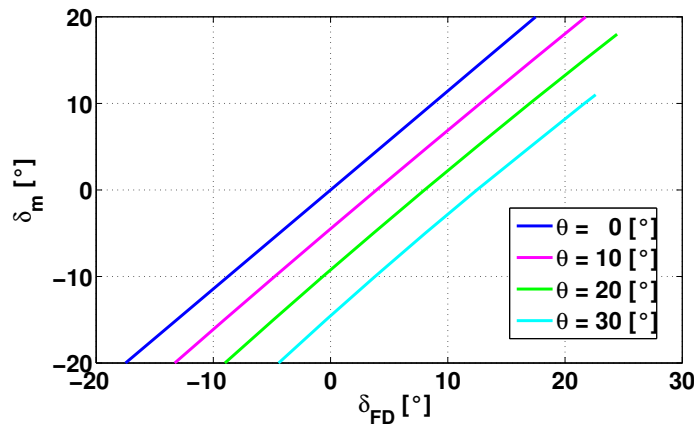


Figure 1.9 – Relation entre l'angle moyen des roues δ_m et celui de la fourche de direction δ_{FD}

La figure 1.10 montre l'évolution de la relation d'Ackermann pour le démonstrateur. Cette condition stipule que le mouvement des deux roues avant directrices correspond à un roulement sans glissement. Le véhicule tourne ainsi autour d'un seul et même point (fig. 1.11). S'il tourne vers la droite, la condition suivante doit être respectée (avec ℓ la voie et L l'empattement) :

$$\cot(\delta_{RG}) - \cot(\delta_{RD}) = \frac{\ell}{L} \quad (1.1)$$

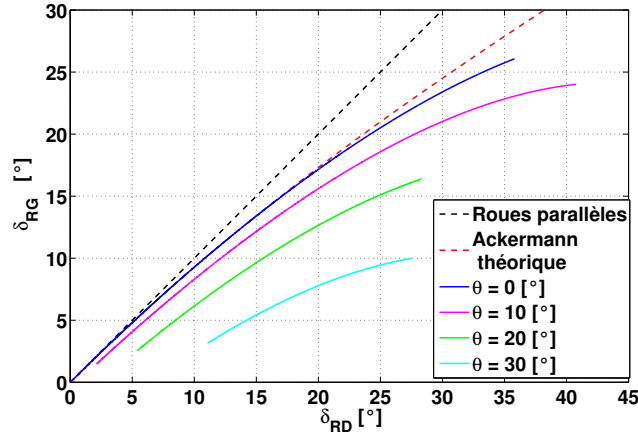


Figure 1.10 – Analyse de l'épure de suspension : angle de direction de la roue gauche en fonction de la roue droite, pour un tournant à droite et ce pour différentes inclinaisons. La condition d'Ackermann (ou de Jeantaud [21]) pour une inclinaison nulle est également montrée

Cet effet d'Ackermann induit donc un léger effet de pincage en ouverture sur la roue intérieure au tournant [14] (la roue droite dans le cas d'un virage à droite). En effet, la roue intérieure possède un angle d'orientation plus grand que la roue extérieure, elle tourne plus fortement ($\delta_{RD} > \delta_{RG}$ sur la figure 1.11). Dès lors, par rapport à la direction d'avance du véhicule, la roue droite peut être considérée en ouverture.

Pour une inclinaison nulle, la relation d'Ackermann est respectée presque parfaitement pour des angles δ_{RG} inférieurs à 20 [°] (fig. 1.10). Lorsque le démonstrateur se penche avec θ de plus en plus grand, la différence d'orientation entre les roues augmente. Les courbes se décalent mais conservent le même profil, compte tenu de la géométrie du véhicule qui se penche lors d'un virage. Les points de début et de fin des courbes sont différents à cause des limites géométriques du modèle qui varient avec θ (voir précédemment).

1.3.2 Grandeurs fixes

Le prototype possède une base fixe entre ses trois roues (fig. 1.11). Le châssis est représenté en pointillés bleus. Le schéma montre une situation dans laquelle le véhicule vu du dessus tourne à droite, et avance à une vitesse V .

La voie ℓ est la distance entre le centre des deux roues avant. L'empattement L est la distance longitudinale entre le centre d'une roue avant et le centre de la roue arrière. Pour le démonstrateur, $\ell = 0.32$ [m] et $L = 0.815$ [m].

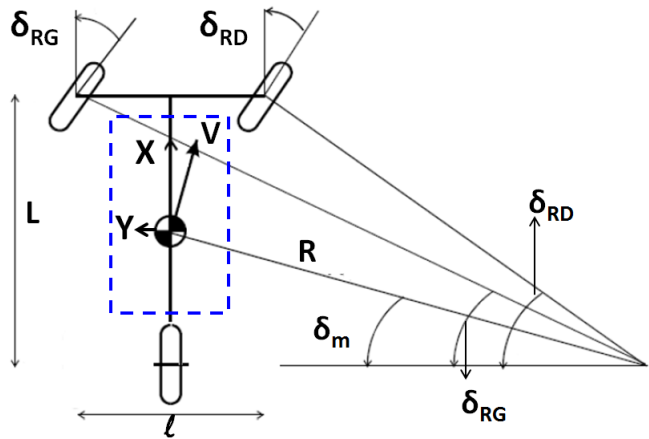


Figure 1.11 – Schéma simplifié d'un tricycle avec l'illustration de la voie ℓ et de l'empattement L notamment

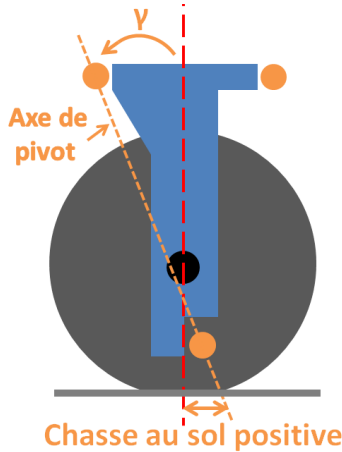


Figure 1.12 – Schéma de la définition de l'angle de chasse et de la chasse au sol

L'angle de chasse γ de l'axe de pivot est mesuré entre la projection sur le plan de profil de l'axe de pivot et le plan de face (fig. 1.12).

La chasse au sol est la distance entre l'intersection de l'axe de pivot avec le sol et la verticale passant par le centre de la roue. L'angle est défini positif si la chasse au sol est vers l'avant du véhicule, et vaut approximativement $18.1 [^\circ]$ dans le démonstrateur (pour une chasse au sol de $\approx 22 [mm]$).

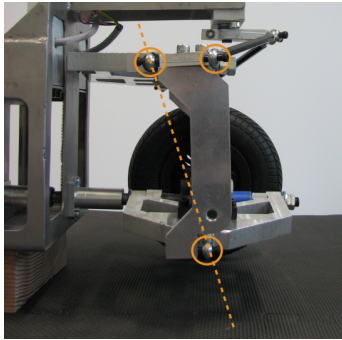


Figure 1.13 – Vue latérale du train avant pour illustrer la chasse dans le prototype

La géométrie du porteur de roue impose une chasse fixe dans le démonstrateur. La figure 1.13 montre la vue du train avant sur laquelle le porteur de roue droit est en évidence (la roue droite a été retirée pour pouvoir mieux visualiser γ).

Les trois attaches entre le porteur de roue et les bras de suspension sont visibles au premier plan, ainsi que l'alésage (vide) dans lequel s'insère l'axe qui porte la roue droite.

1.3.3 Grandeurs réglables

La hauteur minimale du châssis par rapport au sol peut être ajustable en modifiant la longueur des bielles qui remplacent les ensembles ressort-amortisseur (fig. 1.14). Ainsi, à l'arrêt et à une inclinaison nulle, le bord inférieur du châssis se situe à une hauteur de $55 [mm]$. Par contre, lorsque le démonstrateur s'incline, le bord s'approche jusqu'à $10 [mm]$ du sol. Cette faible valeur peut être problématique si le sol n'est pas parfaitement plat et que le prototype rencontre une bosse par exemple. Le centre de masse du prototype est modifiable en déplaçant certains éléments dans la démonstrateur, notamment les batteries.

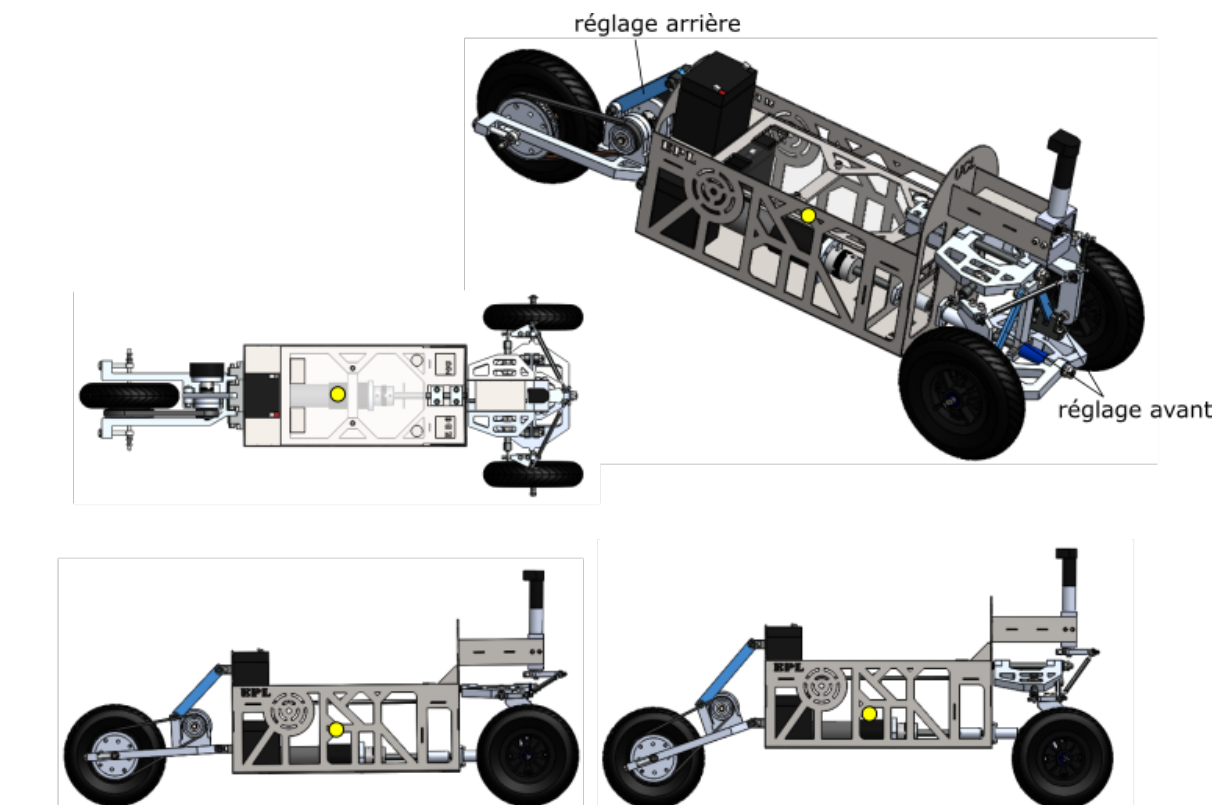


Figure 1.14 – Variation de la hauteur du démonstrateur et de la position du centre de masse (disque jaune sur la figure) ; augmentation de la longueur des bielles de 30 [mm] sur l'image au dessous à droite

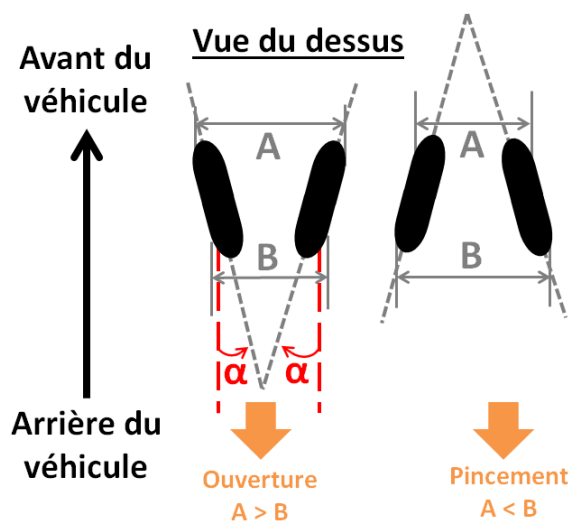


Figure 1.15 – Vue du dessus d'un train avec l'angle de pinçage α [21]

Le **pinçage** d'un véhicule est non nul lorsque la distance entre les extrémités avant des roues est différente de celle entre les extrémités arrières : $A \neq B$ (fig. 1.15). L'angle de pinçage α est défini comme l'angle entre l'orientation de la roue projetée au sol et le plan vertical de profil.

La figure 1.16 illustre cette grandeur sur le démonstrateur qui est réglable via des bielles de direction taraudées avec des contre-écrous. Cette valeur peut valoir approximativement $+ 20$ [°] en ouverture jusqu'à $- 11$ [°] en pincement.

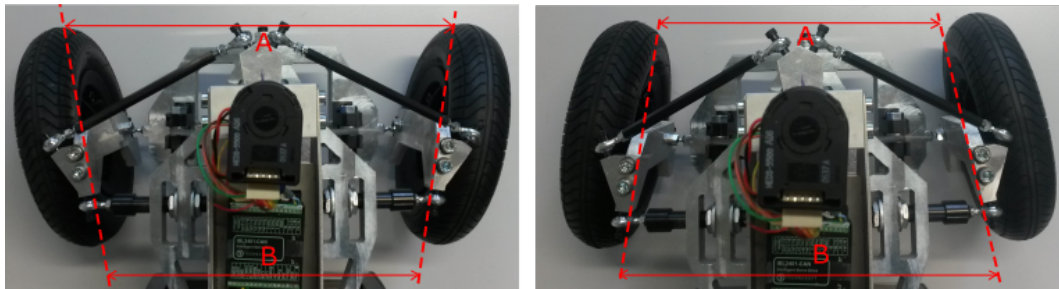


Figure 1.16 – Vue du dessus du démonstrateur pour l'illustration de l'angle de pinçage α ; à gauche en ouverture ; à droite en pincement

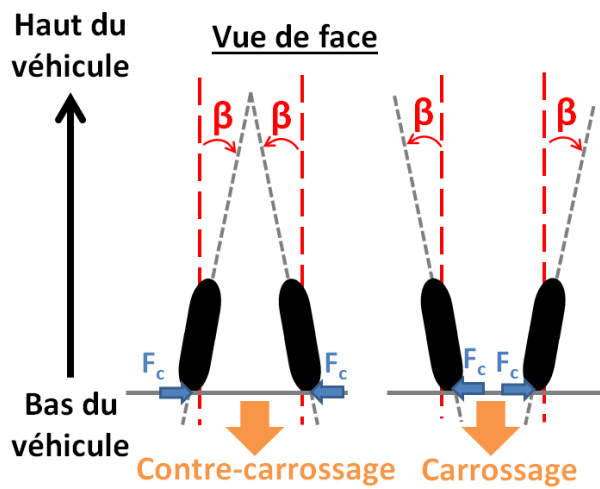


Figure 1.17 – Vue de face d'un train avec l'angle de carrossage β [21]

L'angle de carrossage β des roues (fig. 1.17) est défini comme l'angle entre le plan médian de la roue et le plan vertical passant par le centre de la roue. Cette inclinaison provoque une force latérale du sol sur les roues appelée poussée de carrossage F_c . Ces forces peuvent influencer la stabilité du véhicule et son comportement en courbe.

La figure 1.18 présente le carrossage sur le démonstrateur qui est réglable via un axe fileté avec des contre-écrous. Cette valeur varie entre -4° pour du contre-carrossage à $+13.66^\circ$ pour du carrossage. Ce réglage influence également le pinçage, il faut donc régler les deux paramètres de manière simultanée (voir section 3.1.2).

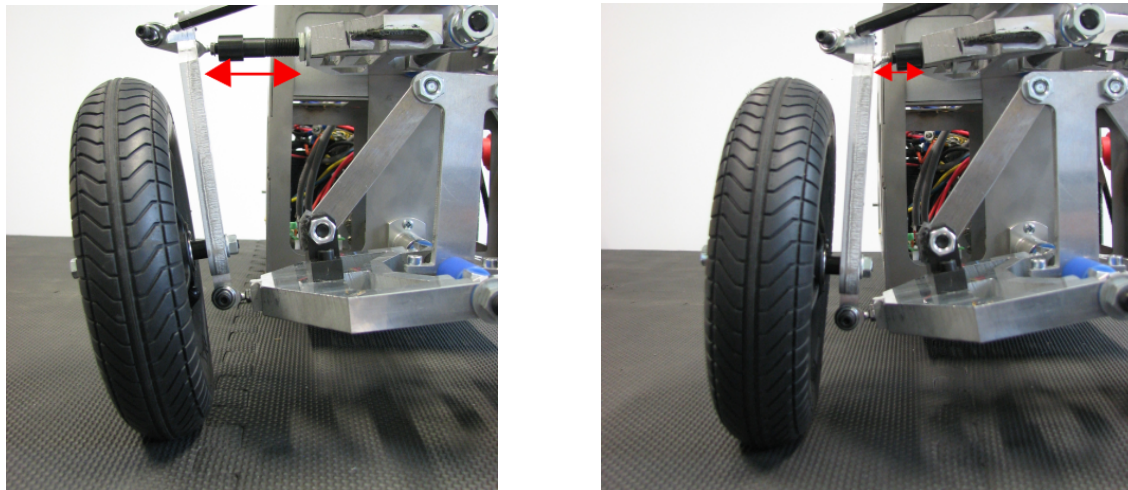


Figure 1.18 – Vue de face du démonstrateur pour l'illustration de l'angle de carrossage β pour $\alpha \approx 0.5^\circ$. À gauche : carrossage $\beta \approx -3.5^\circ$. À droite : contre carrossage $\beta \approx 13^\circ$

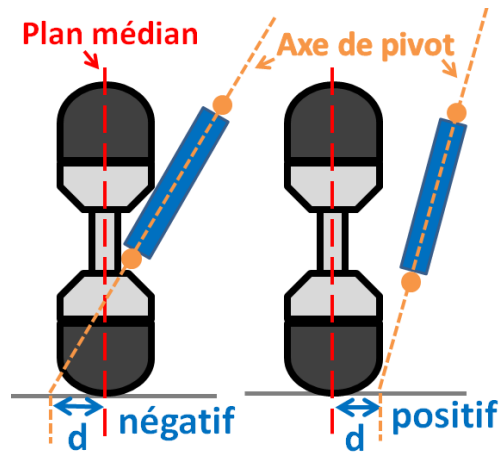


Figure 1.19 – Schéma d’une vue en coupe d’une roue avec le porteur de roue en bleu, pour la définition du déport au sol d

Le **déport au sol** d est défini comme la distance entre le point de percée de l’axe de pivot dans le sol et l’intersection entre le plan médian de la roue et le sol (fig. 1.19). Par convention, le déport d est positif s’il se situe du côté intérieur au véhicule.

Le déport d diffère de la voie ℓ parce que celle-ci est mesurée entre les centres des roues gauche et droite mais ne tient pas compte des porteurs de roue. Déplacer latéralement un porteur (et donc l’axe de pivot) par rapport à la roue sans bouger celle-ci permet de modifier le déport en conservant la voie constante.

La valeur du déport dans le démonstrateur peut varier entre 35 [mm] et 48 [mm] via un jeu d’entretoises au niveau de l’axe des roues avant (fig. 1.20). Néanmoins, comme les porteurs sont fixes, augmenter le déport augmente *de facto* la voie qui peut valoir entre 320 [mm] et 322.4 [mm].

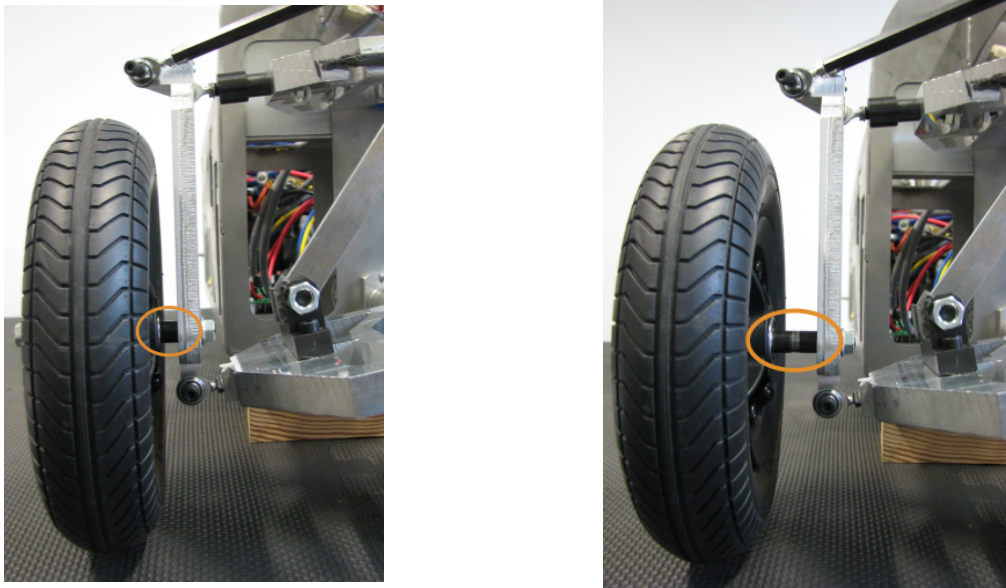


Figure 1.20 – Vue de face de la roue avec le porteur de roue pour l’illustration du déport. À gauche : $d = + 0.035$ [m]. À droite : $d = + 0.048$ [m]

1.3.4 Récapitulatif des caractéristiques

Le tableau 1.1 reprend les caractéristiques principales ⁵ nécessaires à la conception et l'analyse du prototype. Certaines de ces valeurs peuvent être modifiées, ce qui permet de réaliser des tests afin d'obtenir l'influence de ces paramètres sur le comportement du démonstrateur. Le chapitre 2 présente une analyse de la dynamique du *NTV* en étudiant les effets de ces paramètres notamment, tandis que dans le chapitre 3, ces grandeurs sont utilisées dans la conception électromécanique.

Caractéristique	Valeurs	Caractéristique	Valeurs
Masse m	21.5 [kg]	Voie ℓ	0.32 (+0.024) [m]
Hauteur x Largeur x Longueur	0.452 x 0.41 x 1.015 [m]	Empattement L	0.815 [m]
Diamètre des roues (à 2 bar)	0.2 [m]	Position du centre de masse	(2; 6) [mm]
Angle de pinçage α	≈ 0 (+20 ou -11) [°]	Angle de carrossage β	≈ 0 (+ 14 ou - 3) [°]
Angle de chasse γ	18.1 [°]	Déport au sol d	0.035 (+ 0.013) [m]

Tableau 1.1 – Caractéristiques principales du démonstrateur

5. Les coordonnées (X,Y) du centre de masse sont données par rapport au repère de la fig. 1.4 qui se situe au centre du châssis. Dans ce cas-ci, le centre de masse est légèrement avancé de 2 [mm] et décentré de 6 [mm] sur la gauche du véhicule.

Chapitre 2

Modélisation et analyse dynamique

L'objectif de ce chapitre est d'analyser le comportement dynamique du démonstrateur¹ via une modélisation avec le logiciel Robotran [11] développé par l'équipe du *CEREM* à l'UCL. La première partie introduit le modèle dynamique du *NTV* et son implémentation via une approche de système multicorps, ainsi que les outils utiles pour l'analyse. Ensuite, l'évolution du modèle est présenté afin d'observer les modifications au niveau de la stabilité du prototype. Par après, le contrôle est brièvement introduit. Enfin, l'influence de différents paramètres géométriques sur la stabilité est étudiée afin d'être prise en compte lors de la conception électromécanique du chapitre 3. Une étude dynamique plus complète du démonstrateur a été produite par ailleurs, laquelle contient plus de détails et dont s'inspire ce chapitre [22].

2.1 Modèle dynamique

Le modèle se base sur le formalisme multicorps utilisé par le logiciel Robotran, qui permet d'obtenir les équations du mouvement du système considéré. Celles-ci peuvent être linéarisées afin d'effectuer des équilibres quasi-statiques et une analyse modale, indispensable à l'analyse de stabilité.

2.1.1 Formalisme multicorps

Le véhicule est modélisé comme un système dit multicorps, c'est-à-dire comme un ensemble mécanique de corps rigides connectés par une combinaison d'articulations rotoïdes et/ou prismatiques². La topologie du système est décrite via une structure arborescente ("tree-like"), dans laquelle aucune boucle fermée ne peut subsister. L'Annexe B présente le fichier Robotran utilisé et aborde ce problème des boucles cinématiques. Les points d'attache qui correspondent à l'expression de la géométrie du véhicule dans le modèle dynamique y sont également introduits. La suite de cette section se base sur le document d'introduction à Robotran dans lequel plus d'informations sont disponibles[23].

Équation du mouvement En utilisant une approche en coordonnées relatives, les équations du mouvement peuvent être obtenues par la dynamique directe pour un système contraint [23] :

1. Tout au long de ce chapitre, les termes "démonstrateur" et "prototype" désignent le véhicule de taille réduite réalisé pour ce mémoire. Les notions de "véhicule" et "tricycle" sont utilisés, exclusivement dans ce chapitre, pour désigner le véhicule *NTV* de manière générale.

2. Correspondant respectivement à des articulations en rotation (rotoïdes) et en translation (prismatiques)

$$M(q)\ddot{q} + c(q, \dot{q}, forces, couples, g) = Q(q, \dot{q}) + J^T \lambda \quad (2.1)$$

$$h(q) = 0 \quad (2.2)$$

$$\dot{h}(q, \dot{q}) = J(q)\dot{q} = 0 \quad (2.3)$$

$$\ddot{h}(q, \dot{q}, \ddot{q}) = J(q)\ddot{q} + \dot{J}q(q, \dot{q}) = 0 \quad (2.4)$$

avec³ :

- M , la matrice de masse généralisée et symétrique
- q , les coordonnées généralisées
- $\dot{q}$, les vitesses généralisées
- $\ddot{q}$, les accélérations généralisées
- c , le vecteur dynamique non linéaire qui contient les termes gyroscopique, centrifuge et gravitationnel, ainsi que la contribution des composants des forces résultantes externes et des couples
- Q , les forces généralisées (couples) agissant dans les articulations
- $J = \frac{\delta h}{\delta q^T}$, la matrice jacobienne de contrainte
- λ , les multiplicateurs de Lagrange associés aux contraintes
- h , les contraintes algébriques résultantes des boucles cinématiques

Le système d'équation différentielles algébriques (*DAE*) ci-dessus peut être résolu via différentes méthodes. Celle choisie dans Robotran consiste à réduire les équations en un système d'équations différentielles ordinaires (*ODE*) via la méthode du partitionnement des coordonnées. Ces dernières sont séparées en deux catégories, dites coordonnées dépendantes (q_v) ou indépendantes (q_u).

Les coordonnées dépendantes peuvent être exprimées en fonction des coordonnées indépendantes via les équations algébriques non linéaires ($h(q)=0$) dues aux boucles cinématiques dans le modèle⁴. Cette manipulation permet d'obtenir le système suivant qui ne contient plus que des coordonnées indépendantes (q_u) :

$$M_r(q_u)\ddot{q}_u + F_r(\dot{q}_u, q_u, Q_u) = 0 \quad (2.5)$$

Robotran utilise une approche symbolique pour générer automatiquement le système *DAE* ainsi que les matrices et vecteurs, afin d'obtenir les équations du mouvement sous forme réduite (équation 2.5) [4]. L'intégration temporelle de ces équations est réalisée via des bibliothèques numériques en *C*.

2.1.2 Équilibre quasi-statique

Un équilibre correspond en général à une configuration du système telle que le terme d'accélération soit égal à zéro ($\ddot{q}_u=0$). Les équations *ODE* 2.5 sont alors réduites en un ensemble d'équations algébriques non linéaires :

3. De manière récurrente dans ce rapport, une variable surmontée d'un point signifie la dérivée temporelle de la variable ($\dot{q} = \frac{\delta q}{\delta t}, \ddot{q} = \frac{\delta}{\delta t}(\frac{\delta q}{\delta t})$).

4. Par ailleurs, des coordonnées fixées q_d sont utiles pour gérer une géométrie complexe en insérant des rotations ou translations entre différents corps.

$$F_r(\dot{q}_u, q_u, Q_u) = 0 \quad (2.6)$$

Un équilibre statique provient donc de la résolution pour q_u de ces équations en utilisant l'algorithme de Newton-Raphson avec $\dot{q}_u = 0$. Cependant, dans certains cas, des coordonnées particulières peuvent être non sensibles ou ignorables, c'est-à-dire qu'elles n'influencent pas le terme des forces F_r . Elles peuvent être enlevées ou remplacées par d'autres variables, selon l'équilibre envisagé.

Un équilibre quasi-statique tire profit de cette particularité en remplaçant les coordonnées des positions non sensibles par les vitesses correspondantes (ou des forces). Cela permet de résoudre le système 2.6 pour des vitesses $\dot{q}_u$ non nulles mais avec $\ddot{q}_u = 0$, et de résoudre, dans le cas d'un véhicule routier, deux types d'équilibre : en ligne droite à vitesse constante ou en régime permanent en courbe.

En ligne droite La configuration du véhicule correspond à une avance en ligne droite à vitesse constante V , en remplaçant les positions de rotation des roues par leurs vitesses ω_{roues} vu que celles-ci sont non sensibles (ignorables). La position d'avance est quant à elle remplacée par le couple sur la roue arrière de propulsion Q_{prop} afin de contrer les forces de frottement résultantes du contact entre le pneu et le sol.

$$V \text{ fixée} \rightarrow F_r(\omega_{roues}, Q_{prop}, q_u \text{ restantes}) = 0 \quad (2.7)$$

En courbe Cet équilibre quasi-statique est résolu pour une certaine vitesse V et un certain rayon R , en ajoutant une variable supplémentaire correspondant à l'inclinaison du véhicule θ (fig. 2.1). Un couple sur la fourche de direction Q_{dir} maintient les roues avant avec un certain angle afin de garder un rayon constant R .

$$V \text{ et } R \text{ fixés} \rightarrow F_r(\omega_{roues}, Q_{prop}, Q_{dir}, q_u \text{ restantes}) = 0 \quad (2.8)$$

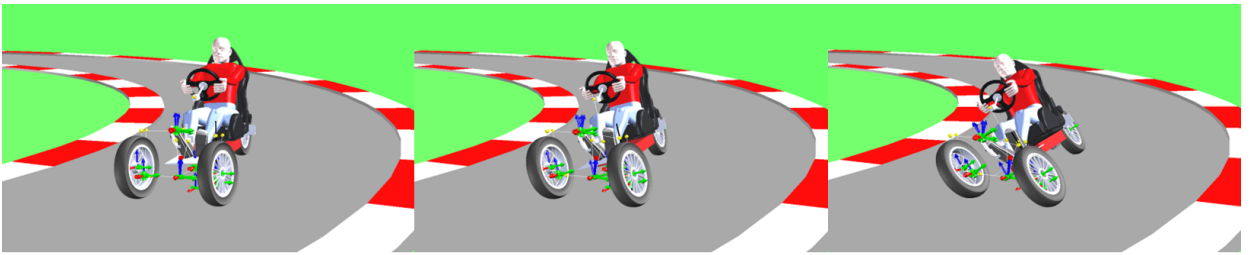


Figure 2.1 – Illustration d'un équilibre en courbe à rayon constant en régime permanent : trois vitesses différentes sont présentées : 2.5 m/s, 5 m/s et 7.5 m/s (pour le modèle à taille réelle) [9]

2.1.3 Analyse modale

Dans le domaine des véhicules, une analyse modale permet de déterminer les modes et fréquences propres du système dans le but d'observer par exemple les caractéristiques de fréquences de vibration, de résonance, de stabilité ou d'amortissement [24]. Pour des véhicules inclinables, cette analyse permet en plus d'étudier le comportement stable ou instable en fonction de différents paramètres. Dans notre cas, il s'agira notamment de la vitesse d'avance qui prévaut

pour l'analyse d'auto-stabilité. La vitesse d'auto-stabilité peut être définie comme la vitesse non nulle minimale à partir de laquelle le véhicule est stable sans conducteur. Cette notion est centrale dans tous les développements qui suivent.

La première étape consiste à réaliser un équilibre quasi-statique en ligne droite (sans contrôle, ni pilote). Une fois que celui-ci a convergé, une linéarisation des équations 2.5 autour de cet équilibre $(q_u^*, \dot{q}_u^*, \ddot{q}_u^*)$ ⁵ est effectuée via l'aide d'un module Robotran.

En partant de l'équation 2.5 :

$$M_r(q_u^*)\Delta\ddot{q}_u + G_r(q_u^*, \dot{q}_u^*)\Delta\dot{q}_u + K_r(q_u^*)\Delta q_u = 0 \quad (2.9)$$

Avec $\Delta q_u = q_u - q_u^*$, et $M_r, G_r \triangleq \frac{\delta F_r}{\delta \dot{q}_u}$ et $K_r \triangleq \frac{\delta F_r}{\delta q_u}$ correspondant respectivement aux matrices de masse, d'effet gyroscopique/amortissement et de raideur. Ces deux dernières ne sont en général pas disponibles analytiquement et nécessitent une estimation numérique précise (par exemple via la méthode de "*parabolic fitting*" [24]). En définissant $x = \begin{pmatrix} \dot{q}_u \\ q_u \end{pmatrix}$ et $\dot{x} = \begin{pmatrix} \ddot{q}_u \\ \dot{q}_u \end{pmatrix}$, le système 2.9 devient :

$$\begin{pmatrix} 0 & M_r \\ M_r & G_r \end{pmatrix} \dot{x} + \begin{pmatrix} -M_r & 0 \\ 0 & K_r \end{pmatrix} x = 0 \quad \text{noté aussi} \quad M_r^* \dot{x} + K_r^* x = 0 \quad (2.10)$$

Ce qui donne un système linéarisé comme souhaité :

$$\dot{x} = Ax \quad \text{avec} \quad A \triangleq -(M_r^*)^{-1} K_r^* \quad (2.11)$$

En considérant une solution particulière selon laquelle les composants de $x(t)$ possèdent la même dépendance temporelle (harmonique, exponentielle, ...) :

$$x(t) = U_{vp} e^{\lambda_{vp} t} \quad (2.12)$$

Le système d'équations obtenu 2.11 du premier ordre peut dès lors subir une analyse modale autour de cet équilibre, lequel permet d'identifier une paire de valeurs propres λ_{vp} par degré de liberté *d.d.l.* (i.e. coordonnées indépendantes) du système et une paire de vecteurs propres U_{vp} correspondant. Une analyse modale dans un véhicule à 11 *d.d.l.* va donc produire 22 modes. Ces valeurs propres vont permettre de déterminer la stabilité théorique du véhicule (voir section suivante).

5. Les grandeurs pour cet équilibre sont notées avec une "*".

2.2 Du véhicule au démonstrateur

Le modèle utilisé dans l'analyse dynamique provient d'une évolution à partir d'un modèle existant et développé par A. Verlé [8] (voir section 1.1). Ce modèle est à taille réelle, c'est-à-dire qu'il est à dimension telle qu'un humain pourrait s'y placer et le conduire (voie ≈ 0.7 [m], empattement ≈ 2 [m]).

À partir de celui-ci, une simplification a été réalisée pour simplifier la fabrication et réduire le coût du prototype : les trois suspensions initiales de type ressort-amortisseur ont été remplacées par de simples bielles. Cette manipulation a donc retiré 3 *d.d.l.* au véhicule en rendant rigides 3 éléments.

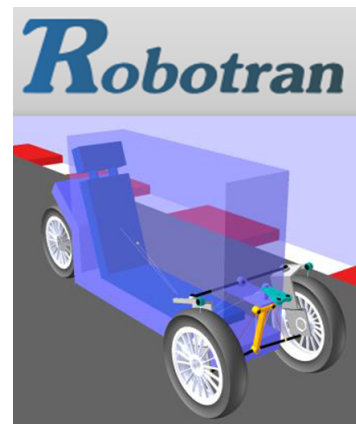


Figure 2.2 – Visualisation 3D du modèle en Robotran

Coordonnées relatives et degrés de liberté Le démonstrateur possède 29 coordonnées généralisées, dont 11 indépendantes (q_u), 11 dépendantes (q_v) et 7 fixées à une certaine valeur (q_d). Chaque degré de liberté correspond à une coordonnée indépendante (fig. 2.3) :

- Le châssis possède 6 *d.d.l.* par rapport au sol pour obtenir un mouvement relatif en 3D⁶.
- La direction a 1 *d.d.l.* par rapport au châssis.
- Le montage du pendule-T a également 1 *d.d.l.* par rapport au châssis.
- Chacune des trois roues possède 1 *d.d.l.* par rapport au porteur de roue.

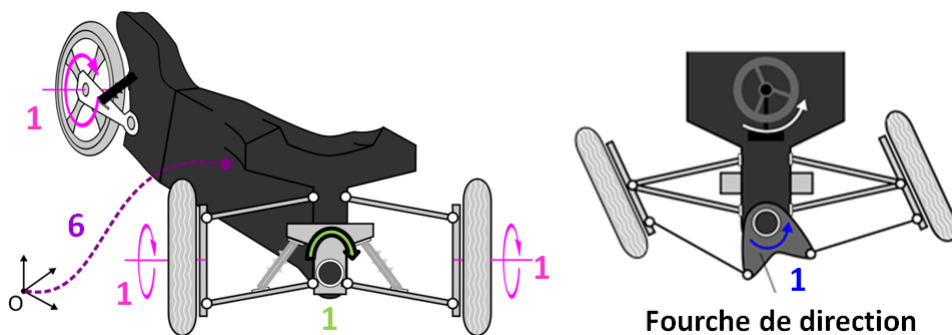


Figure 2.3 – Représentation schématique des 11 degrés de liberté du prototype par rapport au repère inertiel (vue semi-3D à gauche, vue du dessus à droite) [4]

Modèle de contact pneu/sol Le prototype est équipé des roues de trottinette qui seront assimilées au niveau dynamique à ceux d'un "scooter". Le contact entre le pneu et le sol est modélisé comme un ensemble de résultantes en terme de force et de couple via le modèle de Pacejka [25], avec des paramètres qui ont été identifiés par ailleurs [26]. Cela permet de tenir compte de la complexité du contact qui ne peut pas être considéré simplement comme des contraintes de roulement sans glissement parce que le train avant du tricycle glisse latéralement en courbe. Ce glissement est inhérent à ce type de véhicule et doit être pris en compte.

6. "O" étant l'origine du repère inertiel, considéré comme la base fixe.

Par ailleurs, alors que les ensembles ressort-amortisseur ont été retirés du modèle et remplacés par des bielles, un amortissement doit être inclus dans le comportement vertical du pneu afin d'atténuer les vibrations sur l'ensemble du système.

En pratique, l'utilisation de pneu légèrement dégonflé permettra d'amortir les chocs. Sans ce facteur d'amortissement, les forces verticales sur les roues ne se stabilisent pas (fig. 2.4).

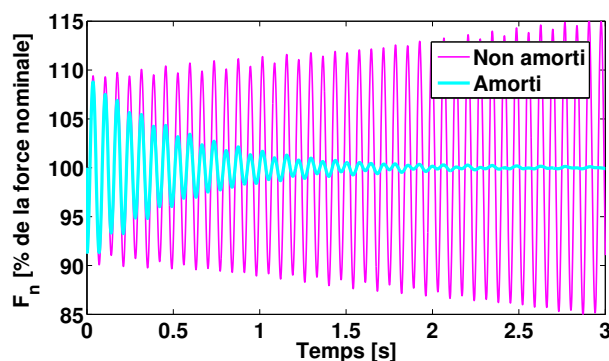


Figure 2.4 – Influence de l'amortissement de la pneumatique des roues

Cette section présente l'analyse de stabilité du véhicule selon l'évolution du modèle utilisé grâce à des analyses modales. En partant du modèle *NTV* réel, une rigidification progressive des suspensions en modifiant leur raideur a permis de déterminer l'influence du remplacement des ensembles ressort-amortisseur par des bielles sur la vitesse d'auto-stabilité. Enfin, pour un modèle rigide (sans suspension), les dimensions, masses et inerties ont été réduites en accord avec les objectifs (voir Annexe A) pour obtenir un véhicule mis à l'échelle (réduit et rigide). Cette séquence (fig. 2.5) permet d'aboutir au modèle correspondant au démonstrateur qui fera l'objet des analyses dans la suite de ce rapport.

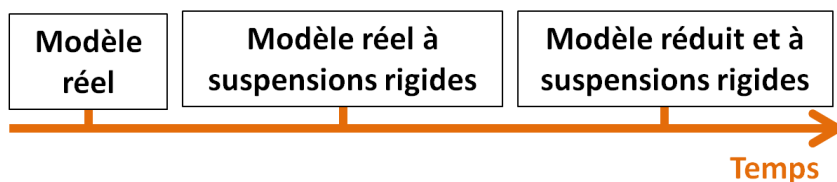


Figure 2.5 – Évolution du modèle Robotran utilisé au cours de l'avancée de l'analyse dynamique

Parmi les 22 modes obtenus par l'analyse modale, trois sont plus intéressants [27] :

- Louvoiement (*weave* en anglais) : Mouvement oscillatoire lent dans lequel une bicyclette, par exemple, se dirige en zigzagant dans le sens d'avance, avec un léger décalage de phase par rapport à un mouvement de penchement latéral.
- Guidonnage (*wobble* en anglais) : Rapide oscillation du train avant.
- Renversement (*capsize* en anglais) : Chute sans oscillation, simple renversement sur le côté.

Une description plus interactive peut se trouver facilement sur internet ⁷ : [29] ou [30]. En effectuant cette analyse modale à différentes vitesses, la partie réelle des valeurs propres associées à chaque mode détermine lorsque le véhicule est auto-stable. En effet, lorsqu'une des valeurs propres possède une valeur réelle positive, le système est instable.

2.2.1 Modèle à taille réelle

Pour le modèle taille réelle, la figure 2.6 permet d'observer les trois modes intéressants qui se comportent comme attendu. La vitesse d'auto-stabilité est obtenue telle que les valeurs propres

7. Les travaux du professeur Arend Schwab (Delft University of Technology) [28] ont pour objet principal la stabilité des vélos et permettent d'apprendre énormément sur ce sujet.

du mode de louvoiment deviennent négatives ($\approx 4,8$ [m/s] dans ce cas pour le modèle à taille réelle). À noter que le guidonnage peut provoquer des instabilités à plus haute vitesse parce que sa partie réelle s'approche de zéro. Cependant, cette instabilité au niveau de la direction se contrôle facilement via le guidon ou une fourche de direction est assez simple.

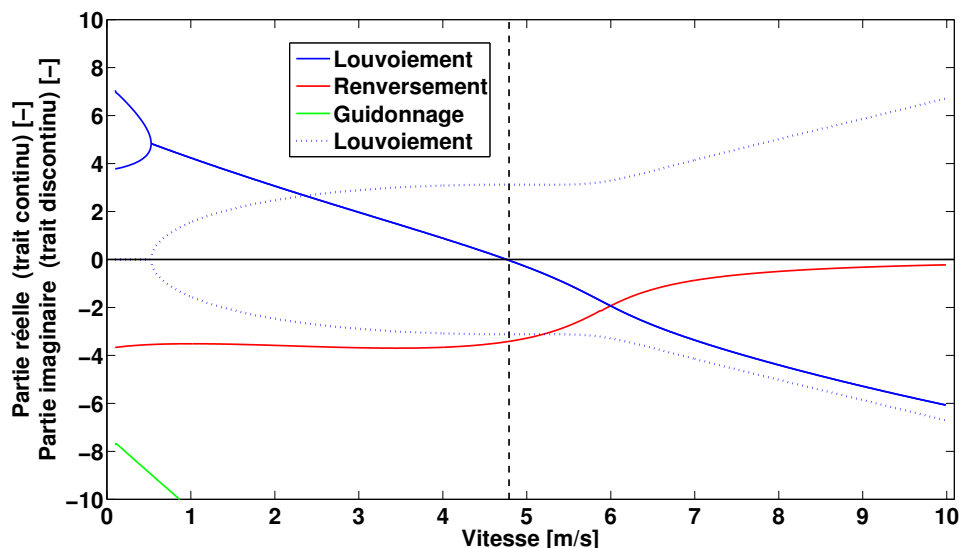


Figure 2.6 – Résultat de l'analyse modale du modèle à taille réelle, avec les parties réelles des valeurs propres des trois modes. Les deux valeurs propres complexes conjuguées du louvoiment sont également tracées en pointillés

2.2.2 Rigidification

Par après, les raideurs des suspensions ont été multipliées et/ou divisées par un facteur 10^n et l'analyse modale a été reproduite pour chacun de ces facteurs ($n = 0$ étant le cas initial avec $K * 10^0$, $n=1$ donne $K * 10$, $n=-1$ donne $K/10$, et ainsi de suite) ⁹.

Les vitesses d'auto-stabilité calculées pour différentes valeurs de n se trouvent sur la figure 2.7. Lorsque la raideur croît, la vitesse d'auto-stabilité augmente très légèrement, mais de manière non significative.

Par contre, lorsque la raideur décroît ($n = -2$, raideur K divisée par 100), la vitesse diminue, ce qui implique que le tricycle est stable à une vitesse plus basse. Dès lors, le modèle peut être rigidifié sans craindre une influence trop importante sur la vitesse d'auto-stabilité.

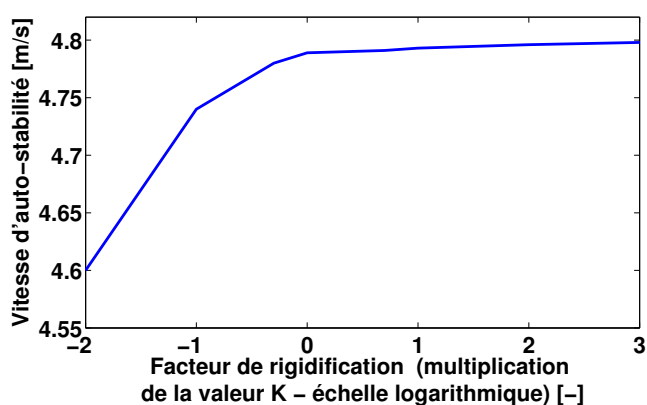


Figure 2.7 – Influence de la rigidification des suspensions du modèle à taille réelle sur la stabilité du véhicule (modification de leur raideur)

8. n étant un nombre entier relatif

9. Cette manipulation a été réalisée en conservant une hauteur de châssis constante via un équilibre statique en Robotran

La figure 2.8 illustre pour les différents cas l'amortissement du châssis qui tombe au départ de 30 [cm] de hauteur. Pour la raideur initiale ($n=0$), le véhicule s'amortit simplement, tandis qu'il rebondit nerveusement pour une raideur trop grande et s'enfonce et rebondit lentement avant de s'effondrer sur lui même lorsque la raideur est trop faible.

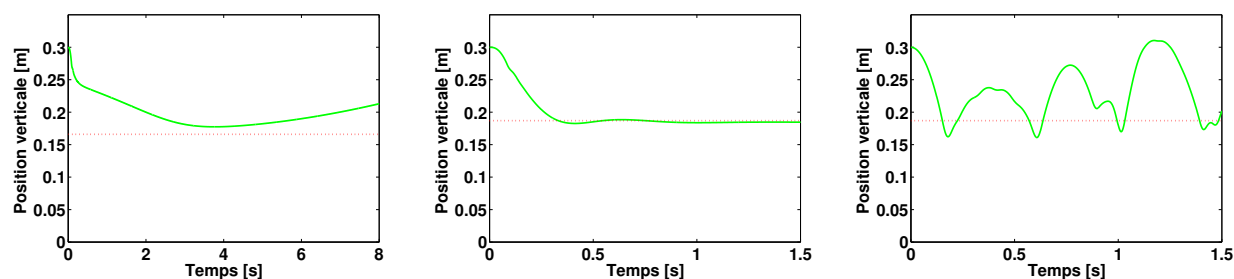


Figure 2.8 – Position verticale du châssis lors d'une chute du véhicule taille réelle pour différentes raideurs de suspension : à gauche, $K \cdot 10^{-2}$; au centre, $K \cdot 10^0$; à droite, $K \cdot 10^4$

2.2.3 Mise à l'échelle du modèle

Le modèle final, obtenu en réduisant les dimensions du véhicule par un facteur 0.4 (voir sections 1.1 et 3.4), a été réalisé en modifiant directement le fichier Robotran via les points d'attache. De même, les masses et inerties ont été modifiées en accord avec les valeurs réalistes du nouveau modèle et en lien avec la réduction de volume. Ceci a été important principalement pour la châssis qui passe de 225 [kg] à 15 [kg] environ (les autres masses sont presque négligeables). En réalisant cette mise à l'échelle, l'idée était ainsi de conserver la configuration de base qui a été optimisée. Cependant, le véhicule réduit n'est plus nécessairement optimal. En effet, il n'est pas trivial que l'optimisation reste toujours correcte lors d'une réduction linéaire des dimensions et la modification des valeurs massiques.

En outre, certaines positions de points d'attache ont changé par rapport au modèle réel pour des raisons de conception. Par exemple, le porteur de roue était positionné en partie dans la roue, ce qui est compliqué à réaliser. Ces différents arrangements sont détaillés dans le chapitre 3. Le modèle réduit rigide ainsi obtenu peut servir de modèle pour toutes les analyses qui suivent parce qu'il représente le plus fidèlement possible le démonstrateur réalisé.

La figure 2.9 présente l'analyse modale des deux modèles : le réduit possède une vitesse d'auto-stabilité de 1,6 [m/s] environ tandis que le modèle réel est exactement identique à la figure 2.6. La forme des courbes est logiquement similaire entre les deux modèles mais avec l'effet de la mise à l'échelle via le facteur réduction de 0.4.

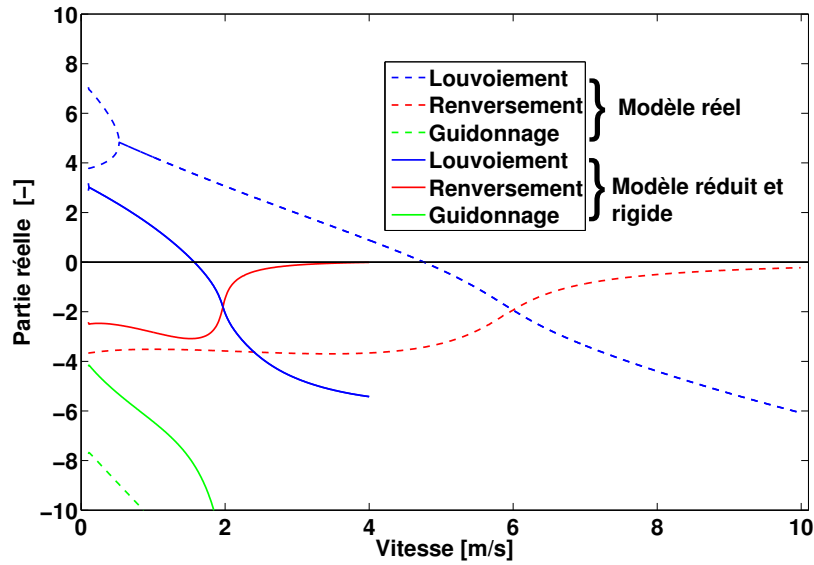


Figure 2.9 – Résultat de l’analyse modale du modèle à taille réduite et rigide, avec les parties réelles des valeurs propres des trois modes.

Les analyses modales pour les résultats présentés dans la suite se basent sur ce modèle et partent de la vitesse d’auto-stabilité de 1,6 [m/s] comme référence. En réalité, la géométrie du véhicule n’est peut-être pas optimale et cette valeur pourrait encore être modifiée en fonction par exemple des angles de chasse, de pinçage ou de carrossage (voir la section 2.4 ci-après).

2.3 Contrôle du véhicule

Afin de stabiliser le véhicule lorsqu’il est utilisé à une vitesse inférieure à celle d’auto-stabilité, un contrôleur le force à s’incliner tel que le *NTV* reste à l’équilibre en courbe ou à rester vertical dans le cas de la ligne droite. L’annexe C présente une brève analyse d’une version simple des deux types de contrôle *DTC* et *STC* qui devront être mis en place dans le démonstrateur.

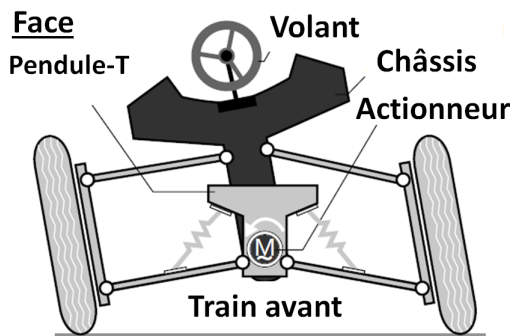


Figure 2.10 – Rappel de l’actionnement du contrôle *DTC*.

Cette section-ci s’intéresse plus spécifiquement à une analyse du couple maximal dans le cas du contrôle direct *DTC*, ce qui permet de mettre en évidence l’ordre de grandeur maximum du couple admissible avant que le véhicule ne se renverse.

Pour rappel, le contrôle *DTC* nécessite de produire un couple via un actionneur qui fait basculer le véhicule (fig. 2.10). Ce couple est appliqué entre le pendule-T et le châssis, et fait donc varier l’angle de basculement (voir section 1.3.1).

2.3.1 Couple maximal du contrôle *DTC*

Le couple imposé en *DTC* peut poser un problème de délestage des roues lorsque la vitesse est trop élevée ou le contrôleur mal calibré. En effet, à cause de l’accélération latérale, un effet

centrifuge important apparaît. Afin d'analyser de manière plus précise ce phénomène, des entrées en courbe à différentes vitesses pour deux rayons ont été réalisées en Robotran, ce qui permet d'obtenir le couple appliqué par le contrôleur¹⁰ DTC ainsi que les forces sur les roues selon différentes accélérations latérales ($\approx \frac{V^2}{R}$).

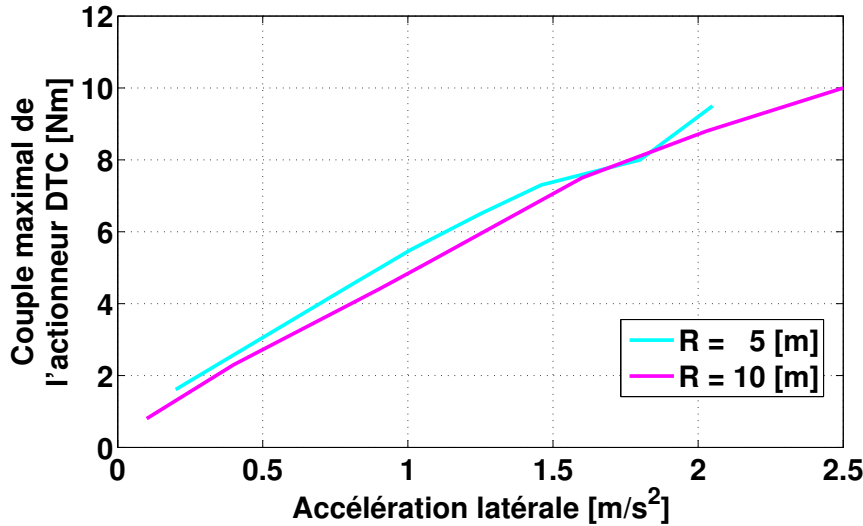


Figure 2.11 – Couple maximal en fonction de l'accélération latérale

Au plus l'accélération est élevée, au plus le couple l'est également (fig. 2.11). Les valeurs atteignent un maximum d'environ 10 [Nm]. Au delà de celui-ci, les roues se soulèvent et le véhicule se renverse.

Ces valeurs sont utiles pour dimensionner le moteur qui va réaliser cet actionnement (voir section 3.5.3).

Les résultats dépendent du duo vitesse-rayon. Le rayon est ici fixé pour la figure 2.11 et la vitesse varie. Normalement, les courbes pour deux rayons différents devraient donner les mêmes résultats. Cependant, ce couple maximal provient de la sortie du contrôleur, lequel se comporte différemment selon le rayon et la vitesse, ce qui peut expliquer les légères différences entre les courbes pour $R = 5$ [m] et $R = 10$ [m]. Ces résultats auraient pu être obtenus en fixant une vitesse et en faisant varier les rayons.

2.3.2 Transfert de charge

Ce couple fait varier la différence entre les forces exercées par le sol sur les roues gauche et droite et peut provoquer - avant même le renversement du véhicule - une perte d'adhérence au niveau du contact pneu-sol. Le transfert de charge est cette variation de forces, dangereuse parce que le véhicule devient instable et incontrôlable.

En effet, sur la figure 2.12, pour une accélération latérale d'environ 2 [m/s²] (rayon de 5 [m]), l'augmentation de la force sur la roue atteint 100 % de la force nominale F_n ¹¹. La force dynamique de soulèvement suffit alors pour compenser le poids, et la roue se soulève.

À 120 % (et donc $2.2 * F_n$) pour une accélération de 2.5 [m/s²], le véhicule se renverse et la simulation s'arrête.

10. Contrôleur simple de type proportionnel-dérivée-intégral *PID*

11. F_n étant force verticale (normale au plan du sol) nominale au repos, lorsque le véhicule est en équilibre statique.

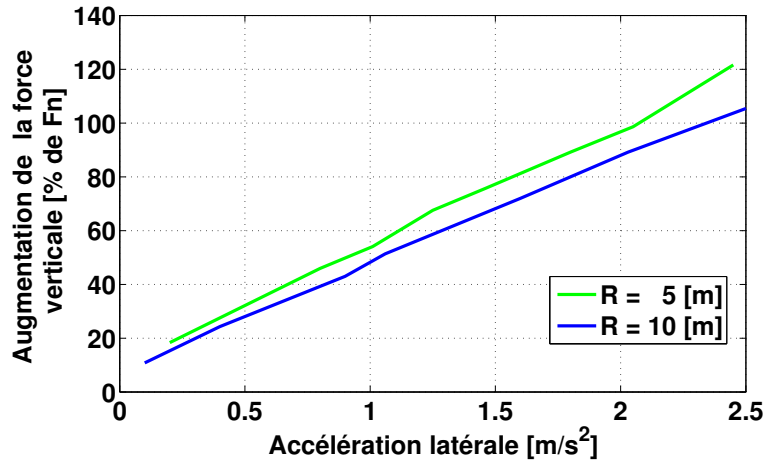


Figure 2.12 – Augmentation de la force verticale en fonction de l'accélération latérale.

Lors de l'utilisation du contrôle *DTC* pour des grandes vitesses, le couple doit ainsi être limité à une certaine valeur afin d'éviter un délestage trop important et garantir l'adhérence des roues et la sécurité du véhicule.

2.4 Analyse des paramètres géométriques

Un véhicule possède de nombreuses caractéristiques géométriques qui influencent son comportement dynamique. Cette partie analyse les éléments principaux qui modifient la stabilité du véhicule afin de pouvoir ajuster au mieux la conception du prototype pour le rendre plus stable et le contrôler plus facilement. Les résultats qui suivent sont basés sur des analyses modales via simulations numériques (voir section 2.1.3) à partir du modèle réduit et rigide.

2.4.1 Position du centre de masse

La position initiale du centre de masse est de $X = -0.24$ [m] , $Y = 0$ [m] et $Z = 0.12$ [m] par rapport au repère situé au centre du châssis (voir section 1.3.3). La masse initiale considérée lors des tests est de 14.4 [kg] pour le châssis, et donc environ 15 [kg] pour l'ensemble du véhicule. Pour diverses raisons, la masse du démonstrateur a augmenté par rapport à cette valeur pour atteindre 21.5 [kg], et l'influence de cette variation est étudiée ci-après.

Tout d'abord, déplacer le centre de masse verticalement permet d'observer qu'élever celui-ci provoque une augmentation de la vitesse d'auto-stabilité (le véhicule est moins stable, fig. 2.13). De plus, augmenter la masse augmente également cette vitesse. Intuitivement, un centre de masse plus bas et une masse plus faible permettent une meilleure stabilité parce qu'ils diminuent l'effet centrifuge et le couple déstabilisateur associé.

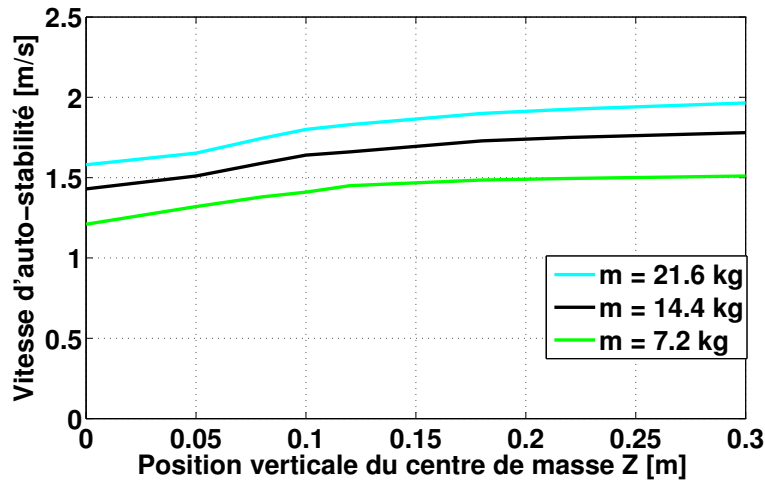


Figure 2.13 – Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de la position verticale du centre de masse.

Le déplacement longitudinal du centre de masse influence légèrement la vitesse d'auto-stabilité lorsqu'il se rapproche du train avant (augmenter la position X, fig. 2.14). Par contre, reculer la masse (et donc la rapprocher de la roue arrière) rend le véhicule clairement plus instable, surtout quand le poids du véhicule augmente. Ceci pourrait s'expliquer par le transfert de charge vers l'arrière, les roues avant accrochant moins au sol, ce qui déstabiliserait plus vite le véhicule. Un petit test serait intéressant pour vérifier cette hypothèse : diminuer l'adhérence des roues avant et observer l'influence de ce changement sur la vitesse d'auto-stabilité permettrait de confirmer ou non cette possibilité. De cette figure 2.14, il ressort que positionner le centre de masse au milieu du véhicule (proche du minima local) semble permettre une plus grande stabilité. Le déplacement en pratique de ce centre de masse est prévu dans les réglages du démonstrateur.

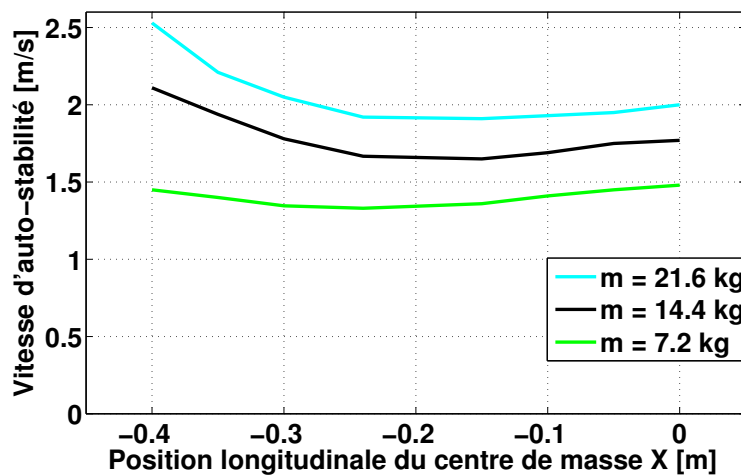


Figure 2.14 – Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de la position longitudinale du centre de masse.

La position du centre de masse selon Y est centrée ($Y = 0$ [m]) car le démonstrateur est prévu pour être symétrique. Cependant, certains éléments peuvent provoquer une asymétrie à cause de contraintes lors de la conception (e.g. le moteur de propulsion sur le train arrière qui est décalé par rapport à la roue, voir section 3.3). Déplacer le centre de masse vers l'extérieur

d'un côté du véhicule semble ne le rendre que très légèrement moins stable. La position optimale est la position centrale (fig. 2.15).

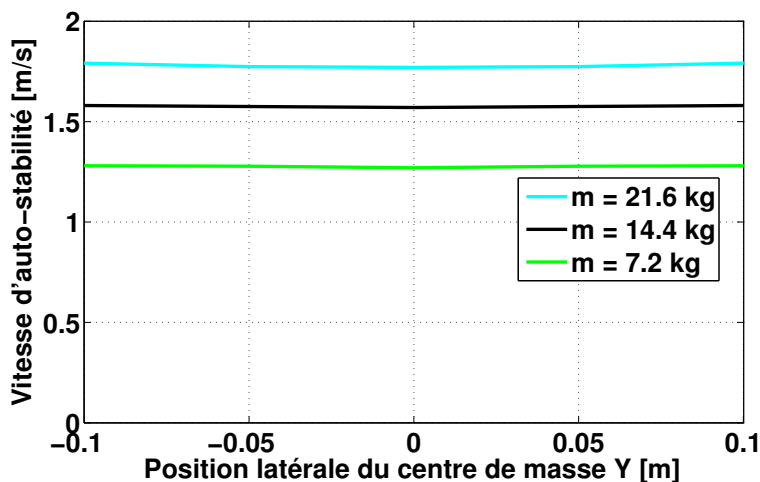


Figure 2.15 – Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de la position latérale du centre de masse.

2.4.2 Angle de carrossage

Les simulations qui suivent regardent l'influence d'un seul paramètre à la fois, les autres sont donc maintenus à leurs valeurs initiales pour le prototype taille réduite : angle de chasse $\approx 18^\circ$; angle de carrossage $\approx 0^\circ$; angle de pinçage $\approx 0^\circ$ et déport au sol ≈ 47 [mm].

La figure 2.16 présente l'influence du carrossage sur la vitesse d'auto-stabilité. Un contre-carrossage (négatif donc) diminue cette vitesse. Le tricycle est, par nature, plus stable pour un carrossage négatif et inversement.

En effet, du point de vue dynamique, la poussée de contre-carrossage due au gradient de déformation longitudinale du pneu contribue à la force latérale qui contre l'effet centrifuge en courbe [21].

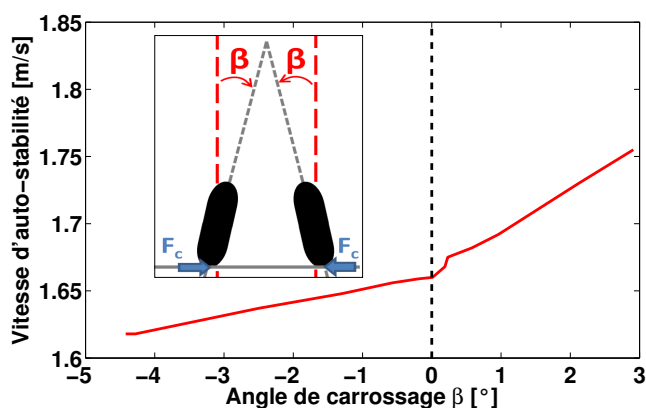


Figure 2.16 – Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de l'angle de carrossage.

Du point de vue cinématique, le carrossage induit un effet similaire à celui d'un cône roulant sur le sol, ce qui illustre bien la contribution de la poussée de contre-carrossage vers l'intérieur. L'influence sur l'utilisation de la bande de roulement ne doit pas être prise en compte ici, parce que les roues sont conçues pour s'incliner comme des roues de moto. Le prototype contient une possibilité de régler le carrossage.

2.4.3 Angle de pinçage

Les résultats pour le pinçage sont insérés à la figure 2.17 et ont tendance à prédire un comportement moins stable pour un léger pincement¹² (angle négatif). Une légère ouverture¹³ (angle positif) semble être par contre bénéfique. Cependant, le pinçage est rarement supérieur à 1° . Il est le plus souvent limité à des valeurs très faibles (par exemple $\approx 0,2^\circ$ [21]), notamment pour éviter d'user de façon trop importante la gomme des pneus.

Ce pinçage doit donc rester faible pour éviter une pendulage du volant et une usure prématurée des pneus mais être non nul pour avoir une entrée en courbe plus stable [21].

En réalité, l'influence du pinçage semble faible pour la stabilité via une analyse modale. En effet, dans la figure ci-contre, seuls les valeurs comprises entre -1° et $+1^\circ$ de pinçage sont réalistes. L'effet du pinçage est plus intéressant à regarder au niveau de l'entrée en courbe du véhicule parce que celui-ci influence la réactivité du tricycle via les forces latérales sur les roues.

Le pinçage est également réglable dans le prototype réel (voir section 3.1.2).

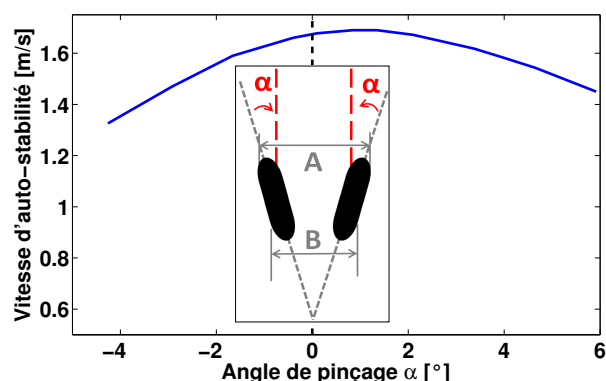


Figure 2.17 – Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de l'angle de pinçage

2.4.4 Angle de chasse

Concernant l'angle de chasse, l'influence est déjà plus importante (fig. 2.18) vu que sa valeur peut varier plus fortement que celle des deux angles précédents. Diminuer l'angle de chasse semble diminuer la vitesse d'auto-stabilité. Une chasse positive reste néanmoins intéressante parce qu'elle provoque un effet auto-stabilisant via un couple d'auto-alignement. Celui-ci tend à ré-aligner la roue et donc à stabiliser le véhicule.

À noter cependant que cela provoque une augmentation de l'effort de direction parce que ce pivotement provoque du glissement entre le pneu et le sol, et donc du frottement qu'il faut contrer [21].

Ce résultat est similaire à celui obtenu dans le cadre de l'analyse de la stabilité d'un vélo lorsque l'angle de la fourche avant est modifié (voir un article de J. Moore [31]). Dans cet article, un modèle analytique simple représentant un bicycle est utilisé pour l'analyse de différents paramètres tels que la taille de la roue avant et l'angle de la fourche (et donc l'angle de chasse).

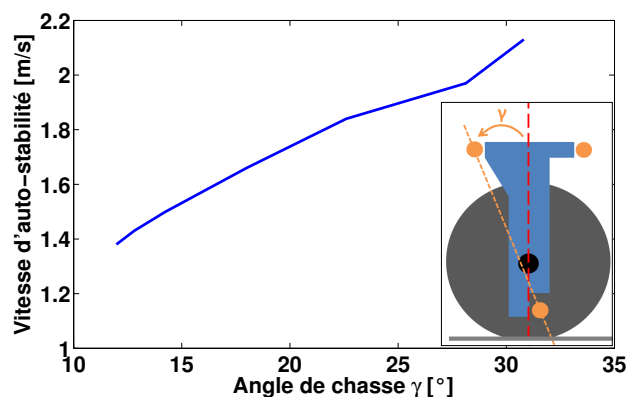


Figure 2.18 – Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction de l'angle de chasse.

12. *toe-in* en Anglais

13. *toe-out* en Anglais

La vitesse d'auto-stabilité diminue lorsque l'angle de chasse diminue et donc le tricycle est plus stable à basse vitesse.

2.4.5 Déport au sol

La figure 2.19 illustre l'effet d'un déport au sol (i.e. lorsque la roue est rapprochée ou éloignée du porteur de roue). Écarter les roues (augmenter le déport positif) semble rendre le tricycle moins stable. De manière générale, un déport faible mais non nul est préférable, si possible négatif afin d'avoir une stabilité lors du freinage, un confort de direction lors de chocs et une plus grande manoeuvrabilité à l'arrêt [21]. Les analyses dynamiques montrent qu'augmenter un déport positif rend le véhicule moins stable. L'augmentation de ce déport provoque de facto une augmentation de la largeur du véhicule (i.e. la voie) dans le démonstrateur parce que le porteur de roue est fixe.

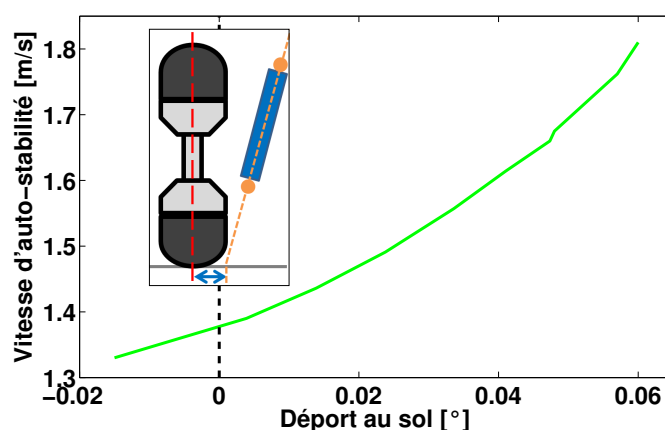


Figure 2.19 – Évolution de la vitesse d'auto-stabilité en fonction du déport au sol avec variation analogue de la voie

2.4.6 Comparaison des influences géométriques

Afin de comparer les ordres de grandeurs des différentes influences des angles, la figure 2.20 regroupe les résultats sur un même graphe. On observe que le pinçage possède un effet faible sur l'auto-stabilité parce qu'il est souvent cantonné à des valeurs inférieures à 1° en valeur absolue. Le carrossage influence la stabilité lorsqu'il atteint des angles assez grands, mais la chasse produit la plus forte variation. Selon cette analyse, diminuer l'angle de chasse aurait une plus grande influence pour diminuer la vitesse d'auto-stabilité.

La chasse est donc le paramètre qui influence le plus l'auto-stabilité parce qu'il relie le mouvement de roulis et de lacet (fig. 1.4), qui rentrent tous les deux en jeu dans le mouvement du louvoiement, qui est le mode le plus critique dans ce véhicule (voir section 2.2.1).

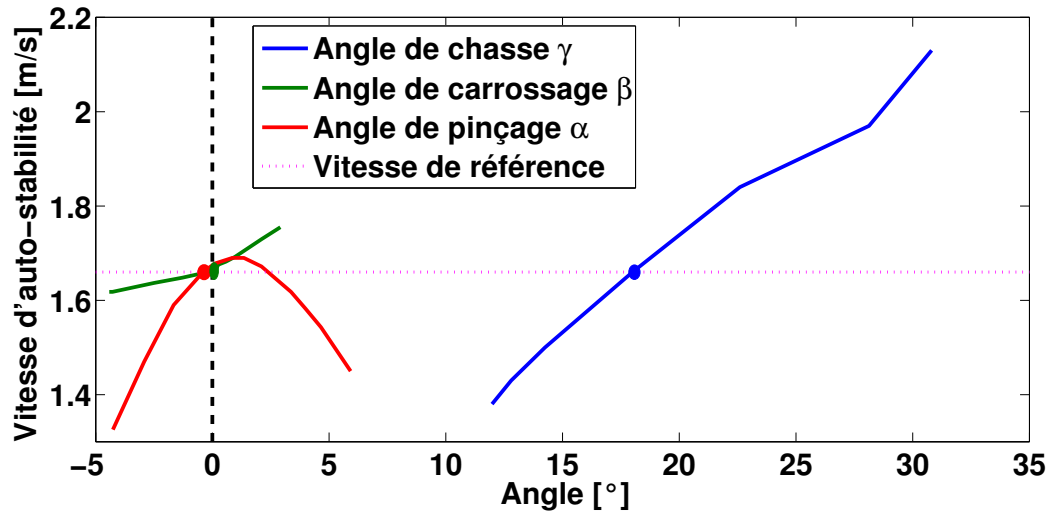


Figure 2.20 – Récapitulatif de l’influence de la géométrie de suspension avec les trois angles analysés. La vitesse de référence indique la valeur initiale du véhicule, avec l’intersection représentée par un point de couleur

2.5 Conclusion

Ce chapitre analyse la dynamique du *NTV* afin d’en déterminer la stabilité et permettre un contrôle de ce véhicule en ligne droite et lors d’une entrée en courbe. Au départ d’un modèle taille réelle, ce modèle a été rigidifié puis mis à l’échelle. Grâce aux analyses modales, la vitesse d’auto-stabilité de chacun de ces modèles a pu être déterminée.

Ensuite, l’analyse de l’influence des paramètres géométriques du train avant a permis de déterminer les vitesses d’auto-stabilité selon les différentes configurations.

En partant d’une vitesse de 4.8 [m/s], un modèle rigidifié (remplacer les suspensions par des bielles a eu peu d’influence) et réduit (mise à l’échelle géométrique via un facteur de 0.4) possède une vitesse d’auto-stabilité d’environ 1.6 [m/s].

Au niveau de la géométrie de suspension, l’influence du pinçage et carrossage sur la vitesse d’auto-stabilité est faible pour des valeurs usuelles de ces paramètres, tandis que l’angle de chasse provoque une modification plus importante de cette vitesse : diminuer l’angle de chasse rend le véhicule plus stable à basse vitesse.

Tous les résultats obtenus dans ce chapitre devraient idéalement être confirmé par expérimentation grâce au prototype, tout en gardant à l’esprit qu’il s’agit ici d’une simulation numérique via Robotran sur un modèle qui n’a pas été optimisé. N’ayant pas trouvé directement ce type d’analyse pour des tricycles dans la littérature, il serait préférable de pouvoir également confirmer ces résultats via d’autres analyses et d’autres modèles.

Chapitre 3

Conception électromécanique du prototype

La conception électromécanique qui constitue l'objectif principal de ce mémoire est développée dans ce chapitre¹. La volonté est de réaliser un prototype de type tricycle *NTV*, capable de s'incliner de manière comparable à un bicycle (une description générale du démonstrateur se trouve à la section 1.2). Le chapitre 2 a permis d'analyser via des simulations numériques la dynamique du véhicule et l'influence de certains paramètres dont le design doit tenir en compte.

Le démonstrateur résulte d'une mise à l'échelle d'un véhicule ayant la capacité de contenir un conducteur. Ce modèle contient une architecture avec un ensemble de points d'attache fournis par une optimisation dynamique réalisée par l'équipe du *CEREM*. Lors de tout le processus de conception, une attention particulière fut donc accordée au respect de ces derniers qui donnent les dimensions principales du prototype.

En outre, la sélection des roues pour le prototype a déterminé la valeur du rapport de réduction et l'a fixé à 0.4 (voir section 3.4). Le second choix important fut le dimensionnement des moteurs qui doivent être placés dans le prototype ainsi que les batteries dont le volume et la masse imposent des contraintes spécifiques.

Ce chapitre se distingue par 2 grands aspects : mécanique, et ensuite électronique. La première partie commence par la description des différentes parties mécaniques du démonstrateur. Celui-ci se décompose en trois grandes divisions qui sont abordées dans l'ordre suivant : conception du train avant, du châssis et finalement du train arrière (fig. 3.1). Par après, une brève section sur les jantes et pneus détermine le choix dimensionnant des roues. La sélection des moteurs est ensuite abordée et permet de faire la transition vers la partie électronique.

Dans un second temps, ce chapitre détaille le système électronique, en commençant par son architecture puis en enchaînant avec l'explication de la chaîne de commande des moteurs. Enfin, ce chapitre se clôture par le choix et l'utilisation des processeurs.

1. Les précisions de vocabulaire concernant ce dernier se trouve en Annexe D

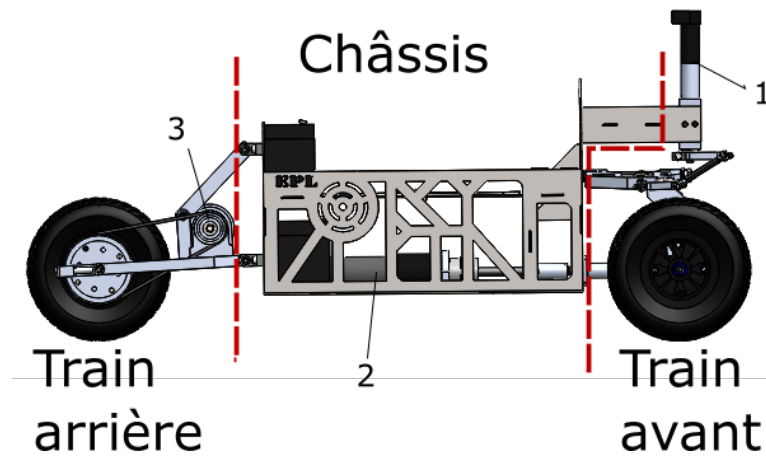


Figure 3.1 – Vue de profil du démonstrateur ; 1 moteur de direction ; 2 moteur d'inclinaison *DTC* ; 3 système de propulsion

3.1 Train avant du démonstrateur

Le train avant (partie bleutée sur la figure 3.2) est composé de 2 roues, un système de direction et d'un ensemble de bras de suspension autorisant l'inclinaison du démonstrateur. Il est connecté au corps du tricycle par le biais de 2 arbres en **acier** qui ont leurs paliers sur le châssis. Le moteur de direction est tenu grâce à un bras partant également de celui-ci. La position du train par rapport aux attaches sur le châssis induit un effet de porte-à-faux. De ce fait, le poids doit être limité pour diminuer la flexion dans les arbres. Pour cette raison, toutes les pièces du train avant, exceptés les arbres, sont réalisées en **aluminium**.

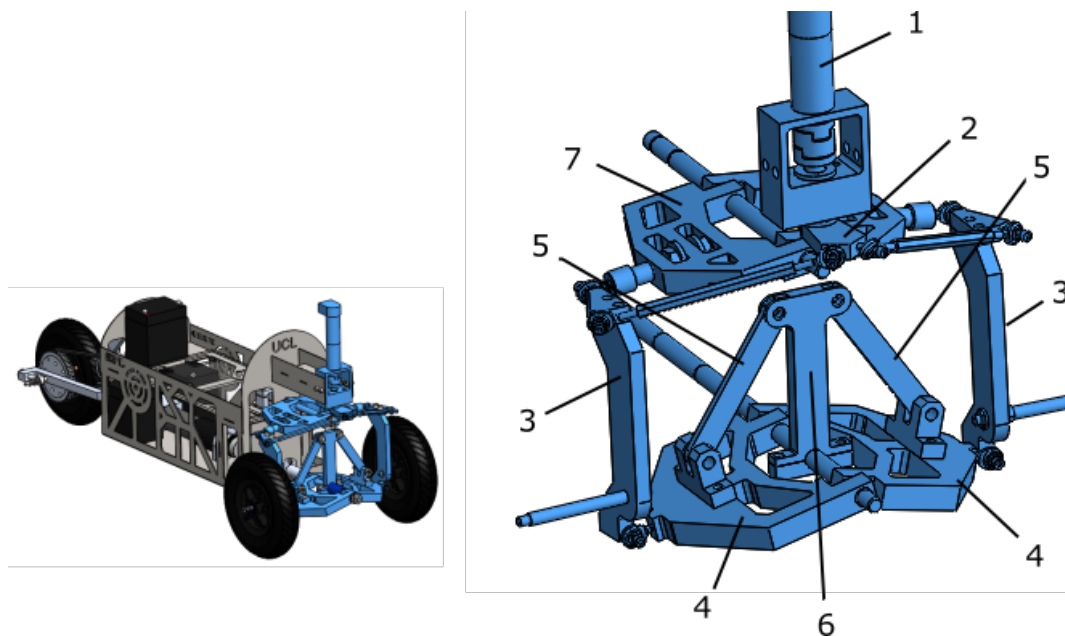


Figure 3.2 – A gauche vue isométrique du démonstrateur, à droite agrandissement du train avant ; 1 moteur de direction ; 2 fourche de direction ; 3 porteurs de roue ; 4 bras de suspension inférieurs ; 5 bielles de suspension ; 6 pendule-T ; 7 bras de suspension supérieurs

Le train avant possède 2 degrés de liberté principaux. Le premier est la direction des roues en orientant la fourche de direction (fig. 3.3). Le second est l'inclinaison du démonstrateur (fig. 3.4). Il est important de remarquer qu'il n'y a pas d'ensemble ressort-amortisseur dans le train avant et donc pas de degré de liberté associé.

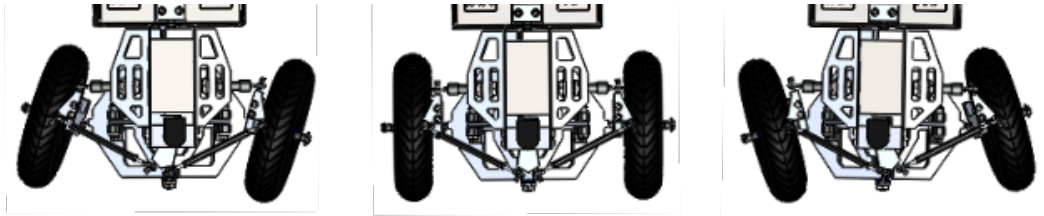


Figure 3.3 – Illustration du degré de liberté en direction du train avant

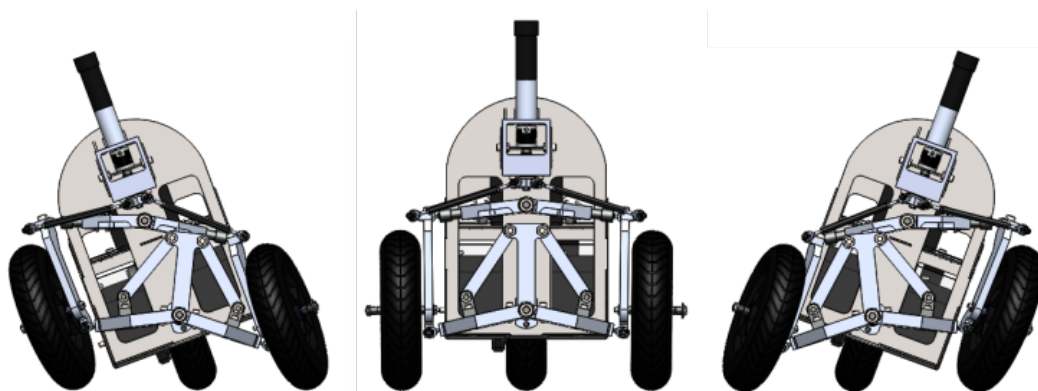


Figure 3.4 – Illustration du degré de liberté d'inclinaison du train avant

La majeure partie des pièces possède des dimensions particulières dues au respect des "points d'attache" donnant une géométrie issue d'une optimisation dynamique (voir section 1.1). Elles ont été fabriquées dans une entreprise spécialisée en tôles découpées laser par soucis d'économie et de gain de temps par rapport à un usinage par fraisage. Ce choix implique que toutes les pièces réalisées à l'aide de ce processus possèdent une forme planaire. Tous les perçages et taraudages et retouches dans l'épaisseur des plaques ont été usinés, après le découpage laser, au *CREDEM*. Les arbres, les visseries, les attaches, les entretoises, les oeillets ont été achetés en ligne.

3.1.1 Articulation rotoïde

Contraintes La plus grande difficulté dans la conception du train avant fut le choix des articulations. En effet, le démonstrateur doit s'incliner d'un angle d'inclinaison le plus grand possible. Quatre rotules sont nécessaires entre les quatre bras de suspension et les porteurs de roue ainsi que quatre autres pour que la fourche de direction reste verticale lors d'un basculement du prototype. En tout, huit articulations rotoïdes, comme disposé sur la figure 3.5, permettent de garder les degrés de liberté du train avant (figs. 3.3 et 3.4). Un long travail itératif d'optimisation et de comparaison fut alors mené aussi bien sur les différents types de rotules présents sur le marché, que sur les différents assemblages et dispositions possibles. Ces essais ont été réalisés sur des assemblages virtuels à l'aide du logiciel SolidWorks®. Le but était d'obtenir le plus grand angle de basculement possible du train avant tout en conservant une amplitude de direction la plus grande possible (voir section 1.3).

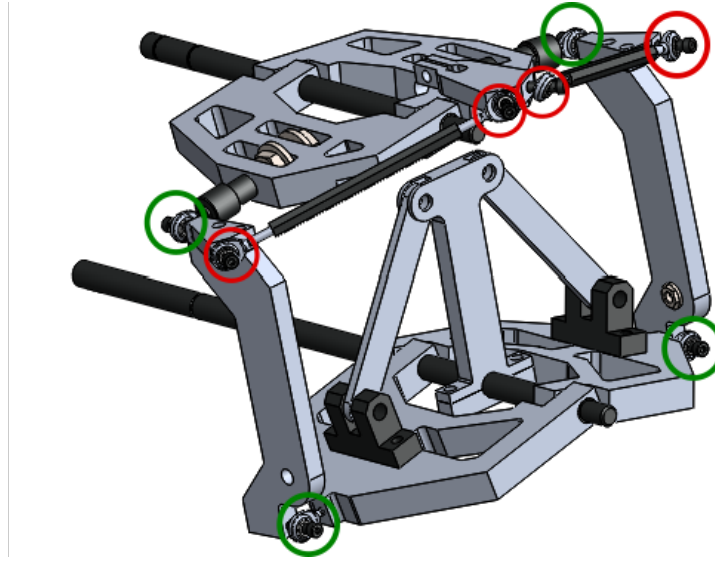


Figure 3.5 – Train avant du démonstrateur, les rotules articulant la direction sont en rouge, celles reliant les bras de suspension et les porteurs de roues sont en vert

Solutions Premièrement, l'embout à rotule classique en acier avec raccord à bille 90 [°] fut analysée [32]. Tout le raisonnement détaillé ci-dessous fut réalisé. Cependant, elle ne possède qu'une amplitude de mouvement de 20 [°] (angle noté η sur la figure 3.6). Les limites géométriques imposées par ce choix ne respectent pas le cahier des charges (voir Annexe A). En effet, malgré les nombreux essais virtuels avec différentes dispositions et différents assemblages, l'angle admissible restait de l'ordre de seulement 15 [°] pour la direction et l'inclinaison du train avant. Finalement, c'est l'embout à rotule Misumi®, appelé également "oeillet", qui est utilisé comme articulation du train avant (fig. 3.6).

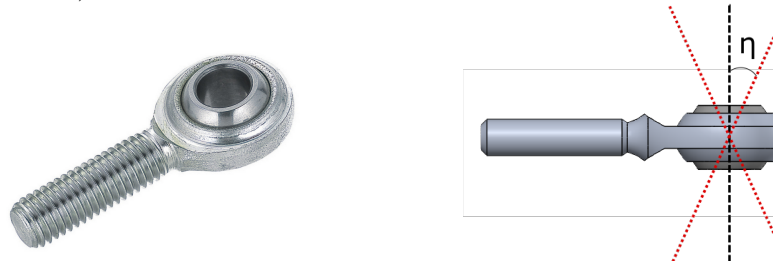


Figure 3.6 – A gauche un oeillet Misumi® [33], à droite le profil SolidWorks® avec η représentant l'angle maximal admissible de la rotule par rapport à son axe

La taille ainsi que le type d'assemblage de l'oeillet sont des paramètres influençant l'amplitude des deux degrés de liberté principaux. D'une part, plus l'embout à rotule est petit, plus il a un grand angle admissible (voir Annexe E. D'autre part, la pièce doit résister aux efforts. Les dimensionnement en compression et en cisaillement ont donc été calculés pour le pas de vis de l'oeillet, ainsi que sur l'axe en acier autour duquel le système s'articule. Le cas du cisaillement, étant le cas le plus critique, est calculé ci-dessous.

Les caractéristiques du matériau utilisées pour les calculs sont celles de l'acier AISI 1015 [34]. La contrainte de cisaillement τ se définit de la manière suivante, avec P la force appliquée en cisaillement, et $A_{oeillet}$ la section transversale de l'axe :

$$\tau = \frac{P}{A_{oeillet}} \quad (3.1)$$

La contrainte équivalente σ_e doit être plus petite que la limite d'élasticité $\sigma_y = 317$ [MPa] pour que l'axe ne se déforme pas. Un facteur de sécurité est imposé sur la force appliquée en faisant l'hypothèse qu'elle vaut 2 fois le poids du démonstrateur. L'équation 3.1 implique, avec $m = 21.5$ [kg] la masse, g la gravité, et $r_{oeillet}$ le rayon de la section transversale qui est l'inconnue de l'équation :

$$\sigma_e = \sqrt{3}\tau \leq \sigma_y$$

$$\Leftrightarrow r_{oeillet} = \sqrt{\frac{\sqrt{3} \cdot 2mg}{\pi\sigma_y}}$$

Ce qui donne un diamètre minimum de 1.71 [mm]. Tenant compte de ce dimensionnement et des solutions disponibles sur le marché, un oeillet M4 est choisi et donne une amplitude de $\eta = 35$ [°].

L'orientation des oeillets est d'une grande importance. En effet, ils sont libres de tourner autour de leur axe de rotation (axe pointillé noir sur la figure 3.6) et contraints dans les autres directions par leur angle admissible η . L'orientation de ceux-ci influence donc les limites du système de direction δ_{FD} ou les limites d'inclinaison θ du démonstrateur. Le choix a été fait de placer les oeillets verticalement (fig. 3.5) afin de ne pas limiter le mouvement d'inclinaison du train avant. La fourche de direction est dès lors limitée par l'angle admissible η .

Partout où un oeillet est vissé, la présence d'un contre-écrou permettra d'assurer que l'oeillet reste exactement dans la position maximisant l'amplitude admissible pour le basculement du véhicule.

Assemblage D'autre part, la manière d'assembler l'oeillet influence également l'ouverture. Par économie et facilité d'assemblage, il sera fixé entre 2 entretoises fines (fig. 3.7) dans lesquelles s'insère un long vis M4, ce qui produit une légère perte d'angle admissible avec une amplitude finale $\eta = 29.5$ [°]².

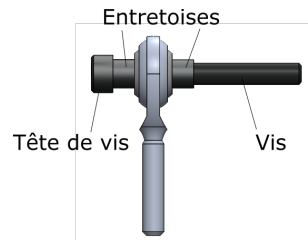


Figure 3.7 – Assemblage d'embout à rotule sur une vis longue et coincée entre 2 entretoises fines

3.1.2 Système de direction

Contraintes La conception de ce sous-système a été réalisée en tentant de respecter au maximum la géométrie des points d'attache fournie par l'optimisation dynamique. Néanmoins, celle-ci a été légèrement modifiée afin que la fourche de direction soit dans le plan horizontal³. Ce système comprend l'accouplement avec un moteur et doit posséder un degré de liberté en

2. Résultat obtenu à l'aide du logiciel Solidworks®

3. La disposition de base des points d'attache donnait, si elle est considérée comme plane, une fourche de direction inclinée d'un angle de 3 [°] par rapport à l'horizontale, ce qui est peu pratique d'un point de vue conception. Après vérification, la modification apportée dans cette disposition était négligeable au niveau de la vitesse d'auto-stabilité (voir section 2.1.3).

rotation avec le maximum d'amplitude, prenant en compte les rotules qui imposent des limites. Ce dispositif est fixé sur le châssis et est relié aux porteurs de roues (fig. 3.2).

Solution Avec le choix de l'utilisation des embouts à rotules comme mentionné dans la section 3.1.1, et le choix d'utiliser une pièce plane, la fourche de direction prend la forme particulière visible à la figure 3.8. Deux tarauds sont présents pour l'accouplement avec les rotules. L'alésage prévu pour le passage de l'arbre moteur comporte 2 méplats correspondant parfaitement à l'axe. Enfin, l'ouverture présente sur la pièce permet un assemblage par serrage.

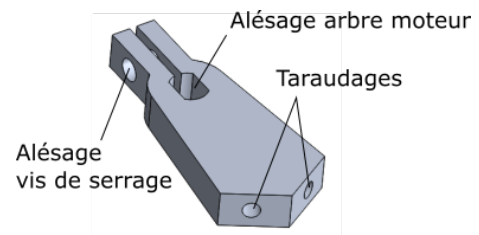


Figure 3.8 – Fourche de direction

Assemblage L'ensemble connectant la fourche de direction au moteur est représenté à la figure 3.9. L'actionneur (1) est fixé sur une pièce de raccordement en aluminium en bleu (3) qui assure l'alignement de la transmission. Il transmet sa rotation à l'arbre (10) par le biais d'un joint d'Oldham avec vis de pression (2). Le guidage est garanti par une buselure en bronze⁴ (8) ce qui assure une tolérance fine et une friction faible. La fourche de direction (5) est montée à l'aide d'une vis de serrage (4) sur l'axe et solidarisée en rotation par la présence de méplats (fig. 3.8). Enfin l'arbre est maintenu verticalement entre un circlip (9) et la compression de rondelle (6) et d'une rondelle Belleville (7). Cette dernière permet de réduire le jeu en la compressant lors du montage.

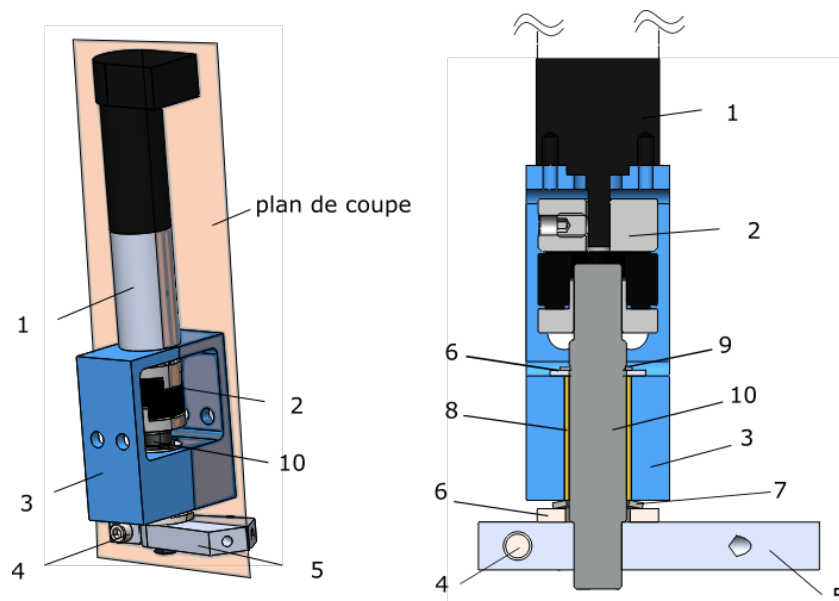


Figure 3.9 – Ensemble de direction avec pièce de raccordement bleutée ; vue isométrique à gauche ; vue en coupe à droite ; 1 moteur de direction ; 2 joint d'Oldham ; 3 pièce de raccordement ; 4 vis de serrage ; 5 fourche de direction ; 6 rondelle ; 7 rondelle Belleville ; 8 buselure ; 9 circlip

Amélioration technique L'assemblage de la fourche de direction présente un jeu en rotation au niveau du joint d'Oldham et du moteur. Une possibilité d'amélioration serait donc de changer d'accouplement entre l'actionneur et l'arbre.

4. Aussi appelée "palier lisse"

Réglage Afin d'obtenir un réglage précis du pinçage des roues, la solution la plus simple est d'utiliser des bielles de direction filetées d'un pas droit à une extrémité et d'un pas gauche à l'autre. Les embouts à rotule correspondant y sont vissés. Faire tourner la bielle sur son axe dans un sens permet de rapprocher les oeillets et ainsi diminuer la distance entre le porteur de roue et la fourche de direction, ou inversement pour augmenter celle-ci. Une fois celle-ci à bonne longueur, la présence d'écrous permet de bloquer le système et ainsi doter le véhicule d'un réglage direct et précis du pinçage comme observable à la figure 3.10. Un "Mode d'emploi" du démonstrateur explique notamment de façon plus précise ce réglage⁵.

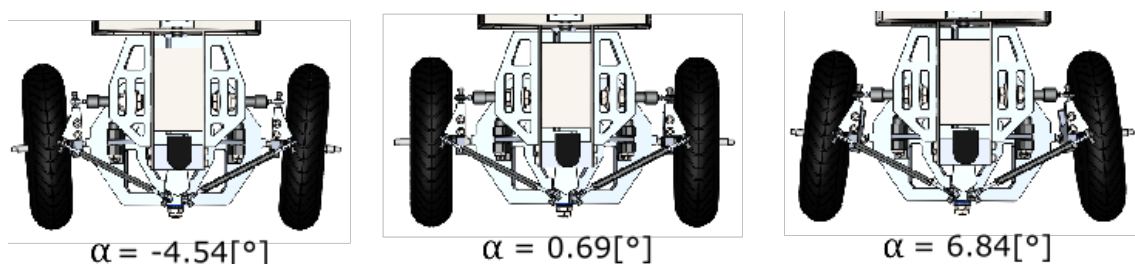


Figure 3.10 – Vue du dessus de 3 différents cas de réglage avec un pinçage α et une distance entre l'embout à rotule au niveau de la fourche de direction et celui du porteur de roue de respectivement : 148 [mm] - 152 [mm] - 158 [mm]

Amélioration technique Dans l'optique de faciliter le réglage, une réglette découpée au laser dans du plexiglas transparent prend la forme visible à la figure 3.11, avec la longueur "neutre" en rouge.

Placer la réglette entre les deux extrémités de la bielle permet d'en fixer la longueur grâce aux encoches présentes sur la réglette.

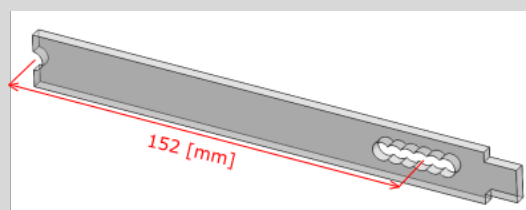


Figure 3.11 – Réglette multifonction

La méthode d'utilisation est détaillée dans le "Mode d'emploi" du démonstrateur, avec les caractéristiques de réglage correspondant aux différentes encoches.

La distance en rouge sur la photo (152 [mm]) représente la position "neutre" qui correspond à la configuration de base des réglages. Tous les tests analysés dans le chapitre 4 ont été réalisés avec ces paramètres.

Cependant, il est important de remarquer que dans le cas réel, la fourche de direction n'est pas centrée (voir amélioration technique de la section 3.2) et donc imposer une même longueur aux deux bielles de direction provoque une asymétrie dans le pinçage.

5. Ce "Mode d'emploi" correspond à une ensemble de fichiers détaillant toutes les manipulations mécaniques, électriques et de programmation utiles pour l'utilisation du démonstrateur. Ces fichiers seront donnés ultérieurement de manière séparée à ce mémoire aux personnes intéressées.

3.1.3 Bras de suspension

Les bras de suspension soutiennent les roues avant qui sont comme suspendues par ceux-ci, d'où le nom donné à ces pièces. Il est important de noter qu'il n'y a ni présence d'ensemble ressort-amortisseur, ni de ressort dans le prototype. Ils ont été remplacés par des bielles nommées "bielles de suspension".

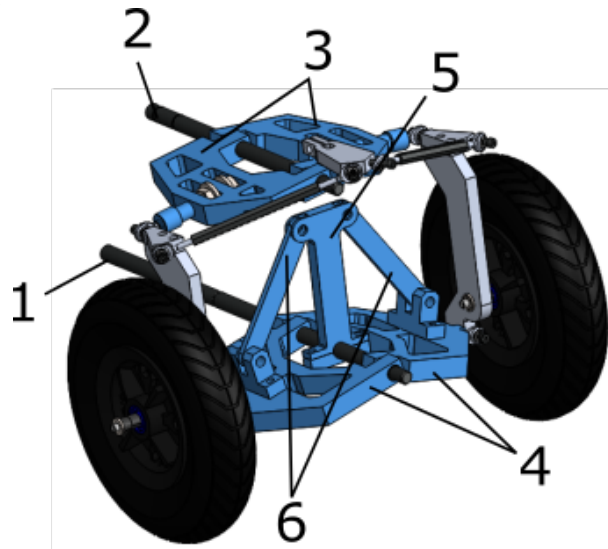


Figure 3.12 – Train avant du démonstrateur avec les éléments bleutés analysés dans cette section ; 1 nez inférieur ; 2 nez supérieur ; 3 bras de suspension supérieurs ; 4 bras de suspension inférieurs ; 5 pendule-T ; 6 bielles de suspension

De plus, les bras de suspension permettent l'inclinaison du train avant. Pour cela, ils sont au nombre de 4 et vont se positionner en 2 étages (fig. 3.12), s'articulant autour des 2 arbres de soutien du train avant, nommés nez inférieur (1) et nez supérieur (2) du démonstrateur. De cette manière, ils forment avec les porteurs de roues un parallélogramme autorisant ainsi l'inclinaison (fig. 3.13).

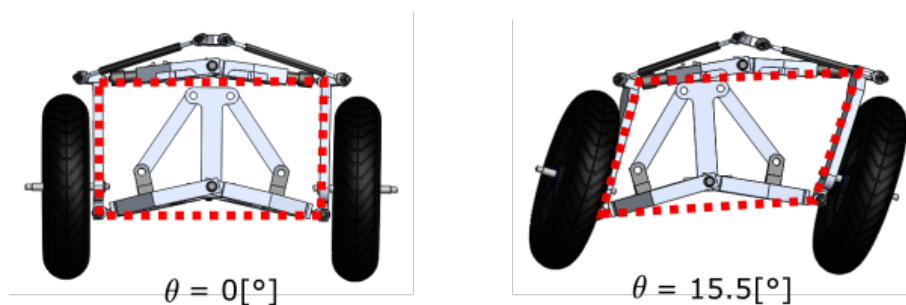


Figure 3.13 – Représentation schématique sous forme d'un parallélogramme (pointillés rouges) des bras de suspension et des roues vue de face

Contraintes Les quatre bras de suspension sont limités en longueur par la géométrie imposée via l'optimisation dynamique. Ils doivent être symétriques afin de permettre un alignement parfait des axes des roues gauche et droite et donc une symétrie du train avant.

Les bras de suspension inférieurs ont, de plus, une contrainte due à l'endroit d'attache de la bielle de suspension. Cependant, dû à des problèmes d'interférences dans le train avant, les

points d'attache de la suspension ont été rapprochés du centre du véhicule et la longueur de la bielle de suspension a été adaptée en fonction. Vu que le système est rigide, cela ne change pas la dynamique.

Les bras de suspension supérieurs sont conçus également pour permettre un réglage du carrossage.

Enfin, ce sont des pièces mobiles lorsque le démonstrateur s'incline. Il faut donc éviter les interférences afin que l'angle de basculement admissible soit le plus grand possible. Cependant, elles peuvent jouer le rôle de sécurité en bloquant l'inclinaison avant que celle-ci n'endommage des pièces du démonstrateur.

Solution Les bras de suspensions (fig. 3.14) ont un profil en "A" avec un alésage sur les arbres connectant le train avant au châssis (fig. 3.12). Ils sont dès lors réalisés dans une pièce de 16 [mm] d'épaisseur pour permettre le passage d'un axe de 12 [mm] de diamètre au travers de la plaque (lignes pointillées sur la figure 3.14). Afin de limiter le poids, ils sont faits en aluminium et comportent un certain nombre d'évidements dont le but premier est d'alléger la structure.

Les bras de suspensions supérieurs comportent tous les deux un évidement (1) donnant une plus grande amplitude d'inclinaison tout en gardant une butée bloquant l'inclinaison à $\theta = 26[^\circ]$. Afin de d'obtenir un réglage pour la connexion entre le bras de suspension et le porteur de roue, un alésage (2) et des évidements (3) sont prévus.

Les bras de suspensions inférieurs sont conçus avec 2 taraudages (4) permettant la fixation d'une attache en forme de "U" pour les bielles de suspension. En (5), un taraud permet l'accouplement avec un embout à rotule.

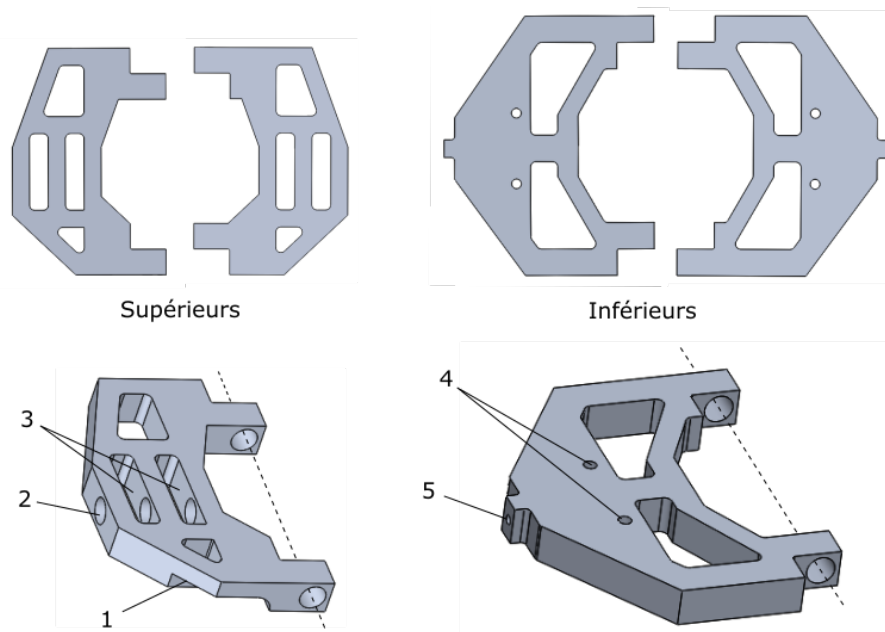


Figure 3.14 – Au-dessus : bras de suspension vus du haut ; Au-dessous vue isométrique des bras des suspension droits ; 1 évidement ; 2 alésage pour réglage ; 3 évidement pour réglage ; 4 emplacement attache de la bielle de suspension ; 5 taraud pour embout à rotule

Assemblage Le train avant s'articule autour des 2 nez. Sur le nez inférieur, la partie

inférieure du train doit être solidarisée en rotation avec l'arbre afin de pouvoir contrôler le véhicule en *DTC* (défini dans l'Introduction). Dans ce but, un méplat est présent sur l'axe qui s'accouple par serrage avec le pendule-T (fig. 3.12). Cette pièce est connectée aux bras de suspension inférieurs par les bielles de suspension, ce qui assure que l'ensemble tournera avec le nez.

Une vue en coupe de l'assemblage des pièces sur l'arbre et selon le plan de profil au démonstrateur se trouve à la figure 3.15 (la vue en coupe montrant les paliers du nez se trouve figure 3.27). L'alignement sur l'axe est assuré par le méplat positionnant le pendule-T. Un circlip est présent également afin de placer précisément les bras de suspension. Enfin, un premier écrou bloque les pièces en position sans pour autant les serrer les unes contre l'autre, ce qui créerait un frottement non négligeable pour un contrôle *DTC* précis. Un contre-écrou permet de serrer le premier en position et d'assurer qu'il ne se dévissera pas.

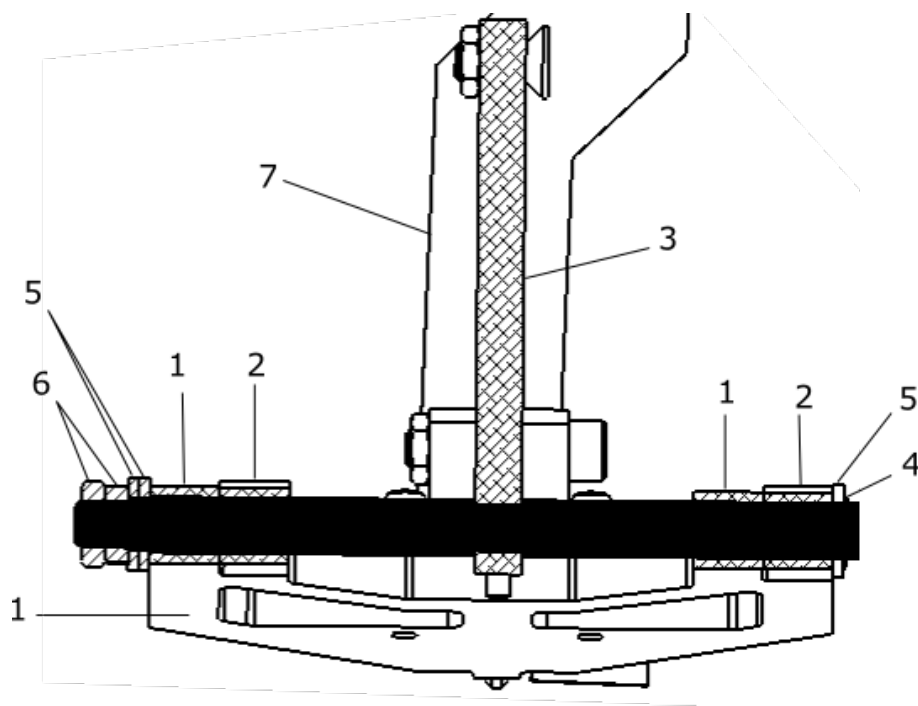


Figure 3.15 – Vue en coupe permettant d’observer la partie inférieure droite du train avant selon le plan de profil, sans la roue ; 1 bras de suspension inférieur droit ; 2 bras de suspension inférieur gauche ; 3 pendule-T ; 4 circlip ; 5 rondelles ; 6 écrous ; 7 porteur de roue

L'ensemble supérieur est relativement similaire, excepté qu'il n'y a pas de méplat et de pendule-T. Les bras de suspensions sont également positionnés à l'aide d'un circlip, et bloqué par 2 écrous pour la même raison que cité précédemment. Cet assemblage n'est donc pas détaillé ici.

Amélioration technique Le couple développé au niveau du pendule-T lors de l'inclinaison du véhicule est tellement grand que, malgré la présence d'un méplat, celui-ci glisse légèrement autour du nez inférieur. Cela crée un jeu rendant impossible le contrôle par DTC . Ce glissement est dû à la déformation de la pièce en aluminium lors du serrage (fig. 3.16). La forme de méplat sur le pendule n'est plus plane et n'épouse plus parfaitement la forme de l'arbre. Un nouveau pendule-T avec un design changé doit être envisagé afin qu'il ne se déforme plus.

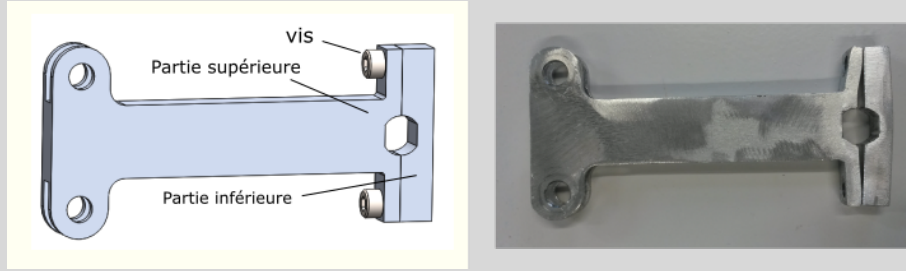


Figure 3.16 – Pendule-T actuel, à gauche vue isométrique du design initial, à droite photo de la déformation

Un rapide dimensionnement permet de comprendre pourquoi le pendule-T se déforme plastiquement. Dans un premier temps, les forces de serrage aux vis se calculent en prenant le système représenté schématiquement par une poutre à la figure 3.17 à l'équilibre, c'est-à-dire avec une somme des forces et des moments nulle. Le couple appliqué sur le dispositif, comportant le facteur de sécurité sur le dimensionnement, est imposé à $M_{DTC} = 60 \text{ [Nm]}$ ^a. La distance d'une vis par rapport à l'axe de rotation du pendule-T est noté d_{vis} et vaut 21 [mm], la force de serrage est notée F_{vis} et la hauteur de la section est notée $h_{penduleT}$.

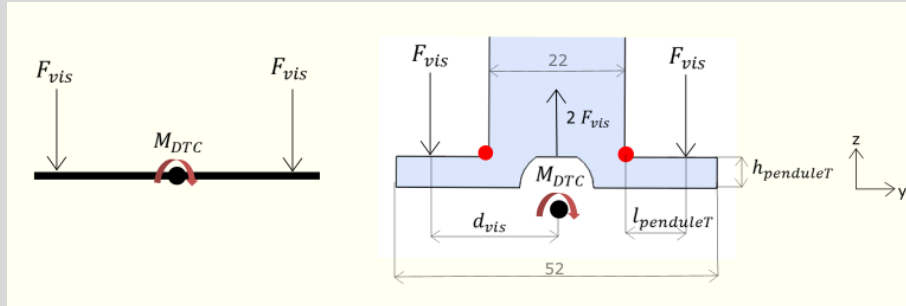


Figure 3.17 – Schéma du corps rendu libre de la partie supérieure du pendule-T

La force F_{vis} est obtenue en appliquant les équations d'équilibre du système, et vaut :

$$F_{vis} = \frac{M_{DTC}}{2d_{vis}} = 1428 \text{ [N]} \quad (3.2)$$

^a. Cette valeur contient un facteur de sécurité par rapport au couple que le moteur d'inclinaison DTC peut développer. En effet, lors de tests réalisés dans le chapitre 4, un couple de 30 [Nm] soulève une des roues. Cette valeur représente le couple maximal que les contrôleurs doivent autoriser et qui est appliqué au nez inférieur. Un facteur de sécurité de 2 est imposé pour le dimensionnement en choisissant le couple M_{DTC} égal à 60 [Nm]. En cas de problème de contrôleur, et dans le cas où le moteur est poussé à son couple maximal de 50 [Nm] [35], il reste alors toujours un facteur sécurité de 1.2.

La pièce supérieure du pendule-T est dimensionnée comme étant 2 poutres encastées en flexion. Le point supportant la plus forte contrainte est indiqué d'un disque rouge sur la figure 3.17. La géométrie implique, de plus, des concentrations de contraintes K_t en ce point. L'effort en traction sur celui-ci selon l'axe "y" est repris dans l'équation ci-dessous [34] :

$$\sigma_{yy} = K_t \frac{6 \cdot F_{vis} \cdot l_{penduleT}}{epaisseur \cdot h_{penduleT}^2} \quad (3.3)$$

Avec une épaisseur de pièce de 10 [mm], $l_{penduleT} = 10$ [mm], $h_{penduleT} = 5$ [mm], l'effort repris en ce point est de 1028 [MPa], ce qui est de loin supérieur à la limite d'élasticité σ_y de l'aluminium qui est seulement de 27.5 [MPa]. Un dimensionnement similaire sur la partie inférieure du pendule-T sans concentration de contrainte montre que la hauteur de section est à nouveau insuffisante pour rester dans les limites élastiques du matériau. Cela explique donc la déformation sur le pendule-T visible sur la figure 3.16.

Afin de garder le même système de serrage, l'épaisseur $h_{penduleT}$ qui a une grande influence dans l'équation 3.3 doit être augmentée pour éviter la déformation. Après calculs, il faudrait une hauteur de section de 30.5 [mm] au minimum pour la partie supérieure, et de 23.7 [mm] pour la partie inférieure.

Cependant, le choix de telles dimensions rendrait l'accès difficile pour placer les vis de serrage dans leurs alésages. Pour cette raison un changement de géométrie est envisagé, avec un pendule-T ayant la forme de la figure 3.18. Les vis seraient fixées à l'aide du taraud dans la partie supérieure et un alésage dans la partie inférieure. De plus, la triangulation au niveau de la partie supérieure permet d'éviter les concentration de contrainte.

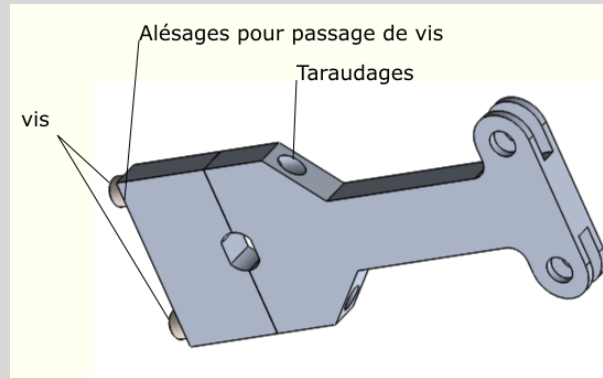


Figure 3.18 – Vue isométrique du nouvel ensemble pendule-T

Réglage Un dispositif capable de faire varier la distance entre l'embout à rotule et le nez supérieur est prévu, afin de pouvoir contrôler le carrossage et le pinçage. Ce système est détaillé à la figure 3.19.

Un axe en partie fileté peut coulisser dans l'alésage prévu à cet effet dans le bras de suspension. Un écrou et un contre-écrou permettent ensuite de bloquer l'axe une fois dans la position avec la distance réglable voulue. Un aperçu de l'influence de ce réglage se trouve à la figure 3.20. Il s'avère que le pinçage α varie fortement dans les 3 cas et très peu le carrossage β . Il faut donc

combiner les réglages des bras de suspension supérieurs et ceux des bielles de direction (voir section 3.1.2). De cette manière, les paramètres α et β peuvent être réglés avec précision.

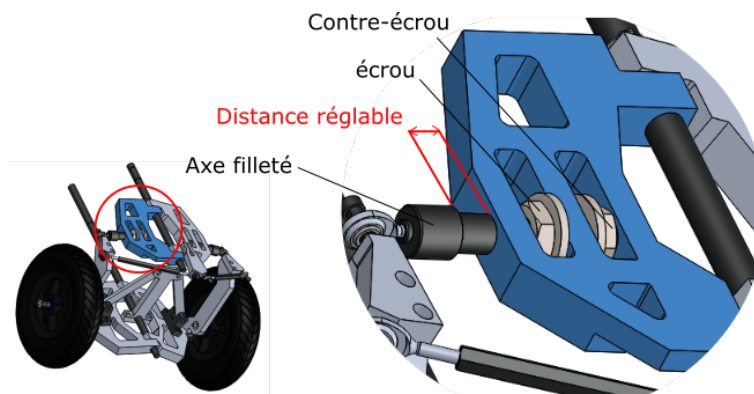


Figure 3.19 – Agrandissement sur le dispositif de réglage du bras de suspension supérieur droit

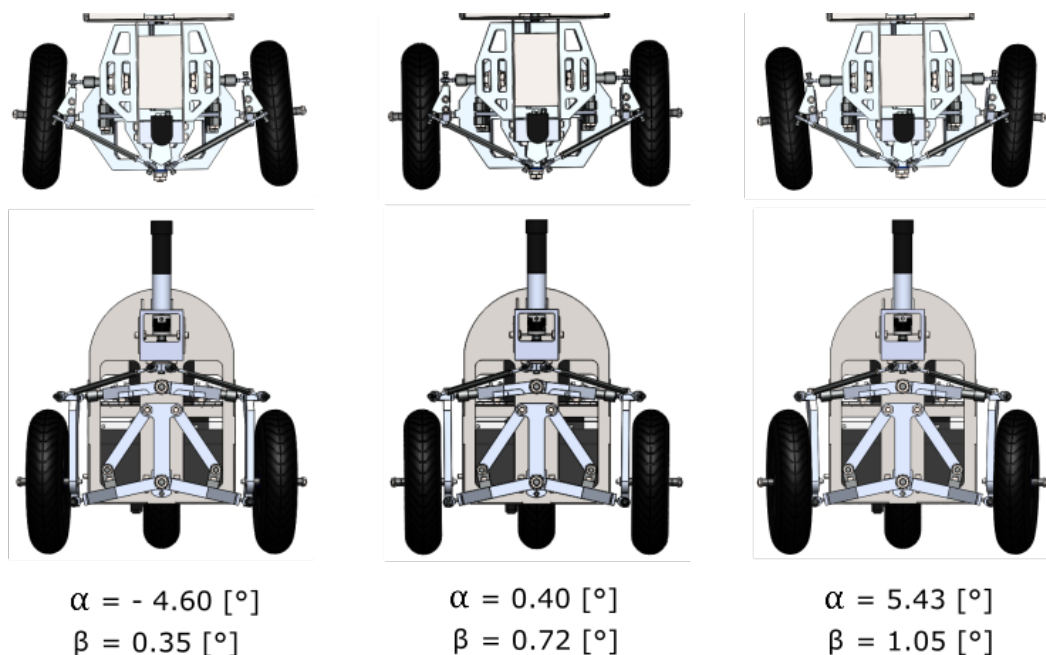


Figure 3.20 – Influence sur le pinçage α et le carrossage β de la longueur de la distance réglable valant respectivement pour les 3 cas : 7.5 [mm] - 12.5 [mm] - 17.5 [mm]

Amélioration technique Dans l'optique de faciliter le réglage, la réglette multifonction citée dans l'amélioration technique de la section 3.1.2 peut être à nouveau utilisée.

En effet, pour directement obtenir la position neutre avec la distance réglable de 12.5 [mm], le bord plus court (fig. 3.21) peut être utilisé. Toutes les caractéristiques de réglage sont présentes dans le "Mode d'emploi" du démonstrateur.

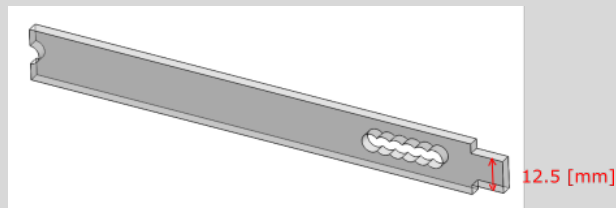


Figure 3.21 – Réglette multifonction : deuxième usage

3.1.4 Porteurs de roue

Contraintes Le porteur de roue fait la connexion entre les bras de suspension et les bielles de direction abordés précédemment. Cette pièce fut complexe à modéliser à cause de la géométrie définie par l'optimisation dynamique et la forme plane imposée par la découpe laser. Le point d'attache représentant le centre de la roue a été déplacé et écarté du porteur de roue pour éviter les interférences. Enfin, le choix des articulations rotoïdes, la façon de les assembler et l'orientation de ceux-ci (voir section 3.1.1) furent des points très importants afin de pouvoir dessiner cette pièce.

Solution Deux pièces planaires, solidarisées à l'aide de vis, sont utilisées pour concevoir chaque porteur de roue (fig. 3.22). Le porteur est taraudé en 3 endroits pour l'accouplement avec les embouts à rotules. Un alésage est également prévu pour l'assemblage avec la roue.

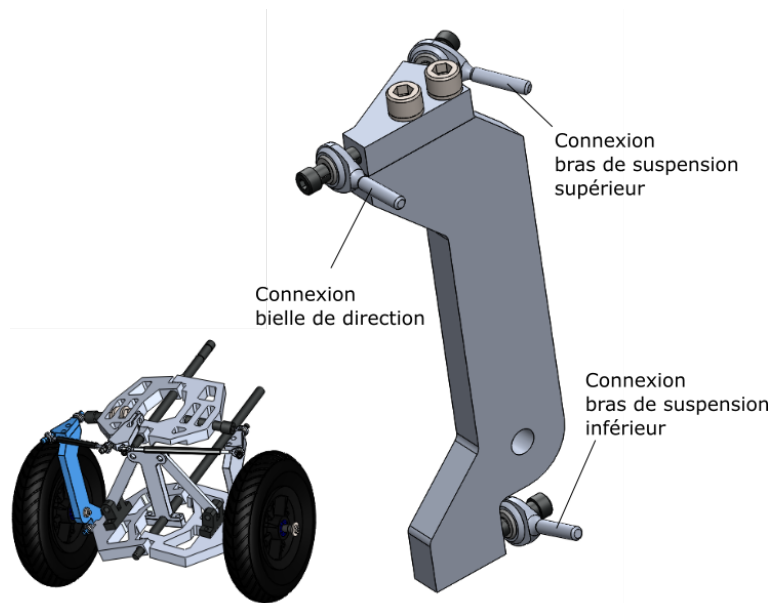


Figure 3.22 – Porteur de roue avec 3 assemblages d'embout à rotules et un alésage pour l'axe de la roue

Assemblage La roue s'enclasse sur un axe qui se fixe sur le porteur. Un système d'entretoise positionne la roue et des écrous la serrent une fois positionnée.

Réglage Un jeu d'entretoises (fig. 3.23) permet de faire varier le déport aux roues de 16 [mm] jusqu'à 32 [mm], ce qui augmente la voie également. Monter la roue avec le nombre voulu d'entretoises suffit pour sélectionner la distance entre le porteur et la roue. Cependant, au

minimum une entretoise doit être placée entre le porteur et la roue afin de garantir qu'il n'y aura pas de frottements entre le pneu et la pièce.

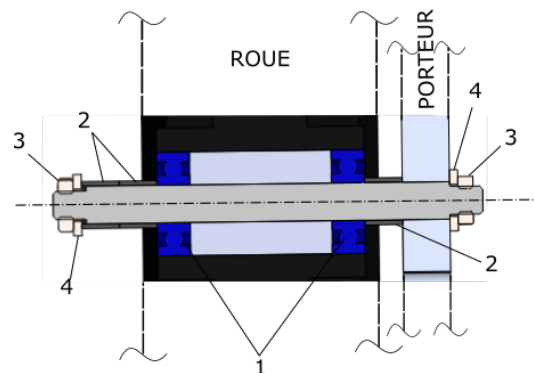


Figure 3.23 – Coupe de l'arbre de la roue dans l'assemblage ; 1 roulements à bille ; 2 entretoises ; 3 écrous ; 4 rondelles

3.2 Conception mécanique du châssis

Le châssis est le corps du démonstrateur qui soutient le moteur utilisé pour le *DTC* qui est le plus volumineux, les 3 batteries, ainsi que toute l'électronique embarquée. Le train arrière est vissé au châssis, tandis que le train avant (fig. 3.2) est soutenu principalement par les nez inférieur et supérieur. Le système de direction est également attaché au châssis.

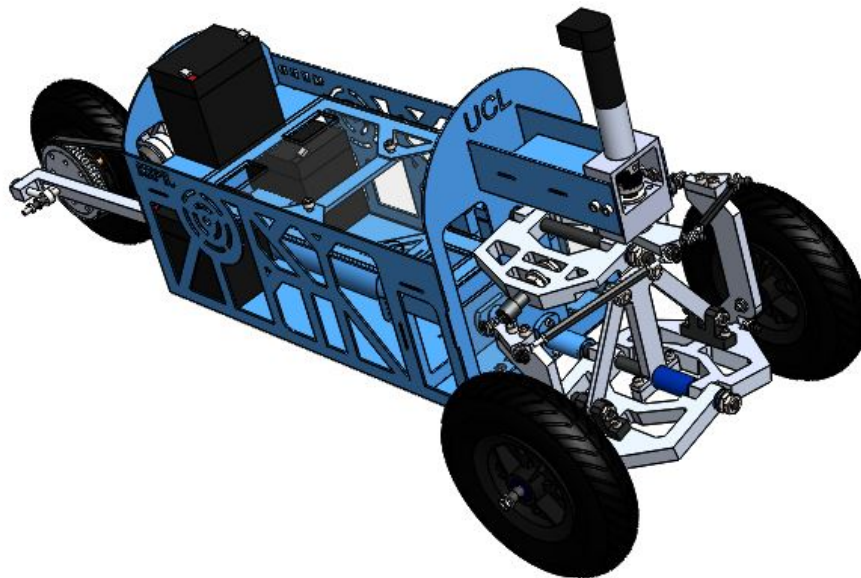


Figure 3.24 – Vue isométrique du démonstrateur avec le châssis bleuté

Contraintes La géométrie issue de l'optimisation dynamique donne la longueur du châssis, ainsi que la position des nez supérieur et inférieur et le système de direction. Le choix du moteur *DTC* et des batteries implique l'encombrement et, par conséquent, la largeur du châssis.

La volonté de pouvoir avancer les batteries, dans le but d'obtenir un réglage sur la position du centre de masse, implique un besoin d'espace au devant des batteries, lesquelles doivent également

être accessibles pour être rechargeables sans les sortir du démonstrateur. L'électronique présent au sein du châssis doit également avoir un accès facile pour le (dé)montage.

Ensuite, afin de réduire le poids du démonstrateur, le matériau utilisé doit être résistant pour soutenir le matériel embarqué, tout en étant le plus léger possible. Ce composant devra également résister à l'oxydation.

Enfin, le démonstrateur pourrait, dans les années à venir, subir des modifications au niveau électronique. Il faut donc envisager que l'électronique en place dans le châssis reste amovible.

Solution Le châssis prend la forme illustrée à la figure 3.25. Il est réalisé presque entièrement en tôles d'acier inoxydable de 2 [mm] pliées et soudées⁶ entre elles, ce qui lui donne une forme de caisse. De nombreuses plaques sont présentes au sein de celui-ci dans le but de rigidifier la structure et ainsi éviter la flexion des tôles. Afin de diminuer la masse et de permettre l'accès facile à l'intérieur du châssis, celui-ci comporte de nombreux évidements. L'utilisation de la technologie de découpe laser permet l'usinage facile de ces derniers. Le soudage a été réalisé au *CREDEM*.

Des trous pour les passages du nez supérieur (2) et inférieur (1) sont prévus, ainsi que de nombreux autres pour les fixations de paliers, l'attache du moteur et les connexions avec le train arrière (5).

Le système de direction est soutenu et positionné à l'aide de 3 tôles soudées en "H" (3) sur la plaque verticale avant du châssis.

Le moteur *DTC* est fixé à l'aide d'une pièce en aluminium (6) vissée dans la base du châssis. Cette pièce n'a pas été soudée pour cause d'alignement vu que la tôle est susceptible de flamber suite au soudage. En effet, une fois l'attache du moteur soudée, il aurait été impossible d'assurer avec précision le bon positionnement de l'actionneur par rapport au nez inférieur.

Dans le but de rigidifier la structure, et de répondre à la place nécessaire pour placer tout le matériel dans le châssis, un cadre en tôle d'acier (4) est solidarisé pour former la base d'un deuxième étage. Une plaque de Plexiglass (7), découpée au *MakiLab*, est posée sur le cadre, permettant de placer l'électronique dessus.

Deux plaques de Plexiglass (8) sont également présentes à l'avant du véhicule afin de protéger le matériel se trouvant à l'intérieur du châssis d'éventuelles projections.

Enfin, la présence de nombreux Velcro collés sur les tôles permettent de fixer l'électronique et les batteries tout en les gardant amovibles.

6. A tous les endroits où une plaque devait être soudée, une encoche de "Mortaise" est présente pour faciliter le travail du technicien.

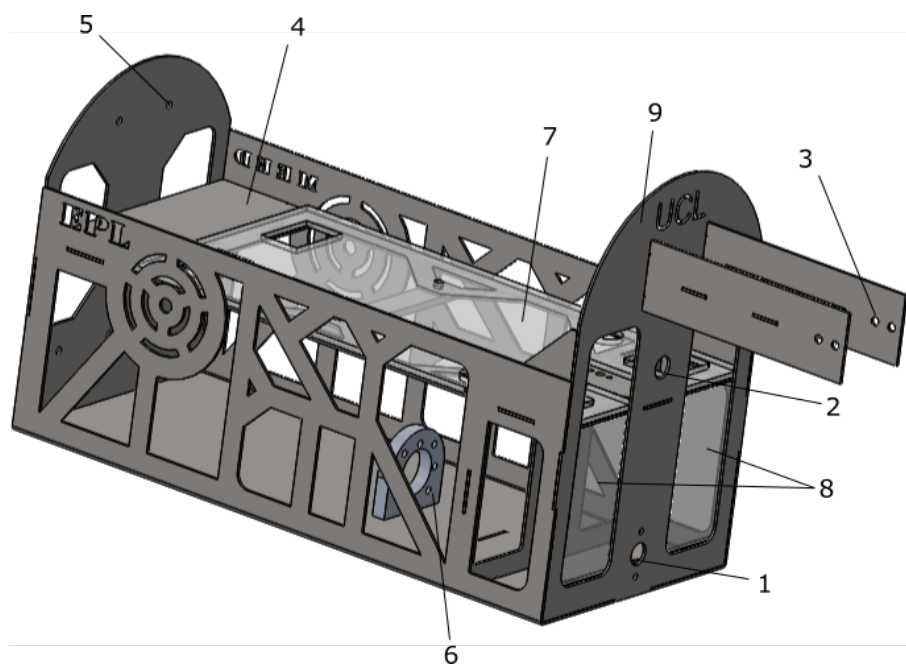


Figure 3.25 – 1 emplacement nez inférieur ; 2 emplacement nez supérieur ; 3 connexion avec l'ensemble de direction ; 4 cadre du 2ème étage ; 5 emplacement vis de connexion avec train arrière ; 6 attache moteur *DTC* ; 7 plaque de Plexiglass du 2ème étage ; 8 plaques de Plexiglass de protection ; 9 plaque verticale avant

Amélioration technique Le système de direction est soutenu et positionné à l'aide de tôles soudées entre elles (connexion (3) sur la figure 3.25). L'apport de chaleur durant le processus de soudage a malheureusement flambé les tôles, et le système de direction se trouve alors mal placé et décentré d'une dizaine de millimètres.

De plus, la tôle verticale avant sur laquelle repose les plaques soutenant la direction peut fléchir. Cette flexion implique un degré de liberté à l'ensemble du système de direction qui est alors capable d'osciller légèrement verticalement. Dès lors, les roues ne sont plus contraintes de tourner de façon simultanée parce qu'en tournant une roue, le système de direction peut se soulever et ne pas directement transmettre l'effort vers l'autre roue. Ce battement provoque de grandes instabilités au niveau du train avant.

Afin de solutionner ce problème, les tôles soudées soutenant la direction devraient être retirées, et deux nouvelles pièces, cette fois-ci en aluminium, pourraient être usinées (fig. 3.26) et assemblées sur le châssis à l'aide de vis M8. Ainsi l'ensemble de direction devrait être positionné précisément, et aucun degré d'oscillation ne serait autorisé.

La pièce nommée "plaque rigide avant" sur la figure 3.26 comporte de nombreux taraudage afin de s'assurer du bon positionnement et de la rigidité de l'assemblage. Une encoche de la forme de la "pièce-H" assure le bon positionnement de cette deuxième pièce.

La pièce-H est usinée en un seul bloc afin d'assurer que l'ensemble de direction ne bouge pas.

A l'aide du logiciel Solidworks®, la variation des paramètres suivants peut s'observer dans le cas de l'usinage de ces nouvelles pièces : la masse augmenterait de 1,089 [kg] et le centre de masse avancerait vers le train avant de 11 [mm].

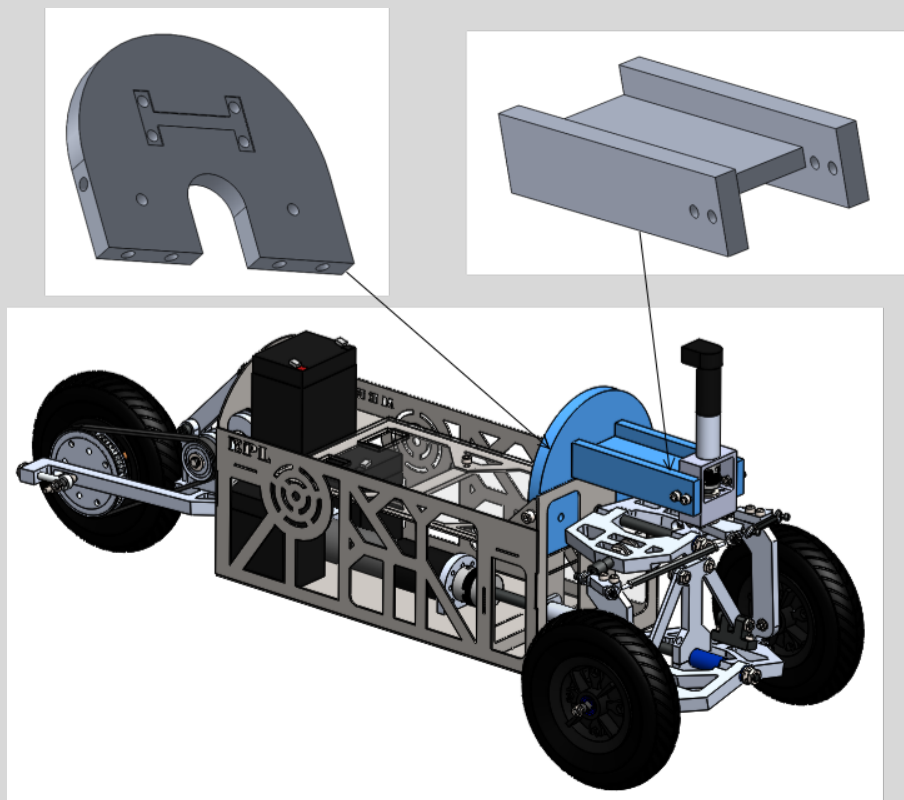


Figure 3.26 – Démonstrateur comportant les 2 nouvelles pièces en bleu disposées au-dessus, respectivement : "plaque rigide avant" - "pièce-H"

Assemblage nez inférieur Sur la figure 3.27, les parties reliant le train avant et arrière au châssis sont mises en évidence. L'arbre (1) faisant la transmission entre le moteur *DTC* (5) et le train avant est soutenu par 2 paliers lisses exempt d'huile (3) vissés sur le châssis. Ceux-ci sont relativement longs et positionné de telle manière à soutenir au mieux le nez et éviter un maximum la flexion vu le grand porte-à-faux au niveau du train avant (voir section 3.1). L'arbre est positionné et bloqué axialement à l'aide de circlips. L'accouplement entre l'arbre moteur et le nez est exécuté au moyen d'un joint d'Oldham (4). Celui-ci permet d'éviter une hyperstaticité du système et reprend des efforts d'excentricité ce qui prévient de l'endommagement du moteur. Il est solidarisé avec l'arbre moteur par une clavette, et avec le nez inférieur par vis de serrage. L'alignement de la partie inférieure est assuré lors du montage, c'est à dire que l'axe et le moteur sont montés et assemblés avec le joint avant que les paliers et l'attache du moteur ne soient serrés sur les plaques du châssis.

Amélioration technique Le couple développé au niveau du nez inférieur est tellement élevé, que le joint d'Oldham faisant l'accouplement avec le moteur *DTC* glisse sur l'arbre. Un jeu important était alors présent dans l'inclinaison, et ce, malgré des vis de serrage sur des méplats. Pour solutionner ce problème, l'axe a été taraudé, et les vis sont maintenant fixées dans le nez inférieur.

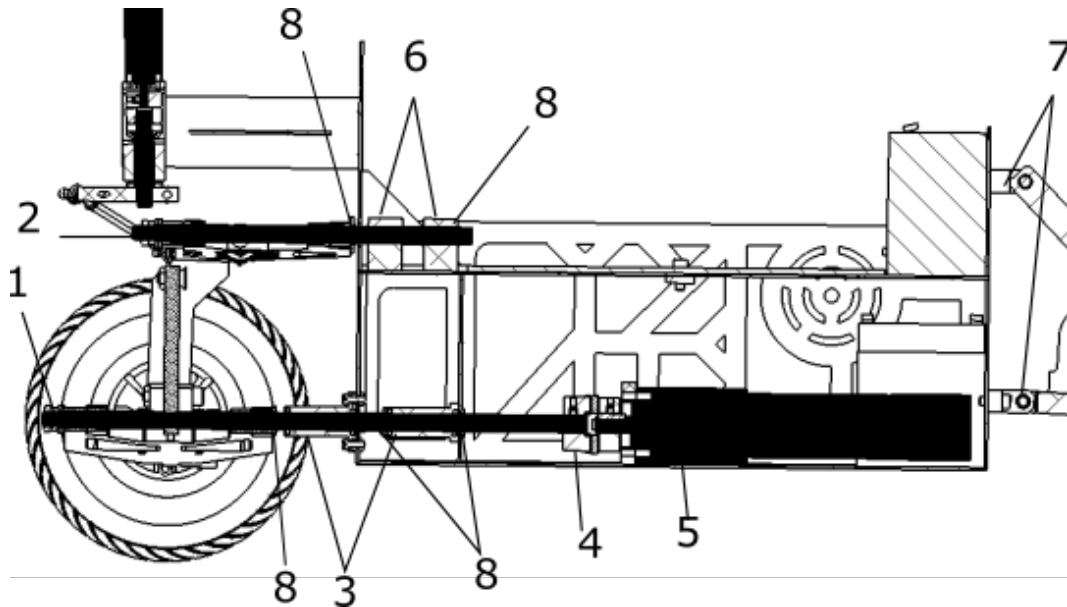


Figure 3.27 – Coupe selon le plan vertical du démonstrateur ; 1 nez inférieur ; 2 nez supérieur ; 3 paliers lisses ; 4 joint d’Oldham ; 5 moteur *DTC* ; 6 colliers de serrages ; 7 attaches du train arrière vissées au châssis ; 8 circlips

Assemblage nez supérieur L’arbre (2) soutenant les bras de suspension supérieur est fixé à l’aide de 2 colliers de serrage (6). Le positionnement de celui-ci est assuré par un circlip (8) sur l’extrémité droite du nez supérieur. Une fois en position, les paliers sont serrés et l’arbre est ainsi solidarisé.

Réglage Des scratch ont été disposés sur les batteries et sur le châssis, ce qui permet une mobilité des batteries. En avançant les batteries ou en les montant au deuxième étage, il est alors possible de déplacer le centre de gravité du démonstrateur dans les 3 directions, sans l’ajout inutile de contre-poids.

Amélioration technique Dans l’optique de pouvoir contrôler le démonstrateur en *DTC* aussi bien qu’en *STC* durant un même test et observer le comportement du prototype lors du passage d’un type de contrôleur à l’autre, le moteur *DTC* devrait pouvoir être déconnectée mécaniquement afin que le nez inférieur soit entièrement libre.

Pour cette raison, un espace à volontairement été laissé entre le joint d’Oldham et la plaque verticale soutenant le palier le plus proche. Celui-ci permettrait d’y ajouter un système d’embrayage ou de frein électromagnétique (fig. 3.28). De cette manière, lorsqu’un signal électrique serait envoyé à l’embrayage, le nez inférieur serait désolidarisé du moteur (ou inversement).

Pour une raison de sécurité, dans le cas d’une coupure d’alimentation du système, le nez inférieur et le moteur seraient solidarisés, empêchant ainsi le véhicule de s’incliner sans l’activation de l’actionneur *DTC*.



Figure 3.28 – Embrayage électromagnétique [36]

3.3 Conception mécanique de la partie arrière du véhicule

Le train arrière se compose d'une roue et d'un système de propulsion (fig. 3.29). A nouveau, il n'y a pas d'ensemble ressort-amortisseur. Une bielle de suspension est présente et rigidifie le système. Dans le but d'alléger cette partie du démonstrateur et de faire des économies de budget et de temps, toutes les pièces usinées ont été faites par découpe laser d'**aluminium**. Les alésages dans le plan transversal aux pièces et les taraudages ont été réalisés au *CREDEM*.

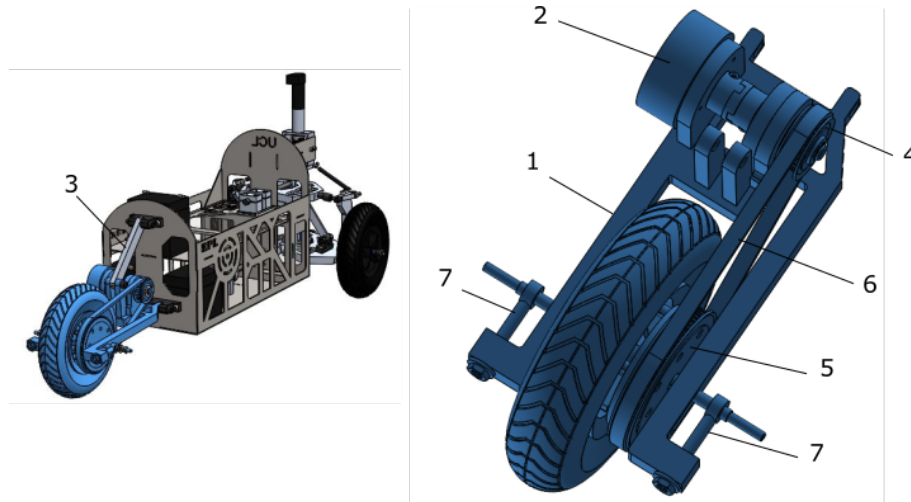


Figure 3.29 – Vue isométrique du démonstrateur avec le train arrière bleuté, agrandissement de celui-ci sur la droite ; 1 bras oscillant ; 2 moteur de propulsion ; 3 bielle de suspension ; 4 petite poulie ; 5 grande poulie ; 6 courroie crantée ; 7 tendeur

L'ensemble de cette partie arrière est asymétrique à cause du système de transmission par courroie crantée (voir ci-après) et de l'emplacement du moteur. Ce décalage induit un centre de masse total du véhicule légèrement déplacé mais permet un système le plus simple possible.

3.3.1 Système de propulsion

Plusieurs arrangements existent pour transmettre un couple à la roue. Dans un premier temps, la possibilité de mettre un moteur en prise directe sur la roue a été écartée pour cause de stabilité. En effet, placer un moteur juste à côté de la roue arrière déstabiliserait fortement la roue arrière⁷. Dans un second temps, des recherches ont été exécutées pour des systèmes de propulsion intégrés à la roue. Cependant, ces dispositifs ne respectaient pas les spécifications voulues pour le contrôle de moteur. Enfin, la technologie de transmission par courroie crantée a été choisie pour le démonstrateur.

Contraintes L'utilisation d'une courroie nécessite un système de tendeur. De plus, dans l'optique de remplacer, dans les années qui viennent, la bielle de suspension (3) par un ensemble ressort-amortisseur, le système de transmission doit se trouver entièrement sur le bras oscillant (1), afin d'assurer que la courroie soit toujours tendue. Il doit donc être compact. Enfin, il faut veiller à ce que l'actionneur soit le plus centré possible afin de ne pas déséquilibrer le prototype.

Solutions Un système de transmission à l'aide de 2 poulies et d'un système tendeur (7) est choisi. La grande poulie (5) est connectée directement à la roue en étant vissée sur la jante de la

7. L'idée d'un contre-poids a été abordée mais ceci alourdirait inutilement le démonstrateur.

roue⁸. La petite poulie (4) se trouve donc dans le même plan que la première. Le moteur (2) est par conséquent décentré par rapport au train arrière, vu l'agencement de la transmission. Pour cette raison, un moteur étroit et compact (voir section 3.5.1) est choisi afin de limiter le déséquilibre engendré.

Les deux poulies possèdent un rapport de taille de 2 et ont été dimensionnées avec la courroie (6) grâce à un outil en ligne proposé par Misumi®, sur base de la puissance transmise, de la vitesse de rotation à l'entrée et à la sortie ainsi que de la distance de centre à centre et d'un facteur de sécurité [37].

La transmission entre l'actionneur et la grande poulie est visible sur la figure 3.30. L'arbre est soutenu par 2 roulements à billes. Ceux-ci sont enchâssés dans des pièces d'aluminium fixées sur le bras oscillant (1). L'accouplement avec le moteur se fait par un joint d'Oldham à collier de serrage afin d'éviter l'hyperstaticité du dispositif et un endommagement du moteur suite à une éventuelle excentricité. La petite poulie vient se solidariser à l'autre extrémité de l'arbre par vis de serrage. Le positionnement de l'axe et de la poulie est assuré par plusieurs circlips.

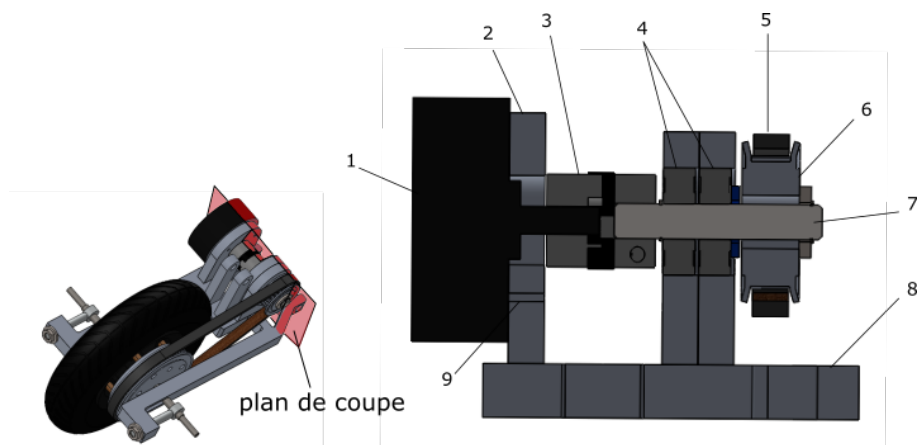


Figure 3.30 – Vue en coupe de la transmission du moteur à la petite poulie ; 1 moteur ; 2 attache moteur ; 3 joint d'Oldham ; 4 roulements à billes ; 5 courroie ; 6 petite poulie ; 7 arbre de transmission ; 8 bras oscillant ; 9 alésage pour vis de fixation du moteur

Assemblage L'ensemble des attaches détaillés ci-dessus est vissé sur le bras oscillant. Le bon alignement de l'attache du moteur et des 2 paliers est assuré par l'utilisation de goupilles lors de l'assemblage. La roue est quant à elle positionnée sur son axe au moyen d'un circlip et d'une entretoise.

Réglage L'axe de la roue se trouve dans une rainure permettant de reculer ou d'avancer la roue (fig. 3.31). Des tendeurs, à l'aide d'un système d'écrou⁹ peuvent reculer la roue et autorisent ainsi le réglage de la tension de la courroie. Ce axe doit être décalé de manière symétrique afin d'éviter que la roue ne soit pas dirigé parfaitement longitudinalement. La courroie impose une force asymétrique sur la roue dont les tendeurs doivent tenir compte lors de leur réglage afin de conserver l'alignement de la roue.

8. La géométrie de la jante a imposé la fabrication d'un moyeu en aluminium. Cette dernière permet une surface plane pour y fixer la grande poulie.

9. L'action de visser l'écrou tire sur l'axe de la roue, ce qui tend la courroie.

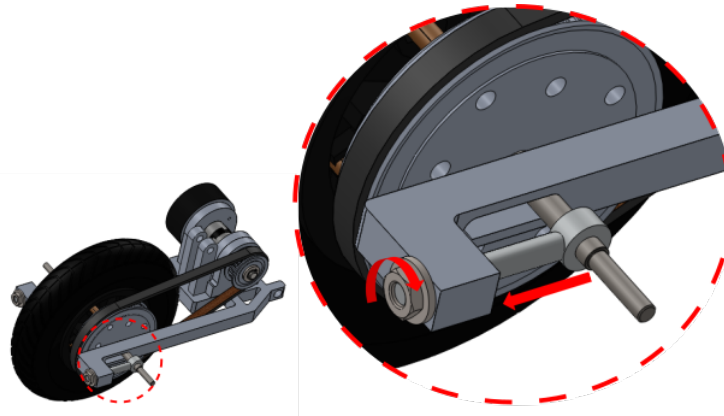


Figure 3.31 – Système tendeur de courroie : les flèches représentent la traction sur l'axe en serrant l'écrou

3.3.2 Bras oscillant

Contraintes La géométrie obtenue par l'optimisation dynamique fournit la position du centre de la roue, les points d'attache sur le châssis et de la bielle de suspension sur le bras oscillant. La pièce doit supporter un système de propulsion par courroie, ainsi qu'un dispositif tendeur cité précédemment.

Solution Le centre de la roue a été reculé par rapport à l'optimisation, augmentant de cette manière l'empattement du démonstrateur. L'attache de la bielle de suspension a également été déplacée pour éviter les interférences avec l'axe de transmission entre moteur et petite poulie. Vu que le train arrière est entièrement rigide sans ensemble ressort-amortisseur, ce changement n'a pas beaucoup d'influence dynamique. La géométrie a donc été légèrement modifiée afin de diminuer la complexité des pièces.

Le bras oscillant prend finalement la forme décrite à la figure 3.32. Des alésages de goupilles sont prévus en plus de ceux pour le passage de vis de fixation. Un large évidement permet le passage de la courroie. Enfin une rainure (5) dans le plan transversal de la pièce donne à l'axe de la roue une mobilité autorisant le réglage de tension de courroie cité précédemment.

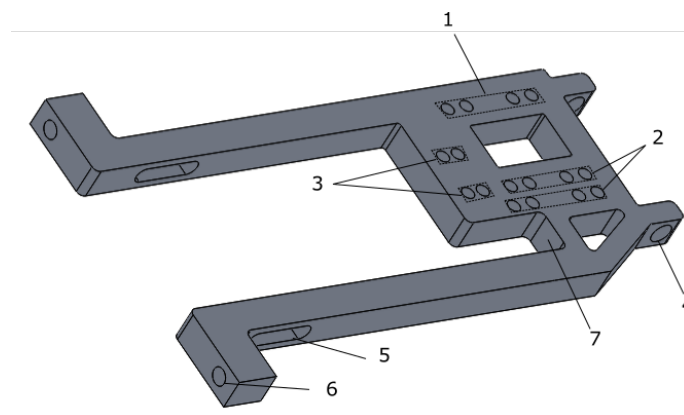


Figure 3.32 – Bras oscillant ; 1 emplacement moteur ; 2 emplacements paliers ; 3 emplacement attache bielle de suspension ; 4 connexion au châssis ; 5 rainure permettant de reculer la roue ; 6 alésage pour tendeur ; 7 évidement pour le passage de courroie

3.4 Jantes et pneus

Le démonstrateur résulte d'une mise à l'échelle d'un véhicule qui pourrait contenir un conducteur humain de taille normale. Le rapport de réduction entre les dimensions du véhicule initial et celles du démonstrateur a été déterminé par le choix des roues. Trois contraintes importantes amènent aux roues actuelles du tricycle.



Figure 3.33 – Photo [38] d'une des trois roues du démonstrateur : 1 roulement à billes ; 2 jante ; 3 pneu

La première fut les diamètres des roues disponibles sur le marché. Celui sélectionné est de 20 [cm], tandis que celui des roues initiales est de 50 [cm], ce qui donne un rapport d'échelle de 0.4 (voir l'Introduction et Annexe A).

La seconde contrainte est la volonté d'utiliser des pneus munis de chambres à air. Le démonstrateur étant dépourvu d'ensemble ressort-amortisseur, ce rôle est repris par les roues.

Enfin, le pneu doit avoir un profil arrondi afin de permettre l'inclinaison du tricycle. Les roues utilisées sont des roues de trottoir tout-terrain avec des jantes en plastique. Elles sont toutes les trois identiques (fig. 3.33).

Amélioration technique Lors des tests, il est apparu que les roues étaient légèrement voilées ce qui pourrait provoquer des vibrations et des instabilités sur le démonstrateur. Il est possible de diminuer cet effet lors de leur montage-démontage et de leur gonflement. Néanmoins, la solution serait à terme de remplacer les roues.

3.5 Dimensionnement des moteurs

En se basant sur une méthode de dimensionnement proposée par Maxon® [35], un ensemble moteur-réducteur-encodeur adapté aux caractéristiques souhaitées peut être choisi. En premier lieu, le choix du moteur de propulsion est détaillé afin d'expliquer la démarche utilisée. Ensuite, le moteur de contrôle de l'inclinaison et celui du contrôle de direction sont présentés.

3.5.1 Moteur de propulsion

Le moteur de propulsion permet de mouvoir le véhicule en actionnant la roue arrière, avec une vitesse V maximale de 8 [m/s]. De plus, le moteur doit être fixe par rapport à la roue pour permettre une transmission facile. Or, l'ajout éventuel d'un ensemble ressort-amortisseur à l'arrière provoquerait un mouvement entre la partie arrière et le châssis.

De ce fait, même si pour le moment le train arrière est fixe par rapport au châssis, le moteur doit être placé sur le bras oscillant (voir section 3.3) en étant donc léger et peu encombrant.

La vitesse des roues peut être obtenue comme ceci :

$$\omega_{roues} = 8 \cdot \frac{60}{2\pi r} = 381.97 \text{ [rpm]} \quad (3.4)$$

Le rapport de réduction est défini par :

$$R_{red} = \frac{\omega_{moteur}}{\omega_{roues}} [-] \quad (3.5)$$

En se basant sur l'approche Maxon®, l'hypothèse de départ est que le moteur tourne initialement à 6000 [rpm]. Ce qui nous donne alors un rapport de réduction de $\frac{6000}{477.46} = 15.7 [-]$. Ensuite, il faudrait normalement placer un réducteur possédant ce rapport de réduction qui résiste au couple nécessaire. Cependant, il est préférable d'éviter ce réducteur (dans ce cas-ci) par soucis de simplicité, d'encombrement et de poids.

Dans le catalogue Maxon® [39] au niveau des moteurs "flat", moins encombrants, le **EC 60 flat** de 24 [V] possède une vitesse nominale de 3840 [rpm] et un couple de 227 [mNm] en régime et de ≈ 4 [Nm] au démarrage [39]. Or, en posant une accélération maximale de $2 \text{ [m/s}^2]$, le couple Q_{prop} que doit développer le moteur au démarrage est (avec sa masse m) à ≈ 20 [kg] et le rayon approximatif de ses roues r à 0.1 [m] :

$$Q_{prop} = (m * 2) * r = 4 \text{ [Nm]} \quad (3.6)$$

Pour que le moteur puisse développer un couple et une vitesse suffisante pour satisfaire aux exigences, des poulies de rapport $\frac{1}{2}$ utilisées pour la transmission (fig. 3.34) vont permettre de multiplier le couple et diviser la vitesse, voir Table 3.1 (en supposant une transmission parfaite sans pertes).

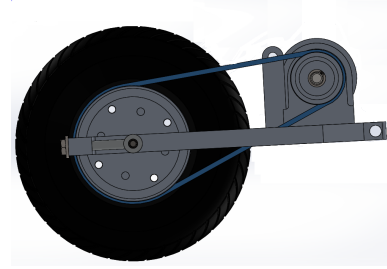


Figure 3.34 – Vue latérale de la transmission arrière

Propulsion	Couple max [Nm]	Vitesse max [m/s]
Souhaité	4	8
Possible	$4 * 2 = 8$	$\frac{3840 * 2 * \pi * r}{60 * 2} \approx 20$

Tableau 3.1 – Comparaison des caractéristiques du moteur de propulsion et des exigences. En bleu, l'effet du rapport des poulies de transmission

La transmission par courroie crantée injecte des frottements supplémentaires à l'entraînement de la roue par le moteur. La section 4.3 tente de caractériser les réactions du moteur sur le prototype et de déterminer l'importance des frottements présents dans la transmission.

3.5.2 Moteur de direction

Le contrôle de la fourche de direction doit être rapide mais ne nécessite pas de gros couple ni une vitesse élevée, d'autant plus que le moteur ne doit effectuer que de faibles angles et non de nombreux tours sur lui-même. Le couple a été estimé comme étant inférieur à 2 [Nm] et la vitesse à 100 [°/s], en observant les valeurs obtenues lors de la modélisation dynamique du chapitre 2. Cette analyse dynamique Un moteur disponible à l'UCL répondait aux exigences (voir Table 3.2) : Faulhaber® **2657W012CXR** – 34 [W] - 12 [V] - 5600 [rpm] avec réducteur $66 : 1$ [40].

Propulsion	Couple max [Nm]	Vitesse max [°/s]
Souhaité	<2	<100
Possible	2.64	500

Tableau 3.2 – Comparaison des caractéristiques du moteur de direction et des exigences

3.5.3 Moteur d’inclinaison

Le contrôle de l’inclinaison possède des contraintes similaires (vitesse pas trop élevée, réactivité de la commande, amplitude angulaire faible). Cependant, le couple à développer ici est bien plus important (plusieurs dizaines de [Nm], en fonction du contrôleur et de la vitesse du véhicule) et la vitesse un peu plus élevée également afin de contrebalancer un décalage dû à l’inertie des pièce en mouvement. Ces valeurs (couple < 30 [Nm] et vitesse < 100 [°/s]) ont également été estimée via simulation numérique et l’analyse du couple maximal du contrôle *DTC* (voir section 2.3). Un moteur disponible à l’*UCL* répondait également aux exigences (voir Table 3.3). Il est même clairement sur-dimensionné. Le moteur final est un Maxon® **EC 45** - 250 [W] - 24 [V] - 5000 [rpm] avec un réducteur **GP52C** 156 :1 [39].

Propulsion	Couple max [Nm]	Vitesse max [°/s]
Souhaité	<30	<100
Possible	50	193

Tableau 3.3 – Comparaison des caractéristiques du moteur d’inclinaison et des exigences.

3.6 Architecture électrique du démonstrateur

La seconde partie de ce chapitre concerne le système électronique embarqué dans le prototype, avec, d’un côté, l’ensemble de la puissance et de l’alimentation des moteurs, et de l’autre, l’ensemble des éléments de contrôle et de commande qui permettent de manoeuvrer le véhicule. Cette section introduit l’architecture globale et l’agencement entre les éléments qui seront détaillés par la suite. L’objectif de cette électronique est bien évidemment de contrôler les trois moteurs du véhicule mais également de faire des mesures (attitude, orientation dans l’espace, vitesse, etc) et d’enregistrer des données pour des analyses ultérieures.

Le tableau 3.4 reprend les principaux éléments de l’électronique embarquée dans le prototype.

Type	Noms	Caractéristique	Références
Moteurs	Propulsion	EC 60 flat - 24 [V] - 100 [W]	p. 236 [41]
	Inclinaison	EC45 - 24 [V] - 250 [W]	p. 195 [41]
	Direction	Faulhaber 2657 -12 [V] - 34 [W]	[40]
Capteurs	Encodeur propulsion	MILE 512-4096 CPT	p. 309 [41]
	Encodeur inclinaison	HEDL 9140-500 CPT,	p. 331 [41]
	Encodeur direction	HEDS 5500	[42]
	IMU (dans le Pixhawk)	• ST Micro L3GD20H 16 bit gyroscope • ST Micro LSM303D 14 bit accelerometer / magnetometer • Invensense MPU 6000 3-axis accelerometer/gyroscope • MEAS MS5611 barometer	[43]
Batteries	3 x 12 [V]	Acide-Plomb 5 [Ah]	[44]
Contrôleurs	Pixhawk v1	PX4 autopilot	[45]
	Odroid XU4	Hardkernel computing device	[46]
Drivers	2x IDM680-8BI	Technosoft Servo drive	[47]
	IBL2401-CAN	Technosoft Servo drive	[48]

Tableau 3.4 – Éléments électroniques du prototype

La figure 3.35 synthétise l'électronique embarquée du véhicule. Au départ des batteries en jaune, différents éléments de protection permettent d'alimenter et de distribuer la puissance dans la suite du circuit. L'ordinateur de bord (Odroid XU4 [46]) et le Pixhawk [45] (qui contrôle les moteurs) concentrent la majeure partie de l'intelligence embarquée dans le prototype.

Les moteurs sont groupés avec les *drivers*¹⁰ qui permettent de les contrôler via un bus *CAN* (*Controller Area Network*) [50]. Le protocole *CAN* est un bus¹¹ de communication standardisé qui est utilisé principalement dans l'automobile mais convient à beaucoup d'applications (voir section 3.7).

Quatre cartes électroniques *PCB* (*Printed circuit board* [52]) ont été conçues afin d'effectuer des interfaces entre certains éléments et de protéger le circuit. Les différents éléments sont expliqués plus en détails ci-après.

10. Un *driver* est un élément qui permet de contrôler facilement un moteur via des protocoles conventionnels de communication [49].

11. Un bus informatique est un dispositif de transmission de données partagé entre plusieurs composants d'un système numérique[51].

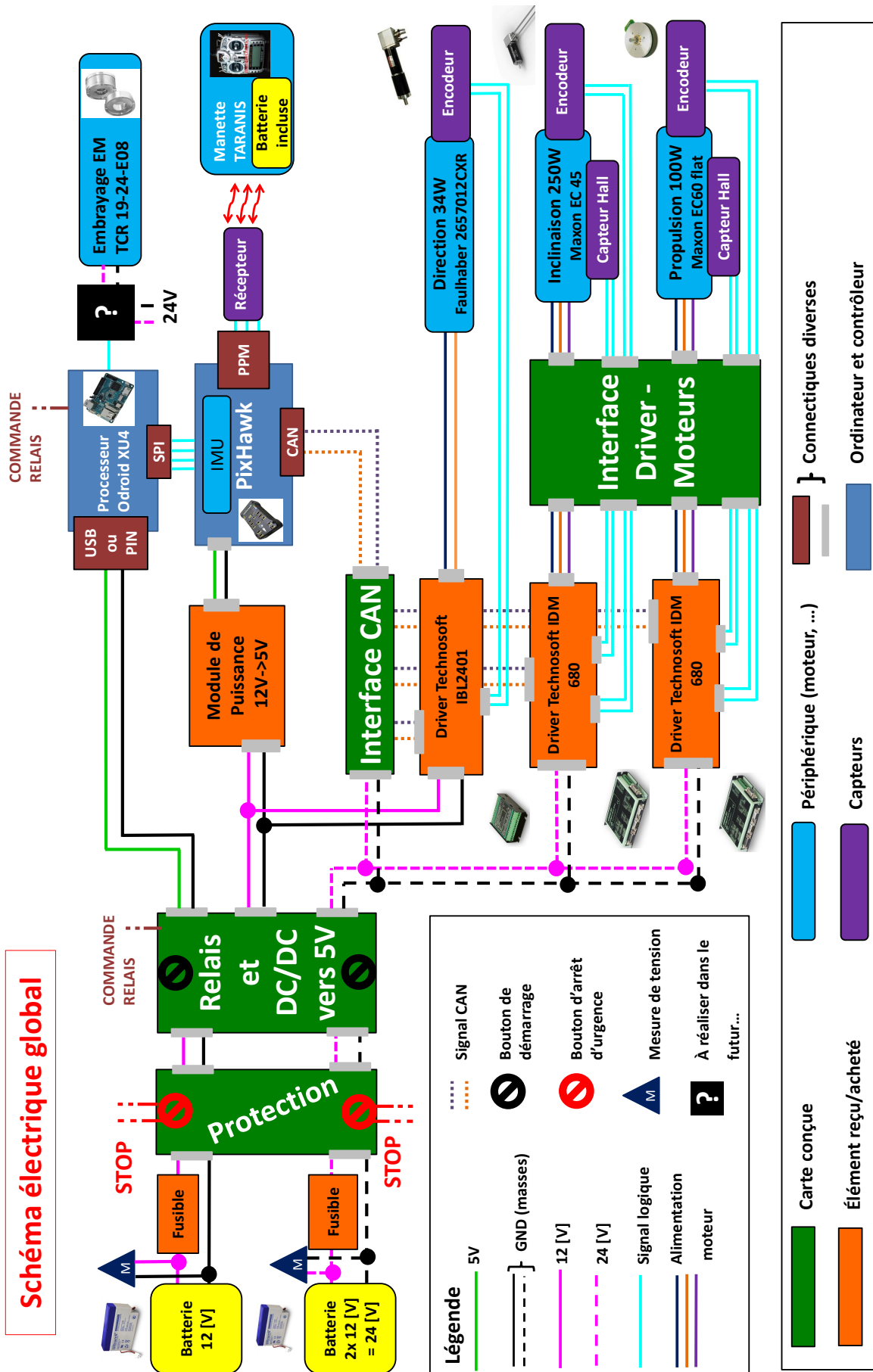


Figure 3.35 – Schéma électrique global du prototype, avec les différents éléments physiques et les signaux correspondants

Batteries et protections Pour alimenter le véhicule, une batterie de 12 [V] ainsi que la mise en série de deux batteries de 12 [V] permettent d'obtenir 12 [V] et 24 [V] comme tension de départ. Achetées chez Battery Discount® [44], elles allouent une autonomie théorique d'environ une heure au démonstrateur avec une capacité de 5 [Ah] chacune. Les consommations des moteurs et autres éléments électriques ont été estimées mais varient fortement selon les tests effectués. Deux moteurs nécessitent 24 [V] et le troisième 12 [V], ce qui explique le choix des tensions. Un convertisseur DC-DC (courant continu vers courant continu) permet de transformer le 12 [V] en 5 [V] pour alimenter l'Odroid. Un convertisseur spécifique alimente par ailleurs le Pixhawk en 5 [V] parce que ce module contient des capteurs de courant et de tension qui permettent au Pixhawk d'estimer la charge restante de la batterie[53].

Ensuite, un capteur de basse tension permet de mesurer la tension des batteries et les déconnecter avant que celles-ci ne chutent en dessous d'une certaine valeur pour ne pas abîmer les batteries. Des fusibles protègent d'un court-circuit, tandis qu'une carte de type *PCB* protège d'une surtension via une diode et relie les boutons d'arrêt d'urgence. Plus d'explication sur les cartes *PCB* réalisées dans ce mémoire se trouvent à l'Annexe F.

Relais de puissance En plus de distribuer les tensions et de convertir le 12 [V] vers 5 [V], cette carte permet d'utiliser une commande extérieure via un relais électromagnétique afin de couper sur commande l'alimentation des moteurs. L'intérêt est de pouvoir cesser d'alimenter les moteurs en cas de besoin de manière électrique via un consigne dans le code (le bouton d'arrêt d'urgence permet quant à lui d'arrêter de manière mécanique cette alimentation).

Amélioration technique Afin d'augmenter la protection du moteur d'inclinaison, un capteur sur le nez inférieur (en rotation lors du contrôle *DTC*) peut être placé. Celui-ci enverrait un signal lorsque le moteur amènerait les cales mécanique à butée (voir section 3.1.3). Cette information permettrait de couper instantanément l'alimentation du moteur, à la manière d'un fusible, afin d'éviter que celui-ci ne surchauffe et s'endommage. Un exemple de capteur serait un simple commutateur mécanique sur lequel vient buter l'arbre lorsqu'il est au maximum de son mouvement admissible.

Ordinateur de bord et contrôleur Le duo Pixhawk-Odroid XU4 est utilisé pour diversifier les possibilités d'utilisations du prototype. Le processeur Odroid XU4 fait office d'ordinateur de bord avec sa puissance de calcul élevée, ses nombreuses connexions possibles et sa facilité de prise en main. Son rôle serait à terme de pouvoir contrôler tous les différents éléments (capteurs, liaison sans fil avec un appareil externe type ordinateur portable, frein électromagnétique, commandes des relais de puissance, etc).

Quant au Pixhawk, bien qu'il soit initialement orientée vers le contrôle de drones, possède les éléments nécessaires pour le démonstrateur : il contient un *IMU* [54], une sortie de type *CAN* et une sortie conventionnelle pour des télécommandes du type de celles utilisées pour des drones. Son rôle est donc d'envoyer les commandes aux *drivers* pour actionner les moteurs, grâce aux différentes mesures fournies par l'*IMU* : accélérations, inclinaison, etc.

Amélioration technique Le Pixhawk permet de recevoir facilement les informations provenant d'une télécommande. Il est donc envisageable pour la suite du projet d'implémenter un système embarqué entièrement télécommandé.

Interface *CAN* et moteurs Les *drivers*, les moteurs et le Pixhawk possèdent différents types de connexions que ces deux cartes permettent de rassembler proprement en utilisant les

bonnes interfaces. Les trois moteurs déterminés dans la section 3.5 sont donc reliés aux *drivers* Technosoft® [49] qui les alimentent, les commandent et réceptionnent les valeurs des capteurs (encodeurs et à effet Hall).

Les différents éléments électroniques sont fixés sur le démonstrateur via des scratchs afin de permettre une réorganisation facile de la position de l'électronique. Une plaque de Plexiglass attachée sur le châssis contient une grande partie de l'électronique visible sur le dessus du prototype (fig. 3.36). Elle est amovible et permet d'accéder à l'intérieur de celui-ci en ne devant défaire qu'un nombre minimal de câbles.

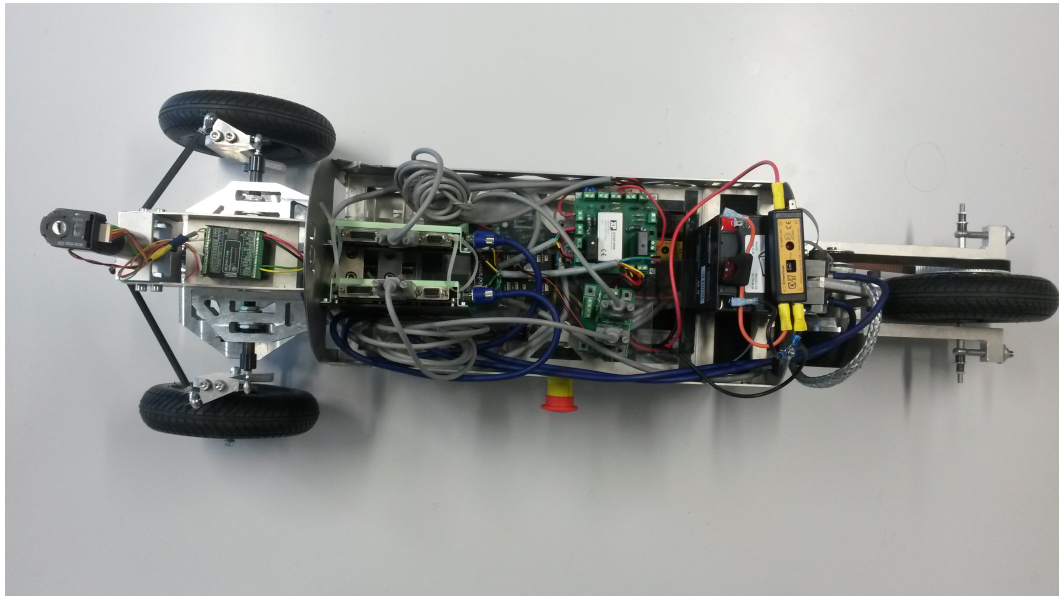


Figure 3.36 – Vu du dessus du démonstrateur avec l'électronique embarquée

3.7 Chaîne de commande des moteurs

La chaîne de commande des moteurs contient l'ensemble des éléments qui intègrent le chemin entre la commande du contrôle haut-niveau (contrôle de l'ensemble du véhicule par exemple *DTC* ou *STC*) jusqu'au moteurs qui sont actionnés en fonction de cette instruction (fig. 3.37). Le Pixhawk envoie les instructions via un bus *CAN* au différents *drivers*. Les cartes interfaces rassemblent les connectiques des constituants à assembler de manière propre. Les *drivers* envoient les commandes spécifiques aux moteurs, reçoivent les informations des capteurs des moteurs et peuvent ensuite les envoyer via le bus *CAN* vers le Pixhawk. Ils opèrent le contrôle bas-niveau (contrôle d'un seul actionneur).

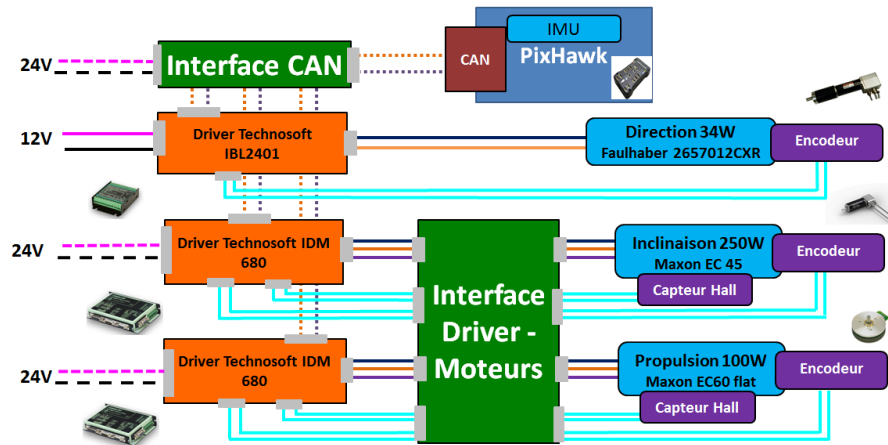


Figure 3.37 – Schéma de la chaîne de commande des trois moteurs

Afin de contrôler les trois moteurs, trois *drivers* Technosoft® sont connectés aux moteurs et permettent d'actionner ceux-ci. Ils sont alimentés en 12 [V] et 24 [V] en fonction de la tension de leur moteur associé.

Ces *drivers* possèdent un contrôle bas-niveau de type *PID* et sont programmables facilement via un ordinateur avec un programme fourni par Technosoft® : Easy Motion Studio [55]. Ce dernier permet à l'utilisateur de configurer le *driver* en fonction du moteur auquel il est connecté et de calibrer les contrôleurs *PID*. De plus, un mouvement peut être décidé à partir du *driver* via le programme afin de tester les moteurs (voir section 4.3).

Les moteurs peuvent être choisis avec un contrôle en position, en vitesse ou en accélération. Le *driver* permet, de plus, la mesure du courant qui est injecté dans le moteur et ainsi d'avoir une image du couple délivré par le moteur. En outre, de nombreuses sécurités présentes dans le programme permettent de limiter voire de couper le courant afin de protéger le moteur et le *driver*.

Le protocole *CAN* des *drivers* est le protocole *CANOpen* (fig. 3.38) qui propose un échange de données normalisé entre un maître et un esclave sur un bus. Sur le même bus peuvent ainsi être connectés d'autres esclaves qui communiquent également avec le maître. De cette manière, le maître (le Pixhawk) peut contrôler plusieurs esclaves (les trois *drivers*).

Cette communication utilise un dictionnaire d'objets qui sont partagés par le maître et les esclaves et qui représentent soit des informations (mesure de vitesse, position,...), soit des instructions (gain, consigne,...)[56]. Les informations peuvent ainsi être échangées dans les deux sens. Le maître peut accéder à cet ensemble d'objets grâce au protocole *CAN* afin d'y écrire ses instructions et d'y lire des données. De l'autre côté, l'esclave va y chercher les paramètres qui lui sont utiles et y déposer les informations dont il dispose. Chaque esclave possède un identifiant différent. Plus d'informations sur le *CANOpen* et son implémentation sont disponibles par exemple auprès de Technosoft®.

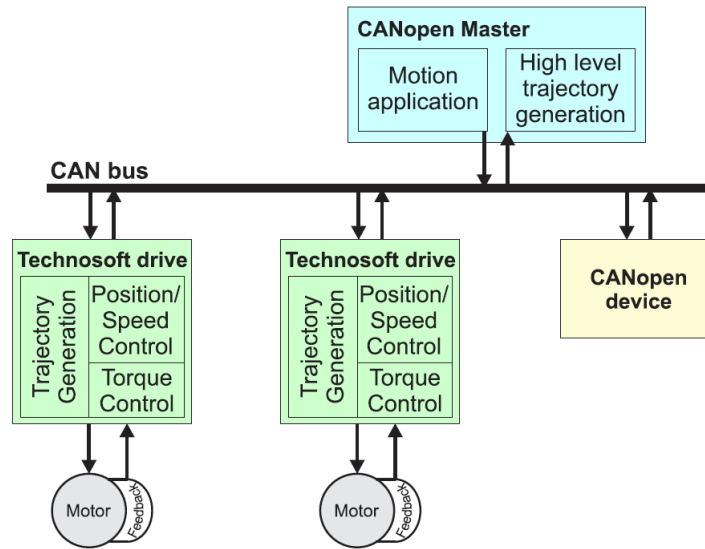


Figure 3.38 – Schéma d'un bus *CANOpen* [57]. Le contrôle haut-niveau et le mouvement sont commandés par le maître, tandis que le contrôle bas-niveau en couple, position ou vitesse ainsi que la trajectoire sont gérés par les esclaves

Pour diverses raisons, l'implémentation en pratique de la partie électromécanique ne fut pas aussi avancée que prévu. Comme détaillé dans la section 3.8, la prise en main du Pixhawk fut beaucoup plus difficile qu'attendue. Par conséquent, la commande des moteurs n'a pas pu être effectuée via un bus *CAN*. En effet, le bus *CAN* prévu de base sur le Pixhawk est le *UAVCAN* [58], tandis que les *drivers* utilisent du *CANOpen* [59]. La différence de norme de communication entre ces derniers empêche d'utiliser *UAVCAN* et impose d'insérer la librairie *CANOpen* sur le Pixhawk, ce qui n'a pas pu être réalisé. De ce fait, la carte interface pour le *CAN* n'a pas pu être testée en pratique.

3.8 Choix et utilisation du processeur

L'intelligence du démonstrateur est contenue dans le duo Pixhawk-Odroid XU4. Le premier est un contrôleur de vol pour drones, tandis que le second est un ordinateur de bord très répandu. L'idée est de combiner la puissance de calcul du second avec la multi-fonctionnalité du premier. Cette combinaison fut conseillée par une équipe présente au sein du département Génie Civil de *iMMC*.

En effet, le Pixhawk (fig. 3.39) possède les caractéristiques nécessaires : capable de communiquer via un bus *CAN* avec des moteurs, de programmer des contrôles relativement simples, d'utiliser facilement un *IMU* qui est déjà inclu, d'intégrer une télécommande et d'être utilisé par toute une communauté qui s'intéresse aux drones. Plusieurs programmes permettent d'utiliser le Pixhawk directement (dont QgroundControl [60] et ArduPilot [61]), avec des configurations de drones prédéfinies. Il est également possible de charger dessus un code personnalisé avec les spécificités essentielles.



Figure 3.39 – Pixhawk [45]

Malheureusement, à cause de problèmes de prise en main (câble défectueux, code mal

documenté, départ de la personne de référence), cette deuxième solution n'a pas pu être développée jusqu'à son terme. Cependant, les données de l'*IMU* sont accessibles via le Pixhawk (des tests ont d'ailleurs pu être effectués grâce à ces données, voir section 4.4).

De plus, la librairie *CANOpen* (voir section 3.7) n'a pas pu être implémentée, et donc le Pixhawk n'est actuellement pas capable de contrôler les moteurs. Plus de détails sur l'utilisation du Pixhawk, les problèmes rencontrés ainsi que sur le fonctionnement du code sont dans les fichiers du "Mode d'emploi".



Figure 3.40 – Odroid XU4 [46]

L'Odroid XU4 (fig. 3.40) est un processeur puissant qui possède de nombreuses interfaces et qui peut accueillir un système Linux intégré. Connecter un écran, une souris et un clavier le transforme en un ordinateur presque ordinaire. N'ayant pas su utiliser le Pixhawk, l'Odroid XU4 n'est pas utile dans le démonstrateur pour le moment. Seules deux manipulations ont été réalisées : communiquer avec le Pixhawk en y accédant par la console ; se connecter à l'Odroid via un ordinateur sur le même réseau wifi.

L'ordinateur de bord pourrait par ailleurs contenir *ROS* (*Robot Operating System*) pour obtenir une architecture comme conseillée. L'idée est de permettre à terme un contrôle prédictif en temps réel du prototype pour lequel les calculs se feraient sur l'Odroid, avec la possibilité d'utiliser le logiciel Robotran combiné avec MATLAB Simulink afin d'avoir un modèle du véhicule.

Chapitre 4

Validation et résultats expérimentaux

Ce quatrième chapitre apporte des éléments de validation électromécanique du prototype et présente des résultats sur l'actionnement des trois moteurs. Dans un premier temps, un ensemble des principales difficultés rencontrées est abordé. Ensuite, une brève description des caractéristiques d'inclinaison et de braquage confirme la conception mécanique du train avant. Dans un troisième temps, diverses expériences sur les moteurs sont analysées. La quatrième partie s'intéresse au test du tricycle sur un banc d'essai avec un tapis roulant. Enfin, quelques perspectives d'utilisation du véhicule sont introduites.

4.1 Difficultés et améliorations techniques

Un tel projet de conception s'accompagne toujours de problèmes plus ou moins conséquents qu'il faut régler du mieux possible. Cette section reprend les principales difficultés rencontrées au cours de la conception. Les améliorations techniques, qui ont été proposées précédemment dans le chapitre 3, y sont également résumées.

Importance de la masse Lors du design mécanique, une importance toute particulière fut accordée à la simplicité de fabrication et de l'assemblage, tout en gardant comme objectif de limiter la masse totale du démonstrateur. Cependant, certains choix ont imposé des pièces lourdes et encombrantes. Par exemple, les pièces d'attache en forme de U qui sont utilisées pour relier le châssis au train arrière et, dans le train avant, les bielles de suspensions au bras de suspension inférieur. Elles sont inutilement en acier plein, dans lesquelles les efforts sont faibles. De plus, l'ensemble de la visserie n'a pas été prise en compte dans l'estimation de la masse sur Solidworks®, ce qui est pourtant non négligeable. En effet, sur le logiciel, le démonstrateur a une masse de 18.9 [kg], alors qu'en réalité, avec l'électronique et la visserie, il fait 21.5 [kg].

Qualité des pièces réalisée à l'extérieur de l'université Dans le but de minimiser le coût et le temps de conception, la majeure partie des pièces a été réalisée dans une entreprise externe, à l'aide d'un usinage par découpe laser qui a fourni des tôles d'acier de 2 [mm], utilisées pour le châssis, d'une très bonne qualité¹. Cependant, les pièces en aluminium ont été découpées parfois au laser (celles d'une épaisseur de 10 [mm] telles que la fourche arrière, le pendule-T), parfois au jet d'eau (épaisseur de 20 [mm] des bras de suspension) et comportaient de

1. Avec une tolérance comme prévue de 0.1 [mm]

grandes imprécisions dimensionnelles en plus d'un état de surface très rugueux. Ce dernier impacte l'esthétique du démonstrateur mais également la qualité des surfaces de référence. Les imprécisions, quant à elles, ont nécessité un ré-usinage² au sein des ateliers du *CREDEM*. Au final, le choix de la découpe laser ou au jet d'eau pour des pièces d'aluminium aussi épaisses fût une perte de temps.

Flexion des tôles découpées laser Le châssis est entièrement réalisé en tôles d'acier soudées. Le problème fut d'utiliser ces tôles afin de positionner le système de direction, pour diverses raisons. Premièrement, lors du soudage, elles ont flambées. Le dispositif de direction se trouve alors décentré par rapport au démonstrateur. Deuxièmement, la tôle verticale avant est capable de fléchir ce qui est problématique pour le contrôle au niveau de la direction. Deux nouvelles pièces (voir section 3.2) devraient donc être entièrement usinées en aluminium épais, plus rigide. Elles seraient vissées au châssis, ce qui assurera un positionnement précis et aucune flexibilité.

Réglages et mesures des caractéristiques géométriques Dû au problème de flexion de tôle cité précédemment, un jeu est présent dans le positionnement du système de direction. Celui-ci fait qu'une roue peut braquer sans que l'autre ne tourne, à cause de la flexion de la plaque (voir section 3.2). Ce phénomène rend le réglage du pinçage de façon précise³ impossible. Pour les tests, le pinçage a donc été réglé "à l'oeil". Plus de précision sera possible lorsque les nouvelles pièces en aluminium pour positionner le système de direction seront fabriquées et montées sur le démonstrateur.

Choix du contrôleur et du processeur Ces choix (voir section 3.6) ont été guidés par les conseils d'un membre d'une équipe de l'*iMMC* travaillant sur un projet de construction via des drones. Cependant, il a dû quitter l'*UCL*. Il s'avérait être la seule connaissance de l'université sur ce type de contrôleur et de processeur. Sans la possibilité de lui demander facilement de l'aide et à cause d'une documentation internet peu précise sur le sujet, la charge de travail s'est vue grandement augmentée. Par manque de temps, le processeur "Odroid" n'est donc pas utilisé pour l'instant dans le prototype. Le "Pixhawk" est, quant à lui, uniquement utilisé comme capteur *IMU*, alors qu'il a pour but d'être également le contrôleur des 3 actionneurs du démonstrateur.

Ajout d'éléments électromécaniques Plusieurs éléments électromécaniques supplémentaires seraient intéressants afin de d'améliorer le démonstrateur. Une télécommande serait nécessaire dans le but de contrôler à distance le véhicule. Un *GPS* permettrait d'obtenir la position comme mesure supplémentaire. Un embrayage électromagnétique autoriserait l'utilisation du contrôle *DTC* et du *STC* de façon découplée lors d'un même test sur route. Par ailleurs, une nouvelle carte électronique afin de palier le problème concernant l'interaction entre le *driver* et le moteur d'inclinaison pourrait être confectionnée (voir annexe F). Enfin, un fusible *DTC* serait utile pour limiter le mouvement du moteur d'inclinaison en coupant le courant. Cela éviterait à l'actionneur de forcer sur la mécanique.

Sécurité du démonstrateur Dans le but d'être un démonstrateur pouvant rouler à proximité de personnes spectatrices, la sécurité est extrêmement importante. Il faut pour cela envisager de fabriquer notamment une structure protectrice de la courroie arrière, ainsi que de protéger l'électronique embarquée, par exemple à l'aide de plaques de plexiglas.

2. Par exemple, le bras oscillant du train arrière n'avait pas les côtés parallèles, avec une erreur de plus de 2 [mm] entre la distance à une extrémité et une autre.

3. En attachant, à l'aide de clames de fixation, des lattes métalliques sur les porteurs et en assurant le parallélisme des 2 pièces, voir "Mode d'emploi".

4.2 Caractéristiques d'inclinaison et de braquage

Un des défis principaux à relever fut de permettre des angles d'inclinaison et de braquage (de direction) les plus grands possibles grâce au choix des articulations placées dans le train avant (voir section 3.1.1). Les caractéristiques ont été estimées via Solidworks® et présentées dans la section 1.3.1. Le tableau 4.1 ci-dessous reprend les valeurs limites pour quatre cas différents.

Le premier cas, à la première ligne, donne les limites d'inclinaison du véhicule avec la direction maintenue droite sans braquage des roues. Les 3 autres cas représentent les limites maximales de l'angle de la fourche de direction δ_{FD} pour une inclinaison θ fixée à, respectivement, 0 [°], 20 [°] et la valeur maximale de θ qui est différente dans le modèle et dans la réalité, respectivement 23 [°] et 26 [°].

Les deux premières colonnes correspondent aux mesures effectuées sur le tricycle. Un niveau électronique a permis de mesurer précisément les inclinaisons θ . Concernant l'angle de la fourche de direction δ_{FD} , les symboles $\approx$ signifient que les mesures expérimentales sont difficiles à prendre de façon précise. En effet, des erreurs de l'ordre du degré sont possibles. La troisième colonne reprend les valeurs attendues, prises sur le modèle Solidworks®.

La quatrième colonne présente une possibilité d'amélioration ou de changement. L'oeillet M4 pourrait être remplacé par un oeillet M5 afin d'avoir une meilleure résistance mécanique, ce qui serait intéressant pour prévenir des chocs. Cependant, cela se ferait au détriment des caractéristiques géométriques et le véhicule perdrait en amplitude de mouvement. Cette influence est visible sur le tableau ci-dessous.⁴

[°]	Démonstrateur	Démonstrateur avec cales mécaniques	Solidworks oeillet M4	Solidworks oeillet M5
θ max	[-26 ; 26]	[-26 ; 26]	[-23 ; 23]	[-23 ; 23]
δ_{FD} ($\theta = 0$ [°]) max	$\approx$ [-27 ; 28]	$\approx$ [-22.5 ; 24]	[-26 ; 26]	[-21 ; 21]
δ_{FD} ($\theta = -20$ [°]) max	$\approx$ [-12 ; 38]	$\approx$ [-6 ; 24]	[-12 ; 34]	[-9 ; 28]
δ_{FD} (θ max)	$\approx$ [-3 ; 38]	$\approx$ [-3 ; 24]	[-3 ; 34]	[-3 ; 28]

Tableau 4.1 – Synthèses des caractéristiques d'inclinaison et de braquage

Tout d'abord, il est surprenant d'observer la différence non négligeable de 3 [°] entre la valeur maximale d'inclinaison attendue et celle mesurée sur le prototype. Celle-ci peut être due à la flexion du nez inférieur qui n'est pas modélisée sur Solidworks®. Ce fléchissement augmente la distance entre le nez inférieur et supérieur, donnant une plus grande amplitude de mouvement au pendule-T et, par conséquent, une inclinaison du véhicule plus importante.

Ensuite, la troisième colonne montre que les cales mécaniques, qui ne sont autres que des vis dans la pièce de raccordement de direction (voir section 3.1.2), ne sont pas positionnées symétriquement par rapport à l'axe du véhicule. Une correction peut être faite en changeant les têtes de ces vis de façon à réduire l'amplitude de mouvement de la fourche de direction ou à l'augmenter.

Enfin, une grande différence d'amplitude de δ_{FD} est présente. Ces limites sont dues à l'interférence entre le porteur de roue et l'attache de la bielle de suspension. Il est donc préférable

4. L'assemblage avec un oeillet M5 serait identique à celui expliqué à la section 3.1.1 pour les oeillet M4. L'angle maximale admissible η (fig. 3.6) de l'oeillet M5 est de 30 [°] au lieu de 35 [°] pour le M4, voir Annexe E. À cause de l'assemblage avec les entretoises (fig. 3.7), l'amplitude finale pour un M5 est de 23 [°] au lieu de 29.5 [°] pour le M4.

de ne pas incliner le véhicule à son maximum afin de garder une ampleur de mouvement pour le système de direction.

4.3 Contrôle des moteurs

Grâce aux programmes Easy Motion Studio de Technosoft® et *EPOS* UserInterface de Maxon®, les moteurs peuvent être calibrés et testés afin de valider la conception électromécanique du chapitre 3.

4.3.1 Moteur de propulsion

Test à vide Le premier test à effectuer est de contrôler le moteur sans qu'il soit relié au système de transmission (sans la courroie donc). La vitesse (fig. 4.1) suit la consigne sans problème, tandis que le couple (fig. 4.2) possède une valeur très faible et presque constante. Cette courbe possède une forme cyclique qui s'explique, en partie, par des imperfections dans les roulements utilisés (voir section 3.3.1). En effet, ils possèdent des frottements non uniformes lors de leur rotation. Le pic de couple autour de $t = 10$ [s] est une perturbation arbitraire extérieure qui n'est pas du tout ressentie au niveau de la vitesse, ce qui montre l'efficacité du contrôleur intégré au driver Technosoft®.

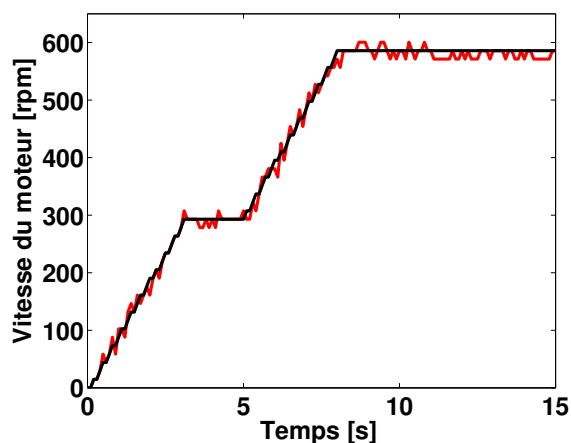


Figure 4.1 – Test sans courroie du moteur de propulsion : vitesse

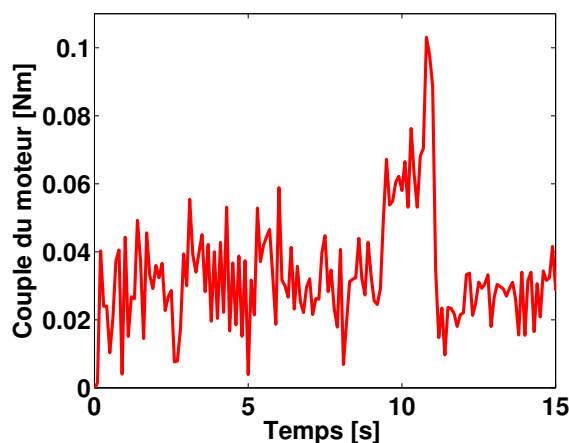


Figure 4.2 – Test sans courroie du moteur de propulsion : couple

Test de l'influence de la courroie L'objectif est de caractériser l'influence du frottement de l'ensemble de la transmission arrière avec notamment les frottements dans la courroie crantée. Le moteur tourne "en l'air", c'est à dire que la roue ne touche pas le sol. Pour un test, la courroie est retirée. Ensuite, la courroie est tendue de plus en plus afin d'observer l'influence sur le contrôle en vitesse et sur le couple.

La figure 4.3 présente les vitesses pour les différents tests dans lesquels deux rampes de vitesses sont exigées au contrôleur. Une courroie doit en général être tendue de telle sorte à ce qu'un homme puisse facilement la tourner sur elle-même de 90° . Les vitesses suivent de manière précise la consigne, le contrôleur fonctionne assez bien pour ce cas simple.

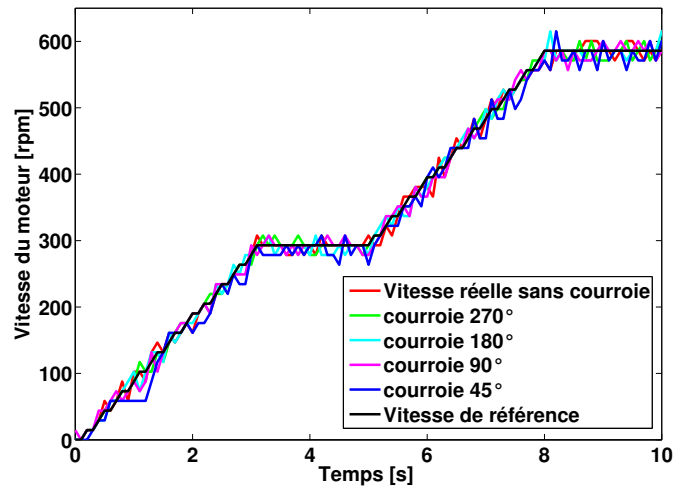


Figure 4.3 – Test de l’influence de la tension de la courroie sur moteur de propulsion : vitesse

L’erreur quadratique moyenne MSE est calculée au Tableau 4.2 [62]. Une courroie pouvant tourner de 180 ° semble le plus précis.

test	Sans courroie	270 °	180 °	90 °	45°
$MSE\ [(m/s)^2]$	122.8	126.6	75	139.47	287.53

Tableau 4.2 – Erreurs moyennes dans le contrôle de vitesse selon la tension de la courroie

Cependant, les couples associés à ces tests permettent d’observer qu’augmenter la tension augmente le couple du moteur (Tableau 4.3). Ces couples possèdent également un caractère cyclique (fig. 4.4). Avoir une courroie trop tendue augmente le moment résistif au niveau des roue dentées et, par conséquent, le couple moteur nécessaire pour atteindre une même vitesse. Le cas limite survient quand le moteur ne démarre pas tellement le couple demandé (et donc le courant) est important et dépasse la limite autorisée.

Tests	Sans courroie	270°	180°	90°	45 °
Couple moyen [Nm]	0.0323	0.0571	0.0495	0.069	0.1244

Tableau 4.3 – Couples lors du test sur l’influence de la courroie

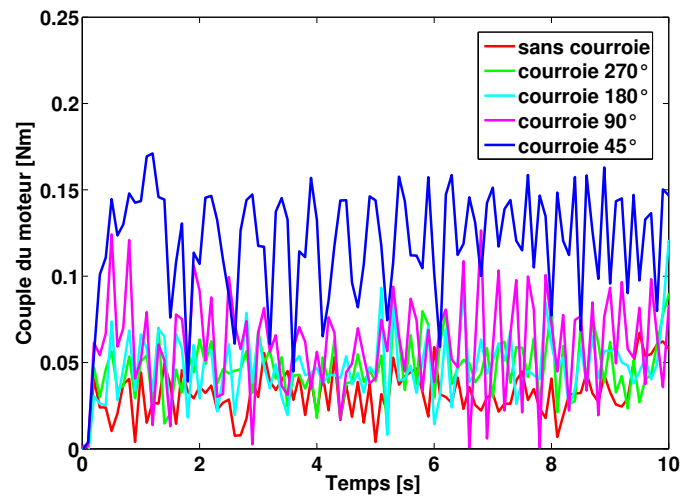


Figure 4.4 – Test de l'influence de la tension de la courroie sur moteur de propulsion : couple

Test sur le sol plat Essayer le démonstrateur sur le sol permet de caractériser le moteur en situation réelle, en observant l'accélération maximale ainsi que le comportement du contrôleur et sa consommation. La figure 4.5 présente un premier test lors duquel le véhicule atteint deux vitesses différentes (≈ 3.85 [km/h] et ≈ 7.7 [km/h]). Le couple (fig. 4.6) augmente lors des deux accélérations mais, dû à la masse du véhicule, la consigne est suivie plus difficilement.

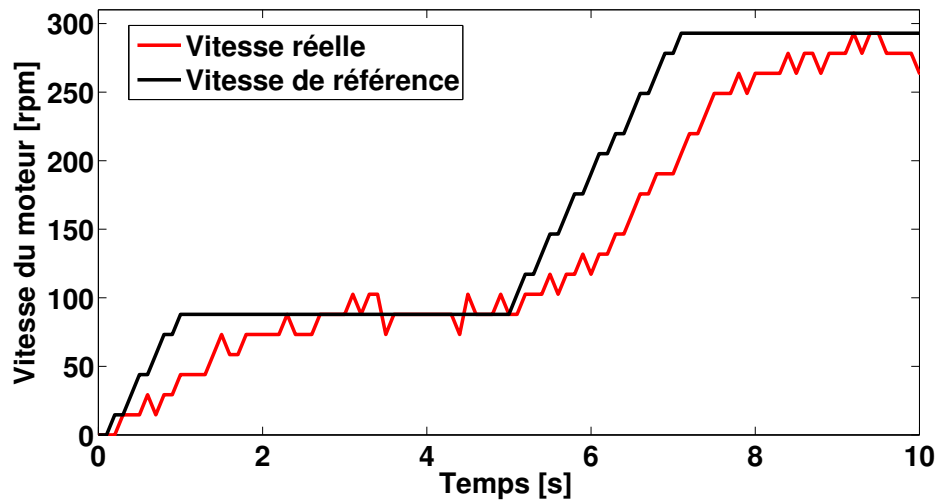


Figure 4.5 – Test du moteur de propulsion sur sol plat : vitesse

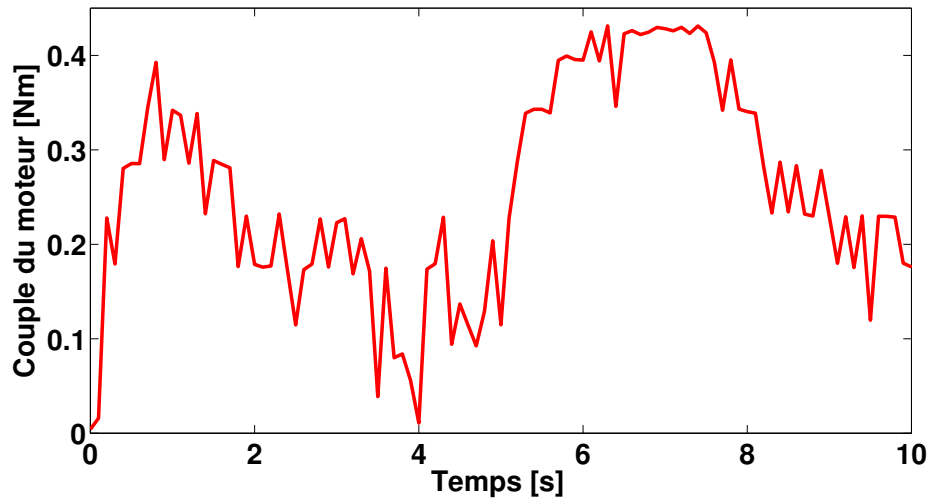


Figure 4.6 – Test du moteur de propulsion sur sol plat : couple

Malheureusement, un test pour essayer d'estimer la vitesse maximale du véhicule (souhaitée à 30 [km/h], voir Introduction) n'est pas possible en pratique parce que le démonstrateur ne contient pas encore de contrôleur embarqué et doit être commandé via un ordinateur externe, par câble.

Test d'accélération maximale Démarrer le véhicule, sur un sol plat, en essayant d'accélérer au maximum possible, montre que la puissance du moteur est trop faible pour atteindre les exigences souhaitées. En effet, pour atteindre une consigne de vitesse (fig. 4.7), le courant sature à sa valeur maximale admissible (8 [A], fig. 4.8) avant de redescendre à sa valeur nominale ≈ 4 [A]. Or, en calculant l'accélération au démarrage (Tableau 4.4), les valeurs sont bien en dessous de l'accélération souhaitée de 2 [m/s^2] (voir section 3.5.1).

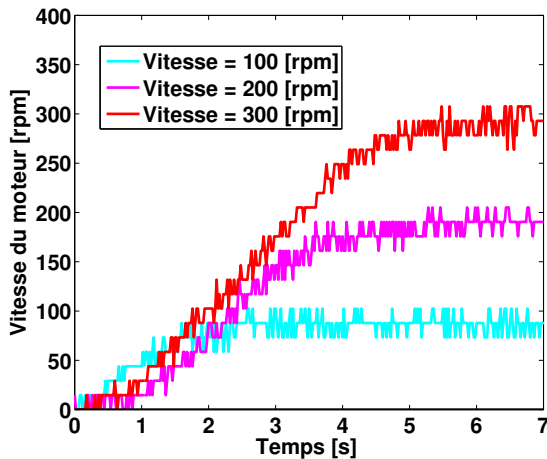


Figure 4.7 – Test de l'accélération du moteur de propulsion sur un sol plat : vitesse

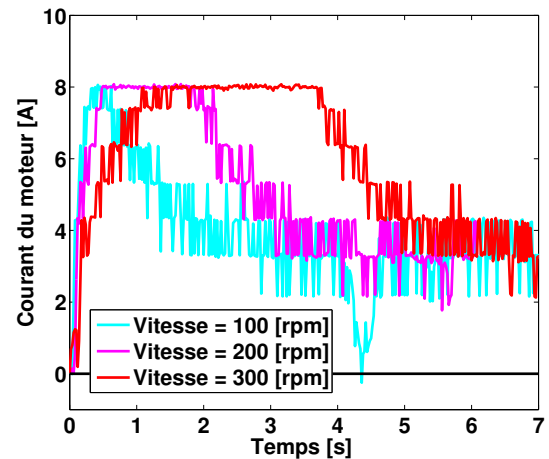


Figure 4.8 – Test de l'accélération du moteur de propulsion sur un sol plat : couple

Tests	100 [rpm]	200 [rpm]	300 [rpm]
Accélération [m/s^2]	0.41	0.52	0.63

Tableau 4.4 – Accélération au démarrage sur sol plat

Test sur sol rugueux D'autres tests ont été réalisés à l'extérieur sur un sol rugueux (pavés non homogènes). Dans le cas d'une montée ou d'un sol plat rugueux, le moteur n'arrive pas à faire démarrer le démonstrateur parce que le couple demandé est trop grand. Par contre, pour une légère pente, le démonstrateur avance avec la vitesse demandée (fig. 4.9) et un couple qui varie fort à cause des irrégularités du sol (fig. 4.10).

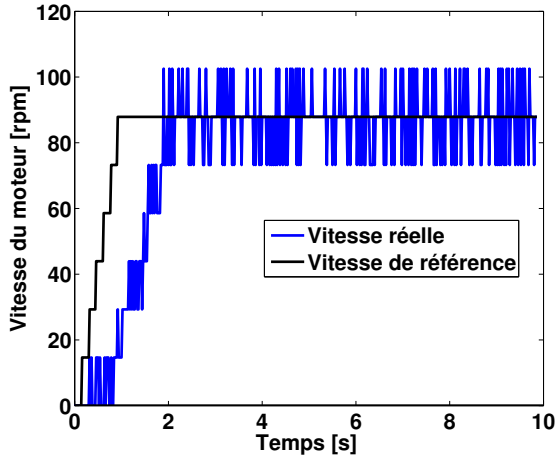


Figure 4.9 – Test du moteur de propulsion sur un sol rugueux : vitesse

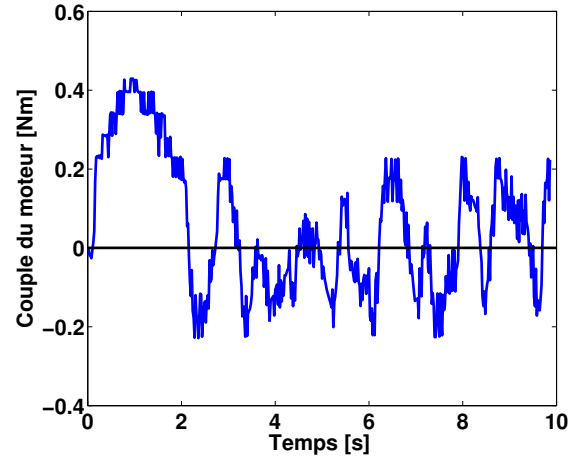


Figure 4.10 – Test du moteur de propulsion sur un sol rugueux : couple

Ce problème provient d'une erreur dans le dimensionnement parce que le couple à développer a été sous estimé. Le système de transmission injecte des frottements non négligeables qui n'ont pas été pris en compte. Une solution serait de remplacer l'actionneur avec un moteur qui permet d'obtenir des couples plus élevés (via par exemple un réducteur) mais cela impliquerait surtout un encombrement et une masse plus importants, pouvant déséquilibrer le train arrière. D'autres solutions, plus simples, sont envisageables telles qu'une aide manuelle au démarrage (poussée manuelle, rampe de lancement) ou une modification du rapport de transmission des poulies pour augmenter le couple transmis⁵.

4.3.2 Moteur de direction

La présence d'un jeu en rotation entre le moteur et la fourche de direction a été discuté dans la section 3.1.2. Les analyses faites ici concernent donc la valeur mesurée au niveau de l'arbre du moteur par l'encodeur de celui-ci, supposée être égale à δ_{FD} .

Test sur sol dur Le contrôle en position de la fourche de direction⁶ lors d'une consigne arbitraire de la forme visible sur la figure 4.11 fonctionne, même lorsque le véhicule est légèrement penché (les courbes se superposent, et le comportement est symétrique entre l'inclinaison à gauche et à droite). En revanche, lorsque le véhicule est incliné au maximum, la limite géométrique imposée par la rencontre du porteur de roue sur l'attache de la bielle de suspension s'observe (fig. 4.12). La courbe $\theta = 26$ [°] montre 2 paliers dus à ce blocage mécanique. Ceux-ci ne se trouve pas au même δ_{FD} ce qui illustre le jeu dans le système de direction. En effet, les valeurs sur le graphe sont prises à l'encodeur du moteur. L'arbre tourne donc plus que la fourche de direction qui est bien bloquée pour un même δ_{FD} .

5. Ce qui ne poserait pas de problème au niveau de la vitesse vu les performances du moteur.

6. Il s'agit bien de δ_{FD} et non de la direction moyenne au roue, très compliqué à mesurer en pratique.

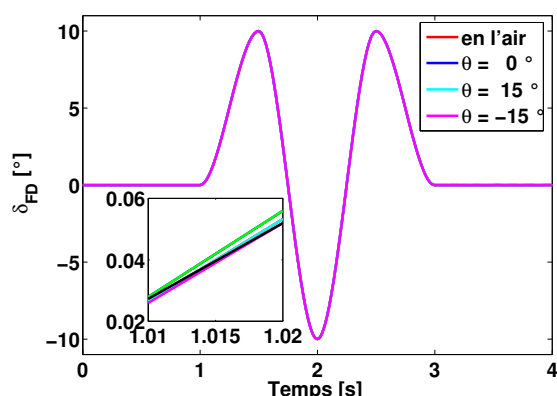


Figure 4.11 – Test du moteur de direction du véhicule en l’air à inclinaison θ nulle et sur sol dur pour différentes valeurs de θ

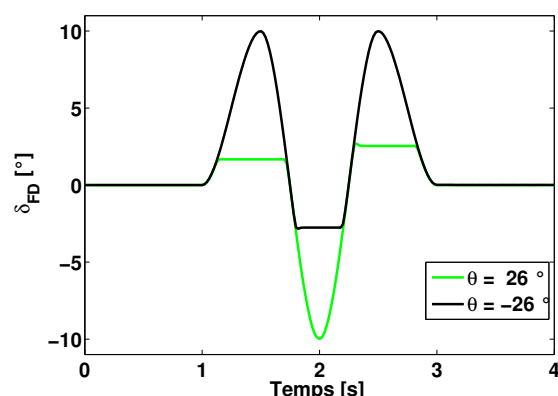


Figure 4.12 – Test du moteur de direction du véhicule sur sol dur pour une inclinaison maximale $\theta = |26| [^\circ]$

Test sur sol mou En testant sur un sol meuble⁷, le comportement montre une limitation du moteur parce que le couple à développer est plus élevé. La position n’atteint pas la commande exigée parce que le courant du moteur sature à sa valeur maximale admissible. Les blocages présents sur la figure 4.13 ne représentent donc pas nécessairement les limites géométriques du véhicule. Une certaine asymétrie des courbes s’observe lorsque le tricycle est au sol. Lorsque la direction des roues est rectiligne et le véhicule au repos, le braquage demande un plus grand couple que lorsque les roues sont initialement braquées pour revenir à une direction rectiligne. Ce phénomène, couplé à l’inertie du système s’observe sur le graphe ci-dessous.

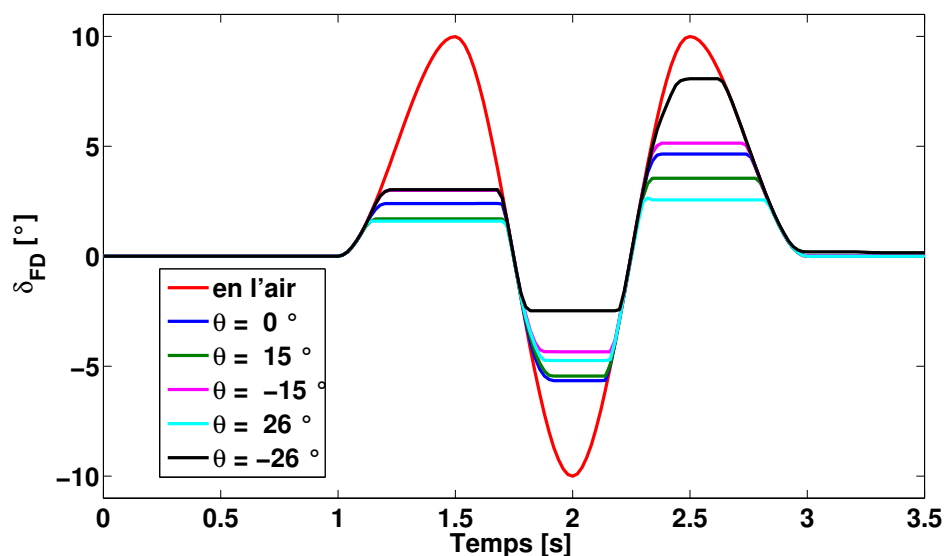


Figure 4.13 – Test du moteur de direction du véhicule sur sol mou pour différentes valeurs d’inclinaison θ

Test de rapidité de la commande Afin d’évaluer la vitesse à laquelle le moteur peut commander la fourche, plusieurs consignes ayant la même forme mais d’une durée de plus en plus courte permettent d’observer qu’à partir d’une certaine durée le moteur n’est plus capable

7. Un mousse qui ressemble à un tapis de gym.

de suivre la consigne. En effet, sur la figure 4.14 les courbes mauve et bleue n'effectuent pas la forme demandée, le contrôleur est en retard. Au contraire, les courbes vertes et noires suivent parfaitement la consigne. La vitesse maximale du moteur de 500 [°/s] est atteinte lorsque la durée du mouvement vaut 0.8 [s]. Le couple lors de ce contrôle atteint des valeurs entre 2 et 2.5 [Nm], comme attendu lors du dimensionnement (section 3.5.2).

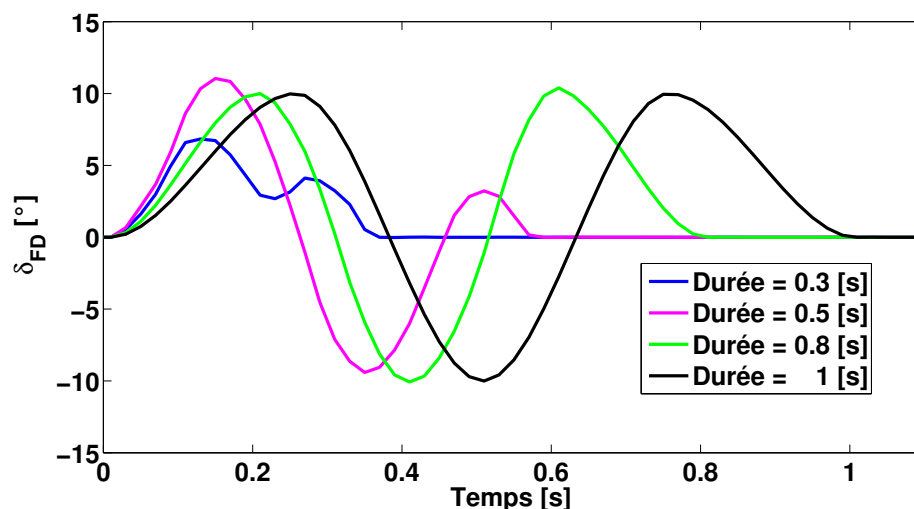


Figure 4.14 – Position de la fourche de direction pour différentes durées de commande

4.3.3 Moteur d'inclinaison

À cause d'un problème sur une carte *PCB* (voir annexe F), le driver Technosoft® prévu initialement n'arrive pas à contrôler le moteur d'inclinaison. Utiliser un autre driver *EPOS* de Maxon® a permis de solutionner le problème, ce qui change légèrement les connectiques du circuit électrique global sans en changer le principe.

De ce fait, le *driver* utilisé est différent de ceux pour les deux autres moteurs, et le programme ne permet pas de facilement tester la rapidité de la commande. Néanmoins, vu les test réalisés, le moteur répond de manière précise et rapide.

Le moteur *DTC* analysé ici actionne le basculement du véhicule via l'angle θ_b (voir section 1.3.1). Tous les tests ci-dessous sont réalisés lorsque le véhicule est posé sur le sol.

Calibrage du contrôleur PID La première étape a consisté au calibrage du contrôleur *PID* (voir annexe G). Différents tests ont permis d'obtenir le comportement visible sur les figures 4.15 et 4.16. Initialement positionné avec un angle de basculement θ_b d'environ 12 [°], avec un couple résiduel, le moteur répond à un échelon de consigne très rapidement, sans dépassement, ni erreur statique. Les couples développés sont assez importants (20-25 [Nm]) et la vitesse correspond à un seul pic très raide allant jusque 120 [°/s].

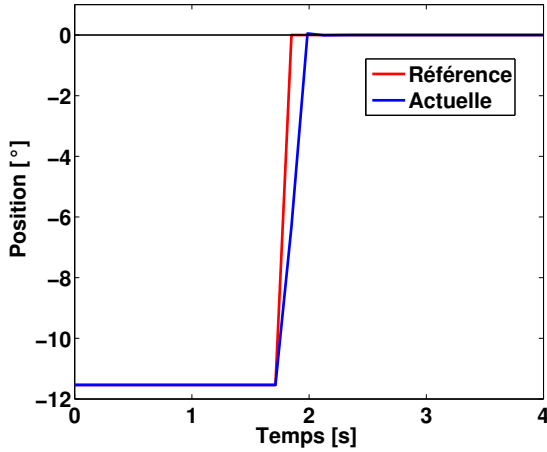


Figure 4.15 – Contrôle du moteur d’inclinaison pour un échelon de consigne : position

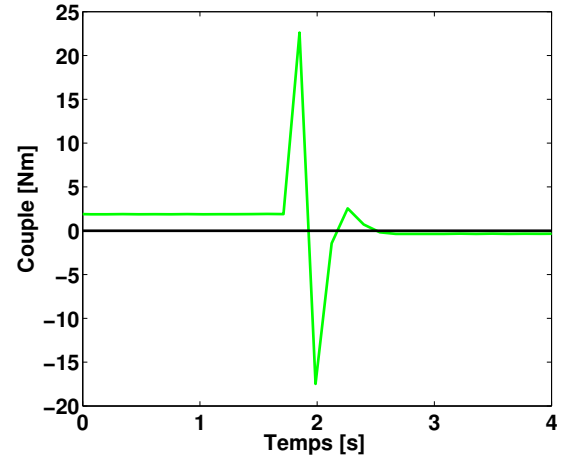


Figure 4.16 – Contrôle du moteur d’inclinaison pour un échelon de consigne : couple

Test du contrôleur pour une consigne Avec le contrôleur ainsi déterminé, une consigne plus lisse et donc plus réaliste est appliquée pour le test de la figure 4.17. Lors du redressement du véhicule (θ_b de ≈ 12 [°] jusque 0 [°]), le contrôleur a plus de difficulté à bouger le véhicule mais, ensuite, rattrape la consigne demandée. En effet, redresser le tricycle nécessite plus de couple que l’incliner mais l’erreur reste faible. Lors de ce test, la vitesse correspond simplement à deux créneaux qui plafonnent à 16 [°/s].

La position de la fourche de direction n’influence pas significativement les tests réalisés. En effet, la différence de couple à appliquer, due à un δ_{FD} non nul, est minime et ne s’observe pas dans le contrôle en position.

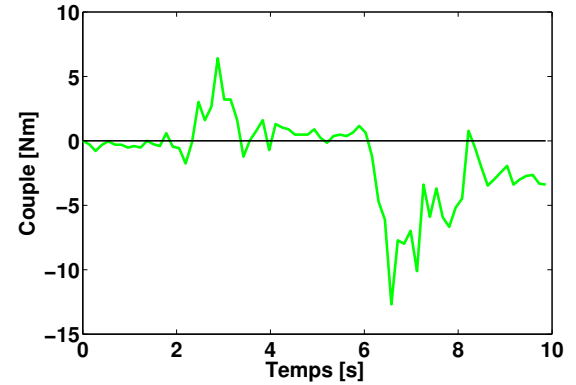
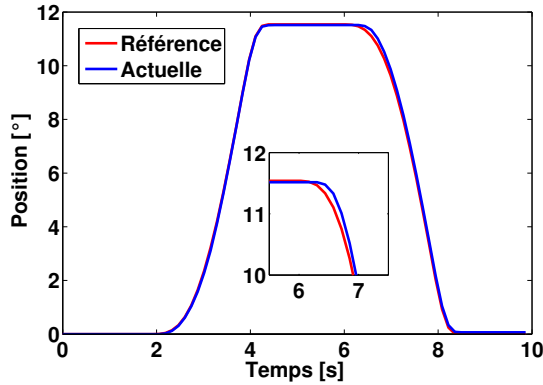


Figure 4.17 – Respectivement, test de la position (qui correspond à l’angle de basculement θ_b) et du couple du moteur d’inclinaison du véhicule en fonction du temps pour une consigne lisse

Test du contrôleur pour une série de consignes Afin de tester le moteur pour une série de mouvements consécutifs, le véhicule est initialement penché avec $\theta_b = 25$ [°] et différentes consignes sont appliquées pour basculer le véhicule dans l’autre sens. Le contrôle en position semble idéal mais, en réalité, ces valeurs correspondent aux mesures de l’encodeur du moteur et pas nécessairement à la position réelle du véhicule. Comme expliqué dans la section 3.1.3, le pendule-T glisse par rapport à l’axe à cause de la déformation de la pièce en aluminium, ce

qui provoque un jeu entre l'actionneur et le train avant. Dès lors, l'arbre moteur se déplace jusqu'à un angle de -33 [°] alors que les limites géométriques bloquent le tricycle à un angle de basculement $\theta_b = -30$ [°] et une inclinaison de $\theta = -26$ [°].

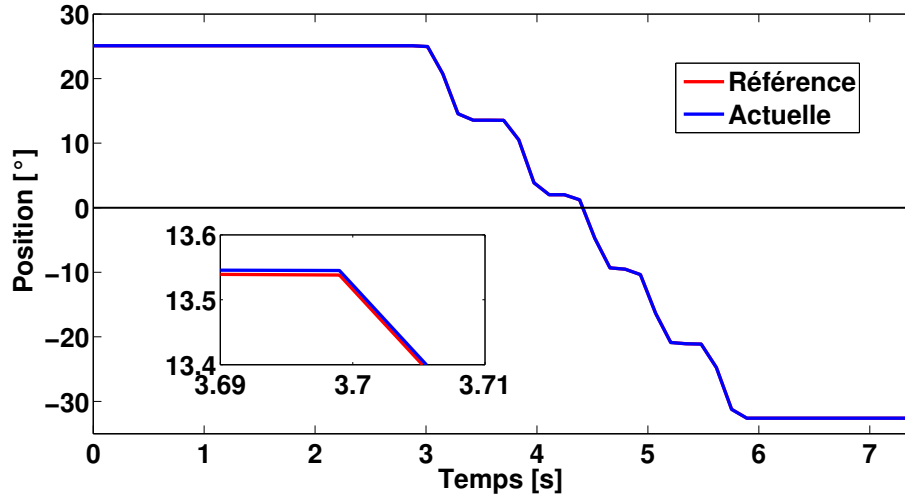


Figure 4.18 – Test de la position du moteur d'inclinaison du véhicule en fonction du temps, pour différentes consignes

Concernant les vitesses, de simples pics permettent ce contrôle si rapide (fig. 4.19). Au départ d'un couple résiduel parce que le véhicule est penché, le moteur atteint des valeurs non négligeables de couple (-30 [Nm]) pour redresser le véhicule. Cependant, à la fin du test, le couple est proche de zéro parce qu'en réalité l'inclinaison est limitée par la géométrie du train avant. La consommation du moteur *DTC* n'est pas très conséquente⁸ avec une moyenne de 0.5 [A] lors de ce test de 7 secondes.

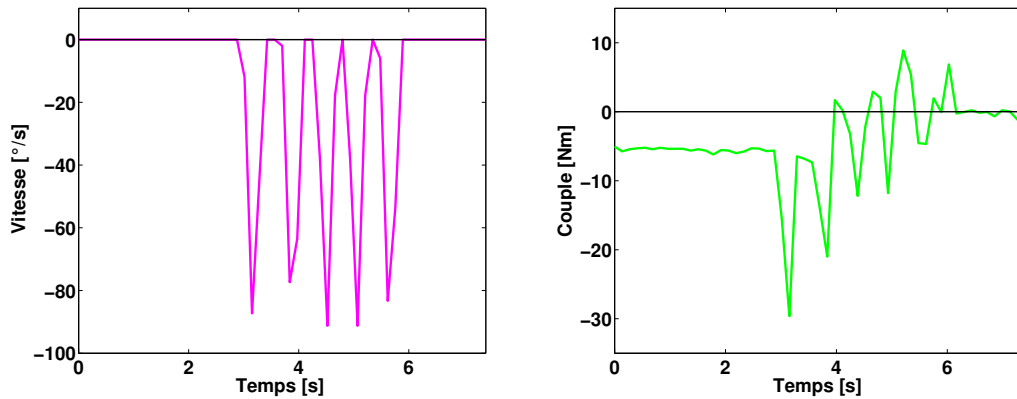


Figure 4.19 – Respectivement, test de la vitesse et du couple du moteur d'inclinaison en fonction du temps pour plusieurs consignes consécutives

Mesure du roulis Le Pixhawk (voir section 3.6) permet, grâce à son *IMU*, de mesurer d'une façon externe l'inclinaison du châssis. En le plaçant sur le véhicule, la différence entre l'angle de basculement et d'inclinaison peut être observée (fig. 4.20). En effet, le Pixhawk fournit

8. Néanmoins, le contrôle *DTC* du véhicule est énergivore lorsqu'il est utilisé pour de grandes vitesses V à cause de l'effet centrifuge (voir section 2.3.1).

la valeur d'inclinaison θ , tandis que la mesure à la sortie du moteur⁹ est le basculement θ_b . De plus, la courbe du Pixhawk ne se stabilise pas à zéro, preuve supplémentaire que le pendule-T glisse par rapport à son axe. Or, si $\theta = 0$ [°], θ_b doit valoir également 0 [°]. Enfin, la courbe verte représente la consigne fournie au moteur qui suit parfaitement celle-ci. Les courbes bleue et verte sont donc superposées, ce qui montre à nouveau la précision du contrôleur.

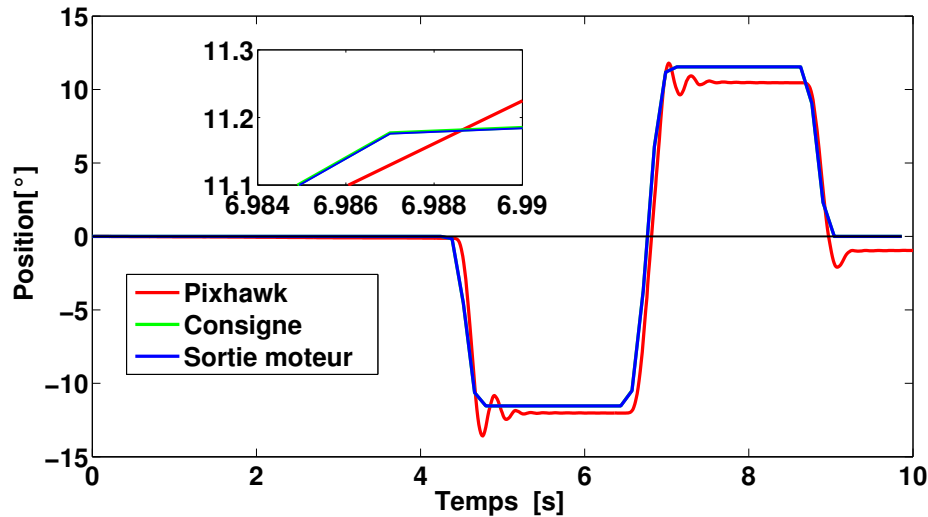


Figure 4.20 – Test de la position du moteur d'inclinaison en fonction du temps, par rapport à la mesure du roulis fournie par le Pixhawk

Au niveau de la vitesse angulaire, les valeurs divergent également, en partie pour les mêmes raisons. Cependant, à cela s'ajoute le fait que le Pixhawk est fixé via des scratchs. Il possède donc un mouvement relatif par rapport au châssis : il peut osciller légèrement. Dès lors, les valeurs mesurées montrent ces oscillations. À terme, il serait nécessaire de fixer correctement le Pixhawk afin de limiter ces imprécisions de mesures¹⁰.

9. Correspond à la sortie du réducteur, donc tient compte du rapport de réduction.

10. De nombreux tutoriels existent sur internet, notamment [63].

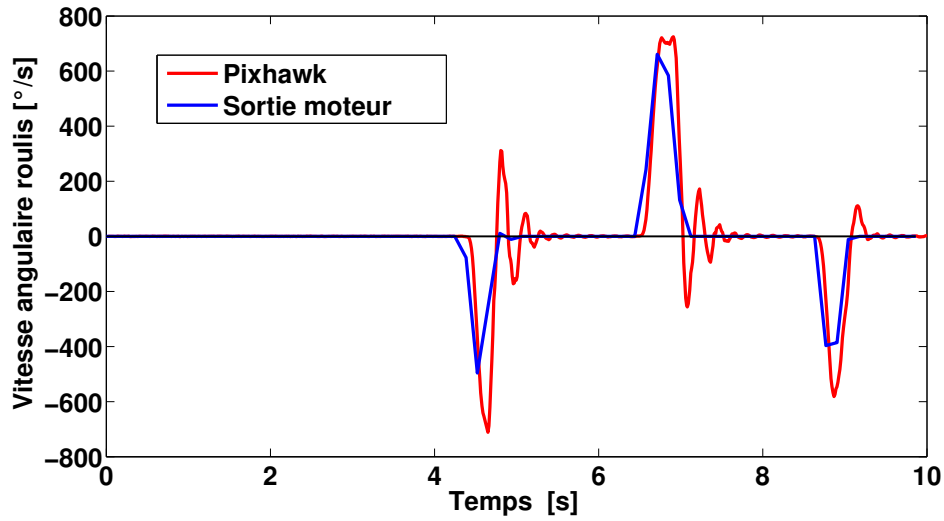


Figure 4.21 – Test de la vitesse du moteur d’inclinaison en fonction du temps par rapport à la mesure du roulis fournie par le Pixhawk

Visualisation des limites géométriques Ce dernier test du moteur *DTC* permet de visualiser une nouvelle fois le décalage de position à la sortie de l’encodeur avec le l’angle de roulis dû au glissement du pendule-T. En effet, la consigne demandée au moteur le pousse au delà des limites géométriques. Par conséquent, celui-ci force sur la mécanique et fait glisser le pendule-T sur le nez inférieur. Dès lors, la valeur mesurée par le moteur vaut ≈ -33 [°] alors que le châssis se bloque en réalité à $\theta_b = -30$ [°] (fig. 4.22). Du fait de cette erreur, le moteur ne remet pas le châssis bien droit, il reste incliné de ≈ -4 [°]. Ce genre d’erreur est à éviter absolument pour pouvoir contrôler le véhicule par *DTC*. L’amélioration technique détaillée dans la section 3.1.3 est donc nécessaire.

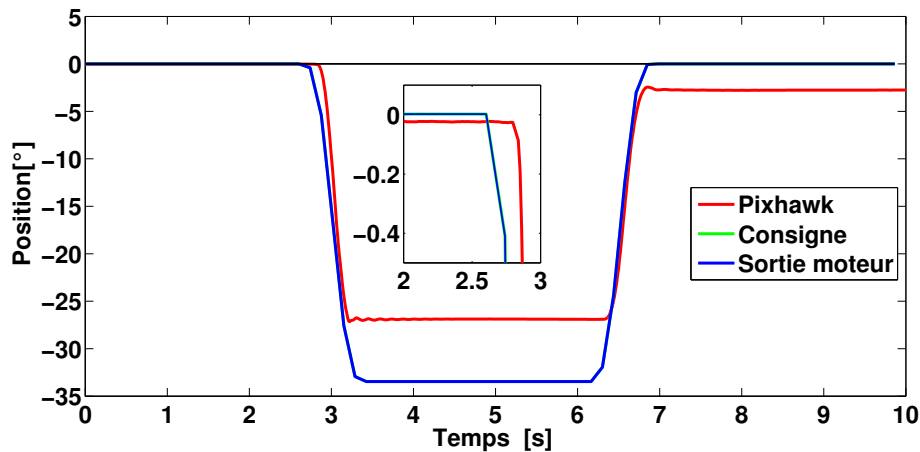


Figure 4.22 – Test de la position du moteur d’inclinaison en fonction du temps, par rapport au roulis mesuré à l’aide du Pixhawk

4.4 Tests sur le banc d'essai

Dans le but de visualiser les modes du véhicule (voir section 2.2), le tricycle peut être testé sur un banc d'essai qui consiste en un tapis roulant dont la vitesse peut être modifiée (fig. 4.23).

Les degrés de liberté du véhicule sont laissés libres en déconnectant les moteurs. Seules des sangles de protections et/ou des élastiques permettent de s'assurer que le véhicule reste sur le tapis. Le véhicule peut être tiré ou poussé selon qu'il est maintenu par l'avant ou l'arrière du véhicule. Le banc d'essai a été réalisé dans le cadre d'un travail de fin d'étude précédent [64].

N'ayant pas été conçu pour ce test, le moteur du banc d'essai ne parvient pas à actionner le tapis à basse vitesse à cause de la masse du démonstrateur, supérieure à celle du vélo qui est normalement placé sur le tapis (21.5 [kg] au lieu de 10.6 [kg]) et les frottements des pneus sont également différents. La courroie à l'arrière du véhicule est retirée afin d'éviter des frottements inutiles.

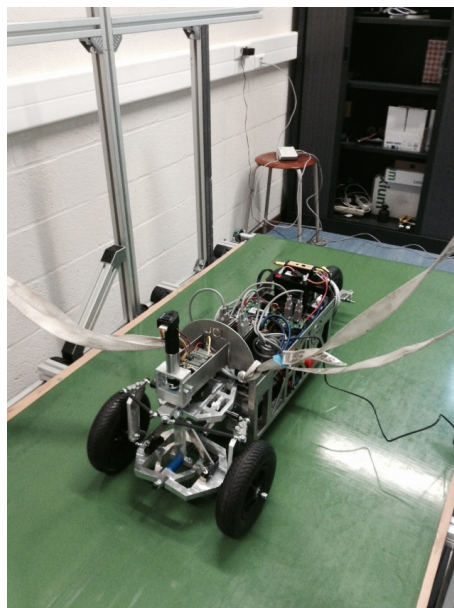


Figure 4.23 – Vue du démonstrateur sur le banc d'essai

L'objectif de ces tests est de reproduire un comportement en ligne droite à vitesse constante (équilibre quasi-statique, voir section 2.1.2). Il devrait être possible d'observer l'instabilité du véhicule en diminuant doucement la vitesse jusqu'à ce que celle-ci soit en dessous de la vitesse d'auto-stabilité (voir section 2.1.3)¹¹. Les différents paramètres géométriques variables pourraient alors être analysés afin de trouver leur influence sur la stabilité du tricycle.

Les tests n'ont malheureusement pas donné beaucoup de résultats mais ont permis de mettre en évidence certains défauts nécessitant des améliorations qui ont été abordées dans ce rapport. En effet, le prototype semble instable quelque soit la vitesse, et ce pour de nombreuses raisons. Premièrement, l'ensemble de la direction sur le démonstrateur n'est pas parfaitement centré par rapport au train avant, à cause de la flexion des tôles découpées laser en acier. Ce phénomène provoque également des vibrations et un problème pour obtenir un réglage symétrique du pinçage (voir section 3.2). Deuxièmement, les nombreuses vibrations, dues au moteur utilisé pour le tapis roulant, perturbent le tricycle. Troisièmement, lorsque le véhicule commence à se mettre de biais par rapport à la direction d'avance du tapis, les effets dynamiques changent. Par conséquent, la vitesse appliquée devient légèrement latérale par rapport à la direction du prototype. Les frottements augmentent alors considérablement, ce qui freine le tapis, impliquant ainsi une chute de la vitesse. Tous ces éléments, dus aussi bien à la mécanique du tricycle qu'au banc d'essais trop peu puissant, font que le véhicule n'est pas stable sur le banc d'essai.

Un test simplifié permet toutefois de visualiser l'attitude du démonstrateur en analysant ses trois angles d'orientation et de valider le bon fonctionnement du Pixhawk. En serrant l'inclinaison et pour une vitesse de ≈ 11 [km/h], le prototype conserve environ la ligne droite mais sans être réellement stable (fig. 4.24). Après 30 secondes de test, la fourche de direction est

11. À cause des frottements importants entre le tapis et la structure du banc d'essai, la vitesse du moteur du banc d'essai ne correspond pas exactement à celle du tapis. Un instrument de mesure externe permet de s'assurer de la valeur réelle de la vitesse d'avance lors des tests.

manuellement bougée sous forme d'un sinus afin d'imposer un mouvement en lacet. Le roulis suit alors logiquement avec un léger décalage temporel, le tangage étant négligeable. Le fait qu'il y ait du roulis montre le jeu sur le pendule-T vu que le nez inférieur est serré et ne tourne pas. Enfin, il est important de remarquer que les mesures sont faites via le Pixhawk et que, par conséquent, les problèmes de fixation expliqués précédemment restent d'application. À la fin du test, le véhicule ne se stabilise pas et conserve une valeur du lacet non nulle : le véhicule dévie latéralement et risque de sortir du tapis. Le test est alors arrêté.

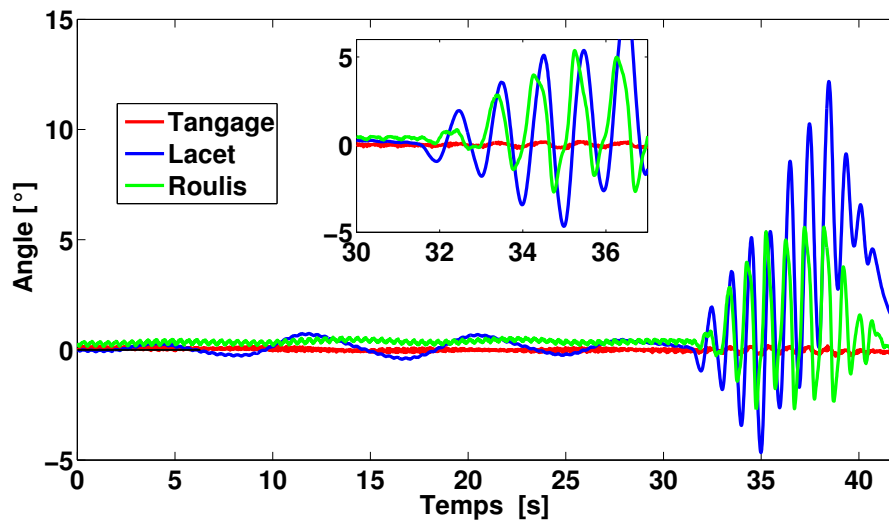


Figure 4.24 – Test du véhicule sur banc d'essai à 11 [km/h], avec mesures du tangage, du lacet et du roulis en fonction du temps via le Pixhawk ; Après 30 secondes, une perturbation sinusoïdale est appliquée à la fourche de direction

La mesure des vitesses est bruitée parce que le Pixhawk n'est pas fixé de façon assez rigide au châssis. Cependant, le côté cyclique du bruit, notamment pour le tangage avant la perturbation surgissant après 30 secondes, montre les vibrations cycliques provoquées par le banc d'essai (fig. 4.25).

La vitesse de lacet montre bien la perturbation sinusoïdale survenant après 30 secondes et qui se stabilise ensuite. La vitesse de roulis suit logiquement la même courbe avec un décalage temporel.

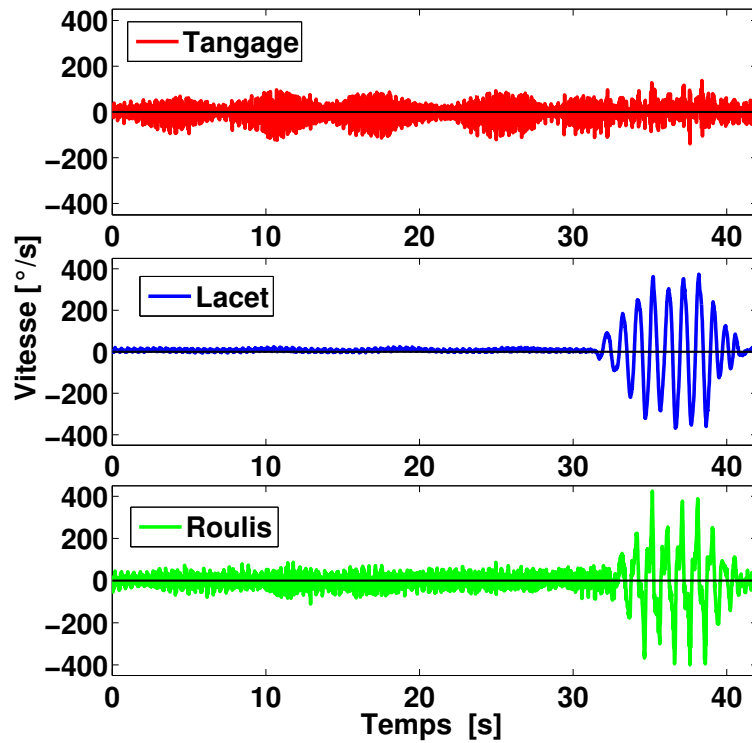


Figure 4.25 – Test du véhicule sur banc d’essai à 11 [km/h], avec mesures des vitesses de tangage, de lacet et de roulis en fonction du temps via le Pixhawk ; Après 30 secondes, une perturbation sinusoïdale est appliquée à la fourche de direction

4.5 Perspectives

Au vu des divers problèmes rencontrés dans le mémoire, un certain manque de temps s’est fait ressentir afin de réaliser tous les tests intéressants. En effet, l’objectif aurait été de pouvoir aller une étape supplémentaire et pouvoir analyser la stabilité du véhicule. Néanmoins, les tests de ce chapitre sont utiles pour valider la conception électromécanique. Dans l’optique de la reprise de ce mémoire par un ou plusieurs étudiants afin de continuer le projet, quelques idées des perspectives sont introduites ci-dessous.

Concernant l’analyse dynamique, différents points pourraient être analysés en Robotran : l’influence de l’inertie des moteurs sur le contrôle, la quantification des frottements notamment sur le moteur de propulsion, le comportement du véhicule et du contrôleur sur un sol qui n’est pas plat, etc.

Au niveau électromécanique, plusieurs éléments d’améliorations ont déjà été cités au début de ce chapitre, par exemple l’ajout d’un frein électromagnétique, d’une télécommande, ou l’ajout de suspensions de type ressort-amortisseur à la place des trois bielles de suspension. Divers capteurs supplémentaires pourraient être insérés tels qu’un *GPS*, des capteurs de position angulaire, capteurs de consommation au niveau des batteries, etc.

Enfin, l’objectif principal de ce prototype est de tester et valider les contrôleurs *DTC* et *STC* dans le but de les combiner et de tirer profit de leurs avantages respectifs à basse et haute vitesse. L’idée est de pouvoir implémenter et essayer différents types de contrôleur et de les comparer avec la théorie de l’analyse numérique réalisée via Robotran.

Conclusion

L'intérêt de la recherche sur les véhicules inclinables à voie étroite *NTV* se développe de plus en plus parce que ces véhicules peuvent apporter une solution au problème de congestion routière. Le démonstrateur tricycle à échelle réduite conçu dans le cadre de ce mémoire permet d'illustrer ce type de véhicule, avec l'objectif de tester et de valider les contrôleurs *DTC* et *STC*.

L'objectif majeur de ce mémoire a consisté en la conception électromécanique d'un prototype à partir de zéro. Sur base d'un modèle dynamique virtuel et d'un cahier des charges reprenant diverses contraintes, différentes étapes ont été nécessaires.

Tout d'abord, une analyse dynamique théorique du comportement du véhicule via le logiciel Robotran a mis en évidence l'influence de certains paramètres sur la stabilité du véhicule. Cette analyse doit être vérifiée via des tests sur le prototype grâce aux réglages disponibles sur celui-ci.

En parallèle de cet aspect plus théorique, la création du prototype a résulté d'une conception électromécanique combinant de la conception purement mécanique sous SolidWorks® et l'intégration des éléments électroniques dans le véhicule. Les nombreux défis à résoudre ont nécessités plusieurs itérations sur le processus de conception et des améliorations techniques ont été implémentées tout au long de l'année.

Ce développement a débouché sur un démonstrateur mécaniquement bien abouti dont les caractéristiques ont été identifiées et répondent au cahier des charges imposé. L'intégration de l'électronique a permis d'effectuer des tests sur les trois actionneurs et de valider leur utilisation dans le prototype. Cependant, les difficultés dans la programmation du contrôleur embarqué ont empêché les tests du démonstrateur qui nécessitaient plusieurs actionnements simultanés.

Par ailleurs, un banc d'essai muni d'un tapis roulant a été utilisé pour tenter de valider une partie de l'analyse dynamique. Cependant, cette étape a été infructueuse à cause des différents défauts du tricycle et du banc d'essai. Par contre, ces tests ont permis de confirmer le fonctionnement du capteur *IMU* présent dans le contrôleur embarqué.

Diverses améliorations ont d'ores et déjà été proposées dans ce document afin de rendre le démonstrateur le plus complet possible. Citons néanmoins 4 pistes principales :

- Modifier la structure de l'ensemble de la direction afin de rigidifier cette partie et ainsi réduire les imprécisions dans la géométrie du train avant, ce qui devrait permettre de rendre le véhicule auto-stable.
- Finaliser l'intégration de l'électronique notamment au niveau des actionneurs pour valider leur usage simultané.
- Continuer le développement du contrôleur embarqué afin d'implémenter les deux méthodes

de contrôle *STC* et *DTC*.

- Insérer divers éléments de protection pour assurer la sécurité du démonstrateur, de ses utilisateurs et de son environnement.

En traitant de nombreux aspects techniques de notre formation en ingénieur civil tout en abordant la problématique d'une gestion de projet, ce mémoire clôture en beauté ces années passées à l'*UCL*. Notre travail en tant que mémorants s'arrête ici mais nous espérons que d'autres investigations via de futurs travaux de fin d'études permettront de développer tout le potentiel du démonstrateur.

Bibliographie

- [1] European Environment AGENCY. *Car occupancy rates*. 2015. URL : <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/occupancy-rates-of-passenger-vehicles/occupancy-rates-of-passenger-vehicles-1> (visité le 04/04/2017).
- [2] SAE INTERNATIONAL. *Active tilting system modeled for three-wheeled city vehicle*. 2014. URL : <http://articles.sae.org/12822/> (visité le 14/04/2017).
- [3] TOYOTA. *Toyota i-ROAD Le véhicule de mobilité individuelle*. 2017. URL : <https://www.toyota.fr/world-of-toyota/concept-cars/i-road.json> (visité le 14/04/2017).
- [4] Q. DOCQUIER, A. VERL  et P. FISETTE. « Narrow Tilting Vehicle (NTV) Control through MBS Modelling : Comparison of Direct and Steering tilt Controls ». In : *Proceedings, Bicycle and Motorcycle Dynamics* (2016).
- [5] Johannes EDELMANN et Manfred PL CHI. « Electronic stability control of a narrow tilting vehicle ». In : *SAE international* 4 (2011), p. 1006–1013.
- [6] Sang-Gyun SO et Dean KARNOPP. « Active Dual Mode Tilt Control for Narrow Ground Vehicles ». In : *Vehicle System Dynamics*, 27 (1997), p. 19–36.
- [7] James William ROBERTSON. *Active Control of Narrow Tilting Vehicle Dynamics*. Rapp. tech. Department of Mechanical Engineering University of Bath, f v. 2014.
- [8] A. VERL  et P. FISETTE. « Generalized quasi-static equilibrium computation for vehicle dynamics optimization ». In : *The 4th Joint International Conference on Multibody System Dynamics* (2016).
- [9] A. VERL  et P. FISETTE. « A Dynamic-Based Approach for Road Vehicle Design : Application to a Three-Wheeler ». In : *ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics* (2015).
- [10] A. VERL  et P. FISETTE. « Design of an active tilting three-wheeler : optimization of the dynamic performances via multibody simulations ». In : (2016).
- [11] CEREM. *ROBOTRAN : Symbolic generator of multibody systems*. 2017. URL : <http://www.robotran.be/> (visité le 14/12/2016).
- [12] S. KIDANE et al. « A fundamental investigation of tilt control systems for narrow commuter vehicles ». In : *Vehicle System Dynamics* 46 (2008), p. 295–322.
- [13] Johannes EDELMANN, Manfred PL CHI et Peter LUGNER. « Modelling and analysis of the dynamics of a three-wheeled vehicle ». In : *Multibody System Dynamics* 26 (2011), p. 469–487.

- [14] Andrea Tonoli ANDREA FESTINI et Enrico ZENERINO. « New Trends and Developments in Automotive System Engineering ». In : sous la dir. de Prof. Marcello CHIABERGE. University Campus STeP Ri Slavka Krautzeka 83/A 51000 Rijeka, Croatia : Intech, jan. 2011. Chap. Urban and Extra Urban Vehicles : Re-Thinking the Vehicle Design, New Trends and Developments in Automotive System Engineering, p. 633.
- [15] Nicola AMATI et al. « Dynamic modelling and experimental validation of three wheeled tilting vehicles ». In : *Vehicle System Dynamics* 49 (2011), p. 889–914.
- [16] J. GOHL et al. *Development of a Novel Tilt-Controlled Narrow Commuter Vehicle*. Rapp. tech. Department of Mechanical Engineering University of Minnesota, mai 2006.
- [17] Rajesh RAJAMANI. *Development and Evaluation of a Novel Traffic Friendly Commuter Vehicle*. <http://www.its.umn.edu/Events/SeminarSeries/2006/Articles/Rajamani.html>. Oct. 2006.
- [18] SOLIDWORKS. *Homepage*. URL : <http://www.solidworks.fr/> (visité le 01/03/2017).
- [19] Moto APRILIA. *Té de fourche de direction pour quad*. 2017. URL : <https://www.50factory.com/1509-te-de-fourche-aprilia-rs-50-96-98-> (visité le 20/04/2017).
- [20] WIKIPÉDIA. *Centrale à inertie*. 2017. URL : https://fr.wikipedia.org/wiki/Centrale_C3A0_inertie (visité le 23/05/2017).
- [21] P. FISETTE. *MECA 2215 Vehicles Dynamics : 6 Road vehicles technology*. 2016.
- [22] P. GHIJSELING et S. TIMMERMANS. *LMECA2215 - Dynamique des véhicules : Rapport de projet : Analyse de la stabilité d'un véhicule tiltant à voie étroite*. Jan. 2017.
- [23] CEREM. *Modeling Multibody Systems with ROBOTRAN*. 2009. URL : http://www.robotran.be/images/files/Robotran_basics.pdf (visité le 28/03/2017).
- [24] P. FISETTE. *MECA 2215 Vehicles Dynamics : 2 Analysis Techniques*. 2016.
- [25] H.B. PACEJKA. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2006.
- [26] R.S. SHARP et al. « Advances in the Modelling of Motorcycle Dynamics ». In : *Multibody System Dynamics* 12 (2004), p. 251–283.
- [27] J.P. MEIJARD et al. « Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle : a benchmark and review ». In : *Multibody System Dynamics* 463 (2007), p. 1955–1982.
- [28] Arend L. SCHWAB. *Arend L. Schwab Curriculum vitae*. 2017. URL : <http://bicycle.tudelft.nl/schwab/> (visité le 15/04/2017).
- [29] V. COSSALTER et R. LOT. *Vibration modes of motorcycles*. 2016. URL : http://www.dinamoto.it/dinamoto/8_on-line_papers/wobble-weave/wobble-weave_eng.html.
- [30] WIKIPÉDIA. *Dynamique des cycles*. 2017. URL : https://fr.wikipedia.org/wiki/Dynamique_des_cycles (visité le 12/04/2017).
- [31] J. MOORE. *Low Speed Bicycle Stability : Effects of Geometric Parameters, MAE 223*. 2006. URL : http://www.moorepants.info/jkm/bh_mypapers/Low%5C%20Speed%5C%20Bicycle%5C%20Stability%5C%20-%5C%20Effects%5C%20of%5C%20Geometric%5C%20Parameters%5C%202006.pdf.
- [32] MISUMI. *Embout a rotule - Type à raccord à bille à 90 degres*. URL : <http://fr.misumi-ec.com/vona2/detail/110300372250/?KWSearch=embout+%C3%A0+rotule+type+raccord+%C3%A0+bille&Keyword=embout+%C3%A0+rotule+type+raccord+%C3%A0+bille&searchFlow=results2products> (visité le 04/04/2017).
- [33] MISUMI. *Homepage*. URL : <http://fr.misumi-ec.com/> (visité le 02/04/2017).

- [34] Robert C. Juvinall - Kurt M. MARSHEK. *Machine Component Design, fifth edition*. Wiley, 2012.
- [35] Maxon MOTORS. *Maxon Motor Products*. 2017. URL : <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/products> (visité le 10/04/2017).
- [36] FRENCH.ALIBABA.COM. *snowplow-electromagnetic-clutch*. 2017. URL : <https://french.alibaba.com/product-detail/good-quality-1401150-snowplow-electromagnetic-clutch-326697128.html> (visité le 28/05/2017).
- [37] MISUMI. *Timing Pulley Belt Selection Software*. 2016. URL : http://fatbtp.misumi.jp/FA_WEB/pulley_us/index.php (visité le 18/01/2017).
- [38] Décathlon BELGIQUE. *ROUE NOIRE POUR TROTTINETTE OXELO MF DIRT 200MM OXELO*. 2017. URL : https://www.decathlon.be/mf-dirt-roue-200mm-id_8317404.html (visité le 13/04/2017).
- [39] Maxon MOTORS. *Program 2016-2017*. 2017. URL : <http://epaper.maxonmotor.com/> (visité le 13/04/2017).
- [40] FAULHABER. *Micromoteurs C.C. Série 2657...CXR*. 2017. URL : https://fmcc.faulhaber.com/details/overview/PGR_3890_13818/PGR_13818_13813/fr/GLOBAL/ (visité le 12/01/2017).
- [41] Maxon MOTORS. *Program 2014/15 High Precision Drives and Systems*. 2015. URL : <http://pdf.directindustry.com/pdf/maxon-motor/program-2014-15/7173-600371.html> (visité le 18/05/2017).
- [42] AVAGO. *HEDS-5500 A06*. 2014. URL : <https://www.broadcom.com/products/motion-control-encoders/incremental-encoders/transmissive-encoders/heds-5500a06> (visité le 18/05/2017).
- [43] Px4 autopilot team DEVELOPPERS. *Pixhawk Autopilot*. 2017. URL : <https://pixhawk.org/modules/pixhawk> (visité le 19/04/2017).
- [44] Battery DISCOUNT. *Vente aux particuliers et professionnels*. 2017. URL : <http://www.batterydiscount.be/> (visité le 14/04/2017).
- [45] Px4 autopilot team DEVELOPPERS. *Pixhawk Flight Controller Hardware Project*. 2017. URL : <https://pixhawk.org/> (visité le 14/04/2017).
- [46] Odroid HARDKERNEL. *Product : Ordoid XU4*. 2013. URL : http://www.hardkernel.com/main/products/prdt_info.php?g_code=G143452239825 (visité le 14/04/2017).
- [47] TECHNOSOFT. *IDM680 - Intelligent Drives and Motors*. 2017. URL : <http://www.technosoftmotion.com/en/intelligent-drives-and-motors/other-drives/closed-frame/idm680> (visité le 18/04/2017).
- [48] TECHNOSOFT. *IBL2401 - Intelligent Drives and Motors*. 2017. URL : <http://www.technosoftmotion.com/en/intelligent-drives-and-motors/other-drives/closed-frame/ibl2401> (visité le 18/04/2017).
- [49] TECHNOSOFT. *Intelligent Drives and Motors*. 2017. URL : <http://www.technosoftmotion.com/en/products> (visité le 14/04/2017).
- [50] CAN in AUTOMATION (CIA). *CANopen - The standardized embedded network*. 2017. URL : <https://www.can-cia.org/can-knowledge/canopen/canopen/> (visité le 14/04/2017).
- [51] WIKIPÉDIA. *Bus informatique*. 2017. URL : https://fr.wikipedia.org/wiki/Bus_informatique (visité le 13/05/2017).

- [52] EUROCIRCUIT. *PCB - Printed Circuit Board*. 2017. URL : <http://www.eurocircuits.com/PCB-Printed-Circuit-Board/> (visité le 14/04/2017).
- [53] Px4 autopilot team DEVELOPPERS. *Pixhawk Flight Controller Hardware Project*. 2017. URL : https://pixhawk.org/peripherals/power_module (visité le 19/04/2017).
- [54] XSSENS. *IMU Inertial Measurement Unit*. 2017. URL : <https://www.xsens.com/tags/imu/> (visité le 14/04/2017).
- [55] TECHNOSOFT. *Easy motion studio*. 2017. URL : <http://technosoftmotion.com/en/motion-software/easymotion-studio> (visité le 18/04/2017).
- [56] N. NENQUIN et A. VERLÉ. *Conception d'un banc d'essai pour l'étude de la dynamique du véhicule automobile*. Rapp. tech. Université Catholique de Louvain - Ecole polytechnique de Louvain, juin 2013.
- [57] *iPOS CANopen Programming - User manual*. Technosoft. 2017.
- [58] The developpement TEAM. *UAVCAN*. 2017. URL : <http://uavcan.org/> (visité le 22/03/2017).
- [59] GITHUB. *CANopenNode/CANopenNode*. 2017. URL : <https://github.com/CANopenNode/CANopenNode> (visité le 24/03/2017).
- [60] Inc. Linux Foundation DRONECODE PROJECT. *QgroundControl*. 2017. URL : <http://qgroundcontrol.com/> (visité le 20/02/2017).
- [61] Open source COMMUNITY. *Ardu Pilot*. 2017. URL : <http://ardupilot.org/> (visité le 20/02/2017).
- [62] P. MIELKE et al. *Artificial Skill and Validation in Meteorological Forecasting*. 1995. URL : <http://www.aoml.noaa.gov/hrd/Landsea/artificial/> (visité le 18/04/2017).
- [63] UNKNOWN. *ArduPilot How to Build a Rover - Part5 - Vibration Foam Explanation*. 2016. URL : <https://www.youtube.com/watch?v=YEwnQbSVQPM> (visité le 14/05/2017).
- [64] F. HERINCKX et F. HUPPERTZ. *Développement d'un banc didactique et de son modèle multicorps pour l'analyse de stabilité d'une bicyclette*. Rapp. tech. Université Catholique de Louvain - Ecole polytechnique de Louvain, juin 2012.
- [65] B. RAUCENT et A. SIMAR. *MECA 2801 - CONCEPTION DE MACHINES*. 2015-2016.
- [66] R. RONSSE. *LMECA2732 — Robotics Lecture 6 : Trajectory planning*. 2015-2016.
- [67] LAROUSSE. *Dictionnaire de Français*. 2017. URL : <http://www.larousse.fr/dictionnaires/francais> (visité le 28/05/2017).
- [68] WIKIPÉDIA. *Wikipédia*. 2017. URL : <https://fr.wikipedia.org/> (visité le 03/06/2017).
- [69] MISUMI. *Embout a rotule - Standard*. 2017. URL : <http://fr.misumi-ec.com/vona2/detail/110300371730/?KWSearch=embout+%C3%A0+rotule&Keyword=embout+%C3%A0+rotule&searchFlow=results2products> (visité le 20/01/2017).
- [70] AUTODESK. *EAGLE - PCB design made easy*. 2017. URL : <https://www.autodesk.com/products/eagle/overview> (visité le 04/03/2017).
- [71] SONELEC-MUSIQUE. *Interfaces logique 001*. 2017. URL : http://www.sonelec-musique.com/electronique_realisations_interfaces_logique_001.html (visité le 23/02/2017).
- [72] *IDM680 Intelligent Servo Drive - Technical reference*. Technosoft. 2011.

Annexes

A Cahier des charges

Cette section introduit les objectifs précis précisés dans le cahier des charges qui a été établi et discuté tout au long du projet avec l'équipe du *CEREM*. La page suivante reprend - en anglais - la liste des fonctionnalités et des contraintes que doit respecter le véhicule, selon un format spécifique [65].

Parmi ces exigences, la plupart ont été respectées grâce à des ajustements et discussions en accord avec le staff académique. Les valeurs en **vert** sont les objectifs idéaux, les valeurs à atteindre dans le meilleur des cas. La plupart des valeurs réelles atteintes par le prototype sont discutées dans ce rapport.

Deux fonctionnalités principales n'ont cependant pas pu être mises en place. Premièrement, l'ajustement de la chasse du véhicule nécessitait de trop grosses complications en terme de conception et a donc été abandonnée. Deuxièmement, le pilotage via télécommande a été remis à plus tard car la prise en main de cet élément supplémentaire n'aurait pas été possible à réaliser dans les délais imposés. Le véhicule ne peut donc se déplacer que via un code pré-installé sur son ordinateur de bord.

Functional Specifications

Ghijsselings Pierre Timmermans Sébastien		Specifications - Prototype of a Narrow Tilting Vehicle	date: 15/12/16 version : 3.0
Context : In the frame of the PhD thesis of Quentin Docquier, a MEED team would like to have a scaled prototype to test and improve the control of a NTV by two modes of controllers: STC and DTC			
Date	Origin	Functions	
27/09/16	MEED team	F1 : Move the NTV	
27/09/16	MEED team	F2 : Stabilize the vehicle	
02/10/16	MEED team	F3 : Modify the mass distribution	
27/09/16	MEED team	F4 : Adjust the trail angle	
29/09/16	MEED team	F5 : Adjust the camber angle	
29/09/16	MEED team	F6 : Adjust the toe	
04/10/16	MEED team	F7 : Be remote-controlled	
27/09/16	G.P. & T.S.	Functional Requirement (FR) criteria and levels FP1.1 : Be able to move on a flat ground (slope of less than 2-3%)	
27/09/16	G.P. & T.S.	FP1.2 : Can be guided by one external person	
29/09/16	G.P. & T.S.	FP1.3 : Move at a maximal speed of 8 m/s	
29/09/16	G.P. & T.S.	FP2.1 : Have a self-stability speed less than 5 m/s	
30/09/16	G.P. & T.S.	FP2.2 : Use together and independently two modes of controller: STC and DTC	
30/09/16	G.P. & T.S.	FP3.1 : Adjust the vertical position of the centre of mass : min 50 cm	
30/09/16	G.P. & T.S.	FP3.2 : Adjust the longitudinal position of the centre of mass : min 30 cm	
02/10/16	G.P. & T.S.	FP4.1 : Adjust the trail angle by 20±2 °	
02/10/16	G.P. & T.S.	FP5.1 : Adjust the camber angle by 0±3 °	
02/10/16	G.P. & T.S.	FP6.1 : Adjust the toe by 0±1°	
04/10/16	G.P. & T.S.	FP7.1 : Can be remote-controlled from a distance of min 10 m	
02/10/16	G.P. & T.S.	Constraints FC1 : Be safe for the user, the vehicle and the environment	
04/10/16	G.P. & T.S.	FC2 : Be scaled from a UCL vehicle model	
27/09/16	G.P. & T.S.	FC3 : Can be used outside	
29/09/16	G.P. & T.S.	FC4 : Resist to a collision with use of bumpers	
30/09/16	G.P. & T.S.	FC5 : Resist to a roll over	
27/09/16	G.P. & T.S.	FC6 : Can be carried by one person by hand	
27/09/16	G.P. & T.S.	FC7 : Tilt acceptable for human driver	
29/09/16	G.P. & T.S.	FC8 : Steer acceptable for usual roads driving	
30/09/16	G.P. & T.S.	Constraint Requirement (CR) criteria and levels CR 1.1 : External possibility of an emergency brake on the rear wheel	
30/09/16	G.P. & T.S.	CR 2.1 : Scale around 40%±5% (starting from the size of a real model of 2 m by 0.7 m, with wheels of 50 cm diameter)	
27/09/16	G.P. & T.S.	CR 2.2 : Prototype's wheels dimension between 19 and 21 cm	
27/09/16	G.P. & T.S.	CR 3.1 : Autonomy of min 1 hour	
30/09/16	G.P. & T.S.	CR 3.2 : Cant limit of 5 °	
04/10/16	G.P. & T.S.	CR 3.3 : Under Temperature from 0 to 30°C	
04/10/16	G.P. & T.S.	CR 3.4 : Small rain should not affect the operation of the vehicle	
27/09/16	G.P. & T.S.	CR 4.1 : Impact-resistant for a speed of 10 m/s	
04/10/16	G.P. & T.S.	CR 5.1 : Use of an external stabilizer to prevent from rolling over	
27/09/16	G.P. & T.S.	CR 6.1 : Mass less than 18kg	
27/09/16	G.P. & T.S.	CR 7.1 : Tilt angle of min 30°	
21/10/16	G.P. & T.S.	CR 8.1 : Steer angle of min 20°	

B Schéma Robotran du modèle dynamique

Le schéma du fichier Robotran est repris à la figure B.1 sur la page suivante. Les différents éléments principaux du schéma sont légendés :

- **Repère inertiel** : Bas fixe par rapport à laquelle le mouvement de l'ensemble du système est déterminé.
- **Articulation rotoïde** : Les articulations "*joint*" peuvent être rotoïde (symbole R) ou de translation (symbole T) et font les liens entre les corps. Elles correspondent à un degré de liberté entre ceux-ci. Un "*joint*" T1 correspond à une translation selon la direction longitudinale, un "*joint*" R3 à une rotation autour de la verticale. Ces articulations peuvent être indépendantes, dépendantes ou fixées.
- **Corps** : Éléments de masse du système, qui possède une géométrie et une inertie bien définie.
- **Point d'attache** : La position de ces points impose la géométrie du système. Ils forment le squelette du système.

Le châssis est considéré comme la masse et l'inertie principales (15 [kg]). Les autres corps sont, soit sans masse, soit avec une masse et inertie très faible (<1 [kg]). On voit directement que l'avant du véhicule (partie supérieure de l'image) est complexe avec les essieux à bras superposés "*double wishbone*", la direction ainsi que l'articulation autour du pendule T qui permet l'inclinaison du châssis en courbe. Les porteurs de roues permettent de faire la liaison entre les différents éléments.

Parmi les cinq bielles "*Rod*", trois d'entre elles proviennent du remplacement de la suspension ressort-amortisseur du type "*Link*", ce à quoi s'ajoutent les deux bielles de direction. À l'arrière, le système est le plus simple possible avec une fourche qui tient la roue et une suspension remplacée par une bielle.

Ces bielles sont entourées par des cercles bleus sur l'image. De même, deux rotules "*ball*" font le lien entre les porteurs de roues et les bras de suspension supérieurs. Chacun de ces éléments permet de couper une boucle cinématique dans la structure, c'est à dire que le système n'est pas en forme d'arbre mais possède une ou plusieurs chaînes de corps relié par des articulations qui forment une boucle fermée. La solution est de couper virtuellement cette structure via des coupures "*Cut*". Le "*Rod*" et "*Ball*" sont des éléments de type "*Cut*" et dès lors coupent ces boucles cinématiques.

À une "*Rod*" correspond une contrainte cinématique car la bielle impose une distance constante entre les deux points qu'elle relie. À une "*Ball*" correspondent trois contraintes cinématiques car la boule impose une coïncidence de position dans l'espace entre les deux points qu'elle relie (3 *d.d.l.* de déplacement bloqués, avec trois *d.d.l.* de rotation libre). Au total, il y a donc bien 11 contraintes qui permettent d'exprimer les 11 coordonnées dépendants q_v selon les coordonnées indépendants q_u .

Plus d'informations sur Robotran sont disponibles dans son document d'introduction [23].

C Compléments d'analyse dynamique

Cette annexe propose une analyse plus poussée de la dynamique du démonstrateur via Robotran. Tout d'abord, les contrôleurs utilisés pour le *DTC* et le *STC* sont présentés. Ensuite, des simulations numériques sont réalisées pour une ligne droite et une entrée en courbe.

C.1 Contrôleur utilisé

Les deux types de contrôle (*DTC* et *STC*) sont implémentés via un contrôleur *PID*, dont l'un sort un couple à appliquer au niveau de l'inclinaison (*DTC*) tandis que l'autre commande le couple de direction (*STC*) (voir Introduction).

La figure C.2 présente le schéma du contrôle *PID* utilisé en *DTC* sur le moteur contrôlant l'inclinaison (pour le *STC*, sur le moteur de la fourche de direction). En fonction d'une consigne de direction du pilote $\delta_{FD}(t)$ et pour une certaine vitesse $V(t)$, un bloc détermine l'inclinaison θ_{ref} et sa vitesse d'inclinaison de référence ($\dot{\theta}_{ref}$) afin de respecter la consigne du pilote. Ensuite, un contrôleur sur cet angle θ calcule un couple à appliquer sur le moteur de l'inclinaison. Pour le *DTC*, la direction est "driven", commandée directement à être égale au $\delta_{FD}(t)$ voulu par le pilote parce que rigidement connectée aux roues. En *STC*, celle-ci est découplée car le couple en sortie du contrôleur est simplement changé en Q_{dir} , appliqué sur la fourche de direction. Le modèle Robotran avec l'analyse multicorps résout les équations dynamiques, ce qui permet d'obtenir l'inclinaison θ et sa vitesse $\dot{\theta}$ après le pas de temps.

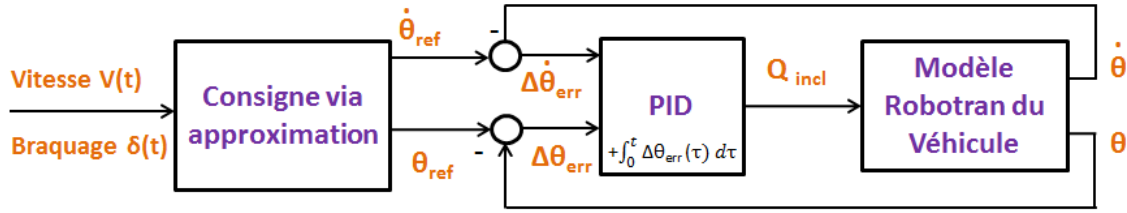


Figure C.2 – Schéma bloc du contrôleur *DTC*

Le bloc "Consigne via approximation" consiste à appliquer un profil de vitesse trapézoïdal afin d'avoir une commande en position la plus "lisse" possible [66]. L'angle d'inclinaison pour une vitesse et une courbure donnée devrait être calculé via un équilibre quasi-statique en courbe mais malgré de nombreuses tentatives, une erreur a subsisté. En effet, le module de résolution d'équilibre quasi-statique disponible dans Robotran, permet normalement de trouver pour une certaine vitesse V et une certaine courbure (rayon R ou angle de braquage δ_{FD}) l'inclinaison telle que le véhicule soit à l'équilibre. Cependant, il est possible d'utiliser une approximation [12] :

$$\theta_{ref} \approx \frac{V^2}{gR} \quad (1)$$

Dans l'idéal, les gains K_p , K_i et K_d du contrôleur pourraient être variables en fonction de la vitesse mais sont ici constants par simplicité. Le terme intégral est calculé en intégrant l'erreur cumulée à chaque pas de temps. Étant donné que l'objectif de ce mémoire n'est pas de concevoir un contrôleur parfait, la simplicité a été favorisée tout en conservant un contrôleur suffisamment robuste pour suivre des consignes simples.

C.2 Contrôle en ligne droite

Ces contrôleurs peuvent être testés en premier lieu pour stabiliser le véhicule lorsqu'il circule en ligne droite et qu'une perturbation vient modifier leur équilibre. Dans ce cas-ci, le tricycle avance avec une faible vitesse de 1 [m/s] (3.6 [km/h]) et n'est donc pas stable sans contrôle. Une force latérale vient le perturber en $t = 1$ [s] pendant une seconde, ce qui pourrait être équivalent à un coup de vent latéral au véhicule. Les figures C.3, C.4, C.5 et C.6 présentent les résultats de cette simulation. On s'intéresse aux angles du contrôle, ainsi qu'aux couples appliqués mais également aux forces normales sur les roues. En effet, lorsque la force sur la roue est trop faible ou s'annule, cela veut dire que la roue se soulève. Ce phénomène délestage est à éviter à tout prix car très dangereux et il est malheureusement fort présent pour le *DTC*. Les résultats présentés ici et dans la section suivante sur l'entrée en courbe dépendent grandement des valeurs des gains K_p , K_i et K_d du contrôleur.

Angle de direction δ_m La direction moyenne des deux roues en *STC* en bleu sur la figure C.3 est déviée à cause de la force. Ensuite, δ_m se remet à l'équilibre grâce au contrôleur *STC* avec des oscillations, tandis que pour le *DTC* la direction est forcée à zéro ("driven") et donc les roues restent presque droites. En effet, l'inclinaison et la direction sont couplés (voir section 1.3), et une modification de l'un peut influencer le second. La perturbation provoque donc une déviation de la trajectoire du véhicule, il tourne légèrement.

Angle d'inclinaison θ Les deux contrôleurs parviennent à stabiliser l'angle d'inclinaison sur la figure C.4 mais n'atteignent pas la valeur d'équilibre 0 [°]. Le *STC* n'arrive pas à anticiper suffisamment le comportement du véhicule à une si faible vitesse. Le *DTC* est plus lent à réagir, il se laisse pousser par la force latérale mais parvient à se redresser avec un gros couple (voir figure C.5).

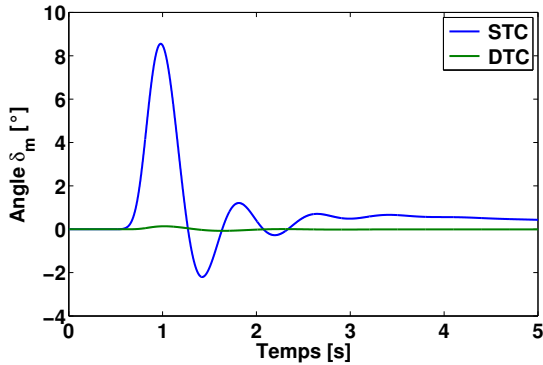


Figure C.3 – Évolution de δ_m en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]

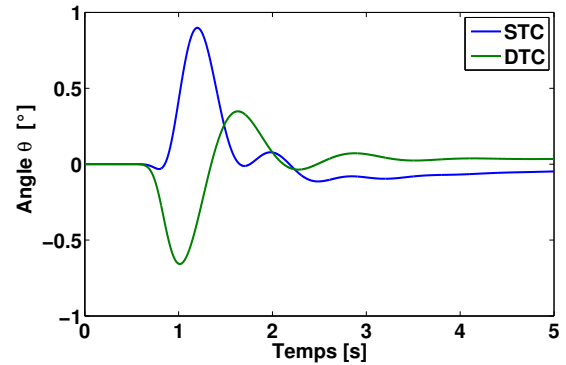


Figure C.4 – Évolution de θ en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]

Couples¹² À cause de l'approximation de l'équation 1, le *DTC* n'est pas exactement nul et donc l'angle d'inclinaison non plus : le véhicule n'est pas tout à fait à l'équilibre. De plus, le couple en *DTC* appliqué par le moteur de l'inclinaison est bien plus grand qu'en *STC* où le couple est appliqué sur la direction seulement. Pour le *STC*, les oscillations sont liées à celles du θ et il possède un temps de réponse plus court, ces considérations dépendant des gains du contrôleur. Par contre, l'ordre de grandeur du couple entre les deux contrôleurs est fort différent, avec une valeur presque triplée, alors que la perturbation est la même. Ceci influence notamment

12. Le couple en *STC* est bien celui appliqué sur la direction et celui en *DTC* sur l'inclinaison. Les courbes ne correspondent donc pas au couple sur le même moteur ni sur la même articulation d'application

la consommation d'énergie en fonction du mode de contrôle : le *DTC* consomme plus lors du comportement transitoire (voir [4]).

Forces normales¹³ Comme prévu, l'application d'un couple important au niveau du *DTC* provoque un délestage non négligeable sur les roues en *DTC* (F_n jusqu'à 85% de la force nominale¹⁴). Afin de donner une idée, Q. Docquier obtenait des valeurs de délestage de 69 % pour son modèle taille réelle à 8 [m/s] [4], dans lequel les masses et inerties mises en mouvement sont bien plus élevées.

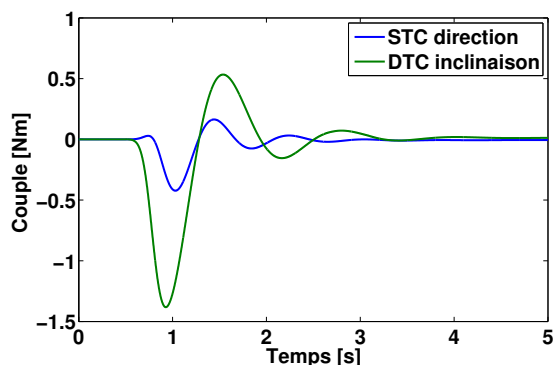


Figure C.5 – Évolution des couples Q_{dir} et Q_{incl} en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]

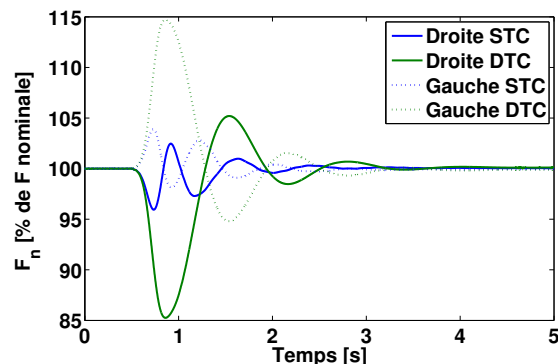


Figure C.6 – Évolution de la force normale F_n aux roues en % en ligne droite pour $V = 1$ [m/s]

C.3 Contrôle en entrée en courbe

Un test plus intéressant à réaliser pour valider les contrôleurs est de réaliser une entrée en courbe avec le véhicule. D'abord lancé en ligne droite en équilibre à une vitesse constante, le véhicule reçoit une consigne de direction δ_{ref} au niveau de la fourche de direction en $t = 0.1$ [s] qui est imposée aux contrôleurs¹⁵. Dans le *DTC*, la direction va suivre exactement cette consigne et le contrôleur va adapter l'angle d'inclinaison en fonction. En *STC*, cette consigne vient directement en entrée du contrôleur qui appliquera le couple nécessaire sur la fourche de direction pour réaliser cette courbe avec la bonne inclinaison.

Deux tests ont été réalisés avec chaque contrôleur. L'un pour une vitesse V de 1 [m/s] et un rayon approximatif R de 5 [m] ($\delta_{ref} \approx -4$ [°], figures C.7 à C.11) et l'autre pour 4 [m/s] et $R \approx 10$ [m] ($\delta_{ref} \approx -2$ [°], figures C.12 à C.16).

13. Ces forces F_n sont bien les forces exercées par le sol sur la roue, verticales (= normales) dans le repère inertiel.

14. Le pourcentage est lié à la normalisation de cette valeur par rapport à la valeur de la force nominale obtenue lors d'un équilibre statique simple, au repos.

15. Ce δ_{ref} est donc une consigne pour le δ_{FD} , à ne pas confondre avec le δ_m qui est analysé ici.

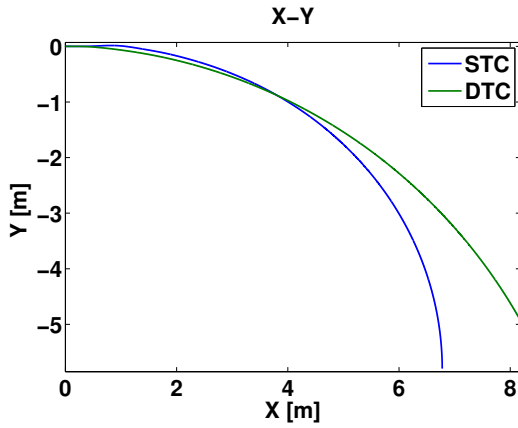


Figure C.7 – Évolution de la position X-Y en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]

La figure C.7 présente les déplacements au sol du véhicule (plan X-Y) selon les deux contrôleurs. Ces comportements sont visiblement différents et sont une conséquence de la réponse des deux contrôleurs mais ne correspondent pas exactement à une trajectoire imposée car le véhicule n'est pas contrôlé en position X-Y comme le ferait un pilote.

Le *STC* entame la courbe en retard à cause de son contre-braquage (visible sur la figure C.8, en bleu) mais prend le virage plus serré ensuite. L'angle δ_m ne se stabilise pas mais le véhicule continue à braquer de plus en plus pour essayer de coller à la consigne, ce qu'il n'atteint pas.

À l'inverse, le *DTC* tourne plus lentement et s'écarte du rayon souhaité. En effet, le véhicule n'est pas contrôlé selon sa position X-Y, seul l'angle d'inclinaison possède un contrôleur.

Au niveau de l'inclinaison du véhicule θ (figure C.9), le *DTC* arrive à se stabiliser après un dépassement relativement important tandis que le *STC* n'atteint pas rapidement l'équilibre et continue à tendre vers la valeur souhaitée.

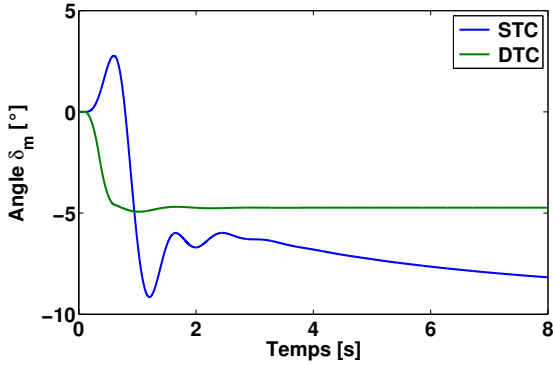


Figure C.8 – Évolution de δ_m en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]

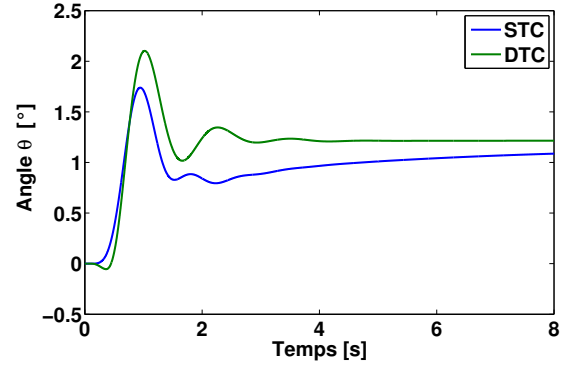


Figure C.9 – Évolution de θ en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]

Concernant les couples appliqués par les moteurs en sortie des contrôleurs (figure C.10), le *STC* - qui ne fait que tourner la fourche de direction - est bien plus faible que le *DTC* - qui doit faire incliner tout le véhicule. Ce dernier se stabilise à un couple non nul, ce qui implique que le véhicule n'est pas exactement à l'équilibre malgré que la consigne d'angle soit respectée. Une raison probable du fait que le véhicule ne soit pas à l'équilibre est l'approximation faite pour le contrôle à l'équation 1. En effet, cette valeur d'inclinaison n'est pas parfaitement exacte car elle ne tient pas compte des effets gyroscopiques notamment[12]. La figure C.11 montre que le délestage est logiquement plus grand en *DTC* qu'en *STC* mais reste à des valeurs raisonnables.

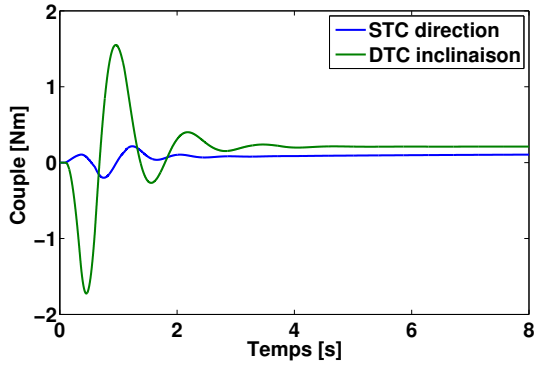


Figure C.10 – Évolution des couples Q_{dir} et Q_{incl} en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]

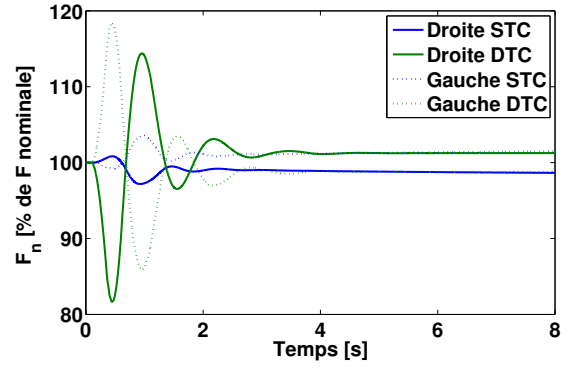


Figure C.11 – Évolution de la force normale F_n aux roues en % lors d'une entrée en courbe pour $V = 1$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -4$ [°]

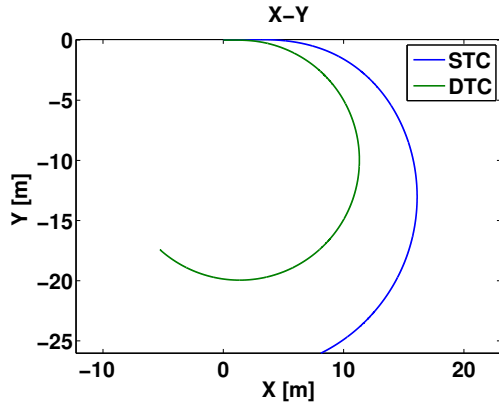


Figure C.12 – Évolution de la position X-Y en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]

Pour une vitesse plus élevée et un rayon plus grand ($V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]), le *STC* entre en courbe (figure C.12) également plus tard à cause du contre-braquage (voir δ_m figure C.13). Le *DTC* réagit directement et semble être plus proche du rayon souhaité de $R = 10$ [m]. Au niveau du δ_m , le *DTC* est toujours imposé et le *STC* a un comportement moins lisse et se stabilise à une valeur d'angle de braquage fort différente de la consigne δ_{ref} . Cependant, malgré cette mauvaise position selon X-Y, au niveau de l'inclinaison (figure C.14) les deux contrôleurs parviennent à stabiliser le véhicule avec un léger dépassement.

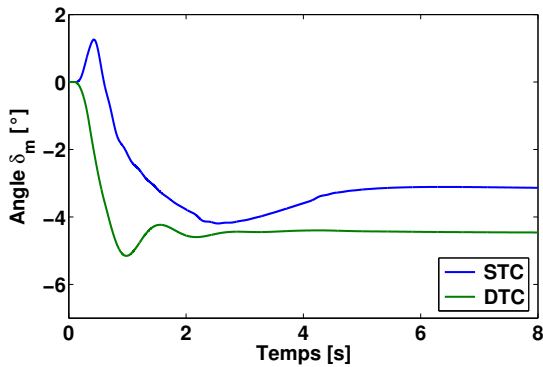


Figure C.13 – Évolution de δ_m en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]

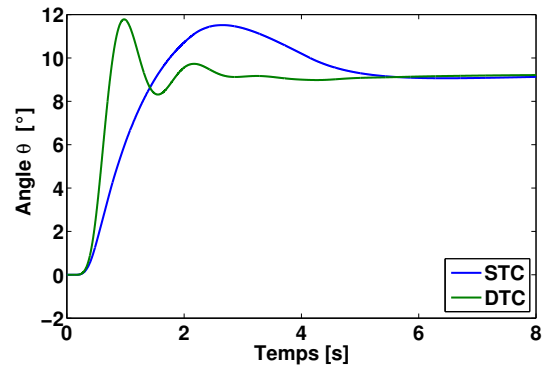


Figure C.14 – Évolution de θ en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]

Par ailleurs, le *STC* provoque un contre-braquage non négligeable (figure C.13) car il contre-braque à environ 1.2 [°] pour finalement se stabiliser autour de ≈ -3 [°]. Le véhicule commence donc à tourner du bon côté plus tard, avec un rayon plus grand que souhaité (figure C.12). Avec

un contrôleur sur la position X-Y, cet effet ne devrait pas induire la perte de précision observée ici sur la courbe souhaitée.

La figure C.15 illustre le problème majeur du *DTC* en haute vitesse : le couple à développer devient élevé par rapport au véhicule, et provoque un délestage trop important au niveau des roues - jusqu'à 20 % de F_n (figure C.16). En *STC*, ces valeurs sont tout à fait acceptables, malgré la vitesse élevée, ce qui est le gros avantage du *STC*. Le problème d'un couple trop important pour le *DTC* est analysé à la section 2.3.

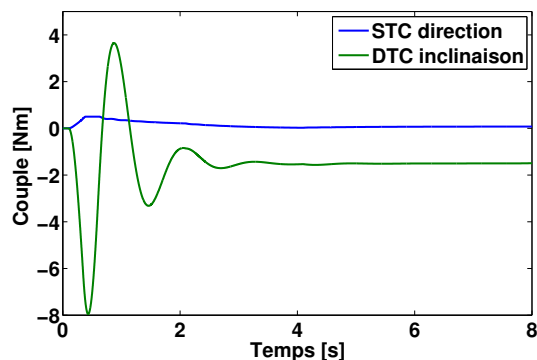


Figure C.15 – Évolution des couples Q_{dir} et Q_{incl} en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]

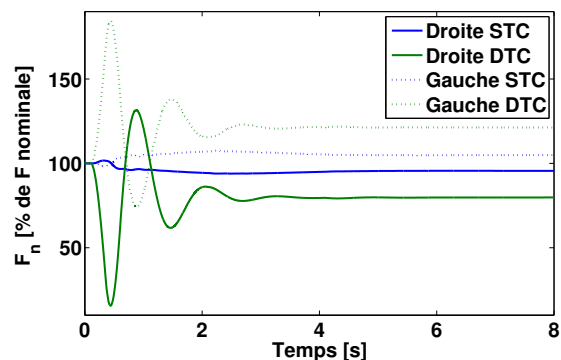


Figure C.16 – Évolution de la force normale F_n aux roues en % lors d'une entrée en courbe pour $V = 4$ [m/s] et $\delta_{ref} \approx -2$ [°]

Synthèse Pour le premier test en courbe, le *DTC* arrive à stabiliser le véhicule tandis que le *STC* continue à braquer pour tendre vers l'équilibre. Le *DTC* n'est cependant pas parfaitement à l'équilibre à cause de l'approximation faite dans le calcul de l'angle d'inclinaison. Pour le deuxième test, le *DTC* montre ses limites car le couple à apporter est trop important et provoque un délestage trop dangereux. Tandis que le *STC* permet une stabilisation plus lente mais plus sûre. Implémenter un contrôle sur la position X-Y du véhicule (implémenter un pilote) aurait permis de pouvoir suivre une trajectoire plus précisément. Tous ces résultats dépendent bien évidemment des valeurs des gains K_p , K_i et K_d des contrôleurs.

Néanmoins, les grandes conclusions de ces analyses sont confirment les résultats de Q. Docquier [4], à savoir :

- À basse vitesse, le *DTC* est plus précis et possède un temps de réponse moindre que le *STC* qui est trop lent
- À haute vitesse, le *STC* est plus précis et surtout le *DTC*, qui consomme beaucoup plus d'énergie, provoque un délestage important au niveau des roues

Une piste d'exploration supplémentaire aurait donc été d'implémenter un pilote qui permettrait de contrôler le déplacement du véhicule et ainsi éviter des erreurs au niveau de la courbe empruntée par le véhicule qui ne tournait pas exactement avec le rayon de courbure souhaité.

D Précisions des notions de la conception électromécanique

Certaines notions relativement techniques utilisées lors du chapitre 3 sont expliquées ci-dessous :

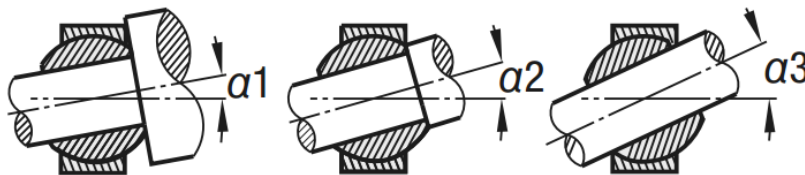
- M4, M5 = Vis en métal de métrique 4, 5 (diamètre proche de 4, 5 mm)
- Enchâsser = Encastrer quelque chose, le fixer dans une entaille, un support [67]
- Rondelle de Belleville = Rondelle de profil conique qui permet un comportement de type ressort élastique en la comprimant.
- Joint d'Oldham = Élément mécanique permettant l'accouplement entre deux arbres et permettant une légère excentricité entre ceux-ci.
- Encoche de Mortaise = Rainure au profil particulier dans une pièce métallique, facilitant l'assemblage par soudage entre deux tôles.
- Circlip = Petite pièce annulaire fendue, en acier à ressorts, logée dans une gorge spéciale d'un arbre ou d'un alésage pour empêcher la sortie des pièces qui y sont emmanchées. [67]
- Goupille = cylindre métallique de haute tolérance, utilisé notamment pour le positionnement précis de pièce avant serrage par vis.
- Entretoise = Pièce rigide qui en relie deux autres et les maintient dans un écartement fixe. [68]
- Alésage = Trou passant dans une pièce permettant le passage de pièce circulaire
- Taraudage = Opération qui consiste à usiner un filet à l'intérieur d'un alésage. Un trou taraudé est la forme complémentaire d'une vis ou tige filetée. [68]
- Flambage ou flambement = Phénomène d'instabilité d'une structure qui, soumise à un effort normal de compression, a tendance à fléchir et se déformer dans une direction perpendiculaire à l'axe de compression (passage d'un état de compression à un état de flexion). [68]

E Détails du catalogue de l'embout à rotule

Une partie du catalogue [69] se trouve dans cette annexe. Il y est observable que plus le métrique de l'oeillet est petit, plus celui-ci possède un angle admissible important. De plus, la figure E.17 montre l'importance de la manière d'assembler l'embout à rotule, ainsi que le choix de la technologie.

Pour le démonstrateur, des oeillets M4 sans lubrification ont été choisis, lesquels ont donc un angle admissible de 35 [°] selon le catalogue.

• Inclinaison admissible



Forme d'épaulement de l'arbre	Etat de l'arbre	Angle d'inclinaison admissible α
Grande	La partie épaulée de l'arbre entre en contact avec la circonférence extérieure du support.	Petit ($\alpha1$)
Moyenne	La partie à épaulement de l'arbre est en contact avec la partie latérale ou intérieure du support	Moyen ($\alpha2$)
Aucune	L'arbre entre en contact avec la circonférence intérieure du support.	Grand ($\alpha3$)

d	Diam. bille Ø (mm)			$\alpha1$		$\alpha2$		$\alpha3$		
	①	②	③	①	②	①	②	①	②	③
3	-	9.525	-	-	8	-	10	-	42	-
4	-	10.319	-	-	9	-	11	-	35	-
5	11.112	11.112	11.91	8	8	13	13	30	30	12
6	12.7	12.7	14.29	8	8	13	13	30	30	10
8	15.875	15.875	17.46	8	8	14	14	25	25	12
10	19.05	19.05	20.64	8	8	14	14	25	25	12
12	22.225	22.225	23.81	8	8	13	13	25	25	12
14	25.4	25.4	26.99	10	10	16	16	24	24	14
16	28.575	28.575	28.58	9	9	15	15	24	24	15
18	31.75	31.75	31.75	9	9	15	15	24	24	15
20	34.925	-	-	9	-	15	-	24	-	-
22	38.1	-	-	10	-	15	-	23	-	-

❗①Acier, ②Sans lubrification, ③Acier inoxydable exempt d'huile

Figure E.17 – Partie du catalogue correspondant à l'embout à rotule Misumi® [69]

F Informations supplémentaires sur l'électronique

Cette annexe amène des précisions sur les quatre cartes électroniques *PCB* conçues pour le prototype grâce au programme Eagle [70]. Celles-ci s'insèrent dans le schéma global de l'électronique de la section 3.6.

Protection des batteries

L'objectif de cette carte est de contenir un petit circuit afin de connecter le bouton d'arrêt d'urgence. Ce petit circuit (figure F.18) permet de limiter les pertes en utilisant un transistor afin de laisser passer le courant. En effet, si le bouton d'arrêt était simplement mis en série sur le circuit, sa résistance est non négligeable et les pertes seraient inutilement grandes. Le transistor est dès lors commandé par l'état du bouton, ce qui permet de couper l'alimentation de manière propre. À noter que les valeurs des résistances doivent être configurées afin de permettre un temps de décharge court et d'arrêter rapidement la puissance.

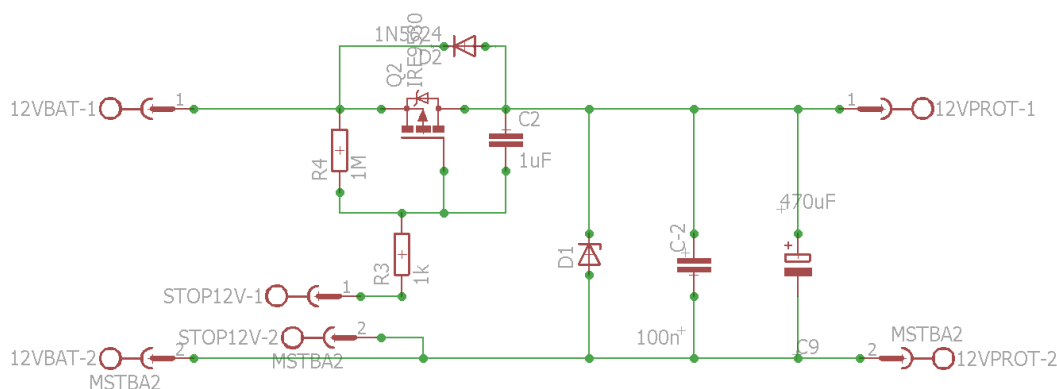


Figure F.18 – Schéma du circuit électrique pour le bouton d'arrêt d'urgence

De plus, cette carte protège le système d'un court-circuit ou/et d'une surtension via l'usage d'une diode Zener ainsi que de fusibles. Enfin, deux capacités de découplage assurent que la tension fournie au reste du circuit sera bien constante et avec le moins de bruit possible.

Le schéma de la figure F.18 montre le circuit pour le 12 [V] mais il est identique pour le 24 [V]. Dans la réalité, un seul bouton d'arrêt d'urgence est mis pour le 24 [V] qui alimente les deux moteurs les plus importants (inclinaison et propulsion). Un simple bouton permet de contrôler le 12 [V] et donc la partie signaux logique en plus du moteur de la direction.

Les masses des batteries sont reliées au châssis afin d'avoir une masse commune à tout le véhicule.

Relais de puissance

Ce *PCB* permet de démultiplier les sorties en tensions 12 [V] et 24 [V] en insérant une commande électrique via un relais de puissance. De plus, un convertisseur DC/DC convertit le 12 [V] en 5 [V] dans le but d'alimenter l'Odroid XU4.

Pouvoir cesser de manière électrique l'alimentation des moteurs est une caractéristique intéressante dans le contrôle afin de pouvoir éviter l'emballement des moteurs, notamment celui de l'inclinaison. Pour ce faire, la carte contient le circuit de la figure F.19) dans lequel une bobine est commandée via un transistor.

La commande doit provenir de l'Odroid et avoir une tension de 3.3 [V] en mode activé. Comme l'Odroid n'a pas été implémenté pour le moment, cette commande n'est pas faisable et donc n'est pas présentement utilisée dans le démonstrateur.

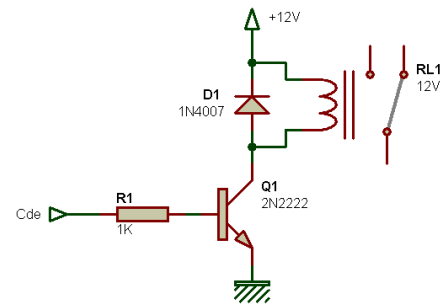


Figure F.19 – Schéma électrique d'un relais de puissance [71]

Interface Moteurs-Drivers

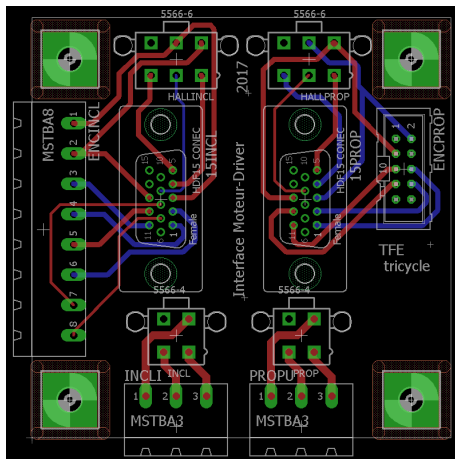


Figure F.20 – Image du routage de la carte Interface Moteurs-Drivers

Afin de conserver les câblages et connectiques présents sur les moteurs et drivers employés, cette carte contient les éléments mâles/femelles et procède à un simple routage des signaux (voir figure F.20).

À noter qu'un comportement étrange apparaît au niveau de la tension de 5 [V] lorsque tout est connecté, les signaux reçus des sondes Hall et des encodeurs sont fort bruités. Pour le moteur de propulsion, le driver parvient néanmoins à contrôler correctement le moteur. Pour celui de l'inclinaison, le problème subsiste non résolu. Il pourrait provenir du fait que les sondes Hall et encodeurs sont alimentés par la même tension et la même piste sur le *PCB*, ce qui n'est peut-être pas optimal selon les fiches techniques des moteurs. Réaliser une nouvelle carte en étudiant plus en détails ce problème pourrait résoudre cette difficulté. En attendant, un autre driver *EPOS* qui ne nécessite pas de changement de connectique est utilisé pour effectuer les tests du chapitre 3.

Interface CAN

Non testée à ce jour parce que le protocole *CAN* n'a pas pu être implémenté sur le Pixhawk, cette carte contient le circuit du bus *CAN* avec les résistances de 120 [Ω] qui terminent le bus. Des *jumpers* permettent de mettre le bus *CAN* qu'à un, deux ou trois moteurs selon le besoin.

Le drivers peuvent en effet être connecté sur un bus *CAN* afin de simplifier les communications (voir figure F.21).

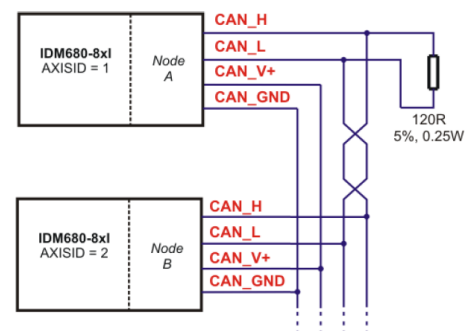


Figure F.21 – Exemple de connections du bus *CAN* [72]

G Calibrage du PID du contrôle d'inclinaison

Afin de calibrer le moteur de l'inclinaison (*DTC*), différents tests via le logiciel *EPOS UserInterface* ont permis de régler les paramètres du contrôleur *PID*. La première version du contrôleur initial donnait le comportements visible sur les figures G.22 et G.23, avec de grosses oscillations et un temps de réponse trop lent.

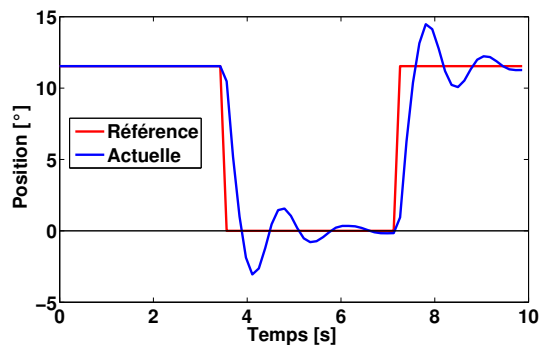


Figure G.22 – Contrôleur du moteur d'inclinaison initial : position

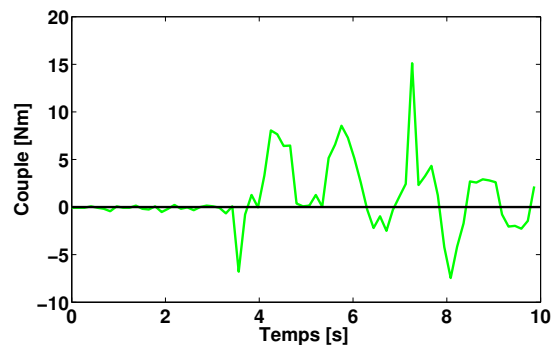


Figure G.23 – Contrôleur du moteur d'inclinaison initial : couple

Un deuxième test avec d'autres paramètres de contrôleur a permis d'améliorer le temps de réponse mais en conservant des oscillations et surtout en nécessitant un couple énorme qu'il faut éviter à tout prix car il dépasse les valeurs admissibles du moteur *DTC*. Limiter le courant (et donc le couple) et modifier les paramètres produit le contrôleur utilisé lors des tests de la section 4.3.3 et dont le comportement est montré sur les figures 4.15 et 4.16.

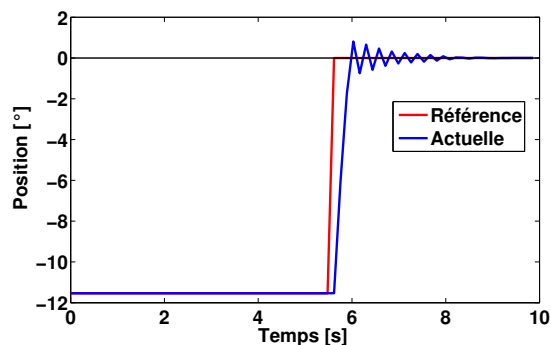


Figure G.24 – Contrôleur du moteur d'inclinaison trop rapide : position

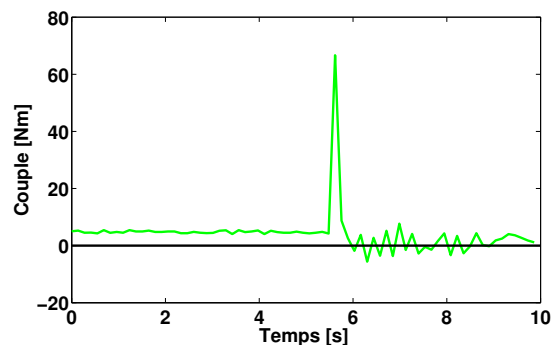


Figure G.25 – Contrôleur du moteur d'inclinaison trop rapide : couple

