

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE	7
1.1 Modélisation d'une bicyclette	7
1.1.1 Dynamique du vélo traditionnel	7
1.1.2 Modèle de l'adhérence d'un pneu	7
1.1.3 Surface de roulement	10
1.2 Système de contrôle de la traction	10
1.2.1 Inventions relatives aux entraînements par friction destinés aux bicyclettes	11
1.2.1.1 Rubbee	11
1.2.1.2 Gboost	11
1.3 Méthodes de détection du glissement	13
1.3.1 Capteurs de vitesse	13
1.3.2 Filtre de Kalman	14
1.4 Algorithmes de commande de la traction	15
1.4.1 Régulateur PID	15
1.4.2 Logique floue	15
1.4.3 Approche hybride	16
CHAPITRE 2 MODÉLISATION DE LA BICYCLETTE ÉLECTRIQUE	17
2.1 Description du système Alizeti	17
2.2 Modèle du vélo électrique	19
2.3 Définition des repères	22
2.3.1 Taux de glissement	22
2.4 Forces et moments principaux	23
2.4.1 Trainée aérodynamique	23
2.4.2 Force de friction	23
2.4.3 Résistance au roulement	25
2.4.4 Force gravitationnelle	26
2.4.5 Force motrice du cycliste	26
2.4.6 Force motrice du système d'assistance électrique	27
2.5 Forces et moments non modélisés	28
2.6 Modèle simplifié du vélo électrique	29
CHAPITRE 3 CONCEPTION DU SYSTÈME DE COMMANDE	31
3.1 Vue d'ensemble de la boucle de commande	31
3.2 Estimateur	32
3.3 Classificateur	37
3.4 Contrôleur	39

CHAPITRE 4	CARACTÉRISATION DE L'INTERFACE DU GALET D'ENTRAÎNEMENT	45
4.1	Modèle analytique	45
4.2	Montage expérimental	47
4.3	Présentation et analyse des résultats	49
4.3.1	Galet d'entraînement régulier	49
4.3.2	Galet d'entraînement amélioré	52
4.3.3	Comparaison des deux versions des galets d'entraînement	54
4.4	Choix d'un modèle pour le filtre de Kalman étendu	57
CHAPITRE 5	IMPLÉMENTATION DANS LE KIT DE CONVERSION POUR VÉLO ÉLECTRIQUE ALIZETI	61
5.1	Alizeti 300C	61
5.1.1	Électronique de commande	61
5.1.1.1	Entraînement électronique	62
5.1.1.2	Carte de commande principale	62
5.1.2	Alimentation	62
5.1.3	Moteur de traction	63
5.1.4	Actionneur à vis	63
5.1.5	Architecture logicielle	63
5.2	Librairie pour le filtre de Kalman étendu	64
5.3	Implémentation en C++ sous Windows	64
5.4	Implémentation en C sur le microcontrôleur	65
CHAPITRE 6	VALIDATION DE LA STRATÉGIE DE COMMANDE	67
6.1	Validation par simulations	67
6.1.1	Stratégie de simulation	67
6.1.2	Paramètres de simulation	68
6.2	Simulation du modèle de la bicyclette	69
6.2.1	Accélération vive selon différentes valeurs de force normale	70
6.3	Simulations de l'estimateur	70
6.3.1	Situation de changement brusque de conditions routières	73
6.4	Simulations du contrôleur	73
6.4.1	Accélération vive avec une faible force normale	75
6.5	Simulations du classificateur	75
6.5.1	Détection de changement brusque de conditions routières	77
6.6	Validation expérimentale	80
6.6.1	Méthodologie expérimentale	80
6.6.1.1	Piste d'essai	81
6.6.1.2	Vélo d'essai	82
6.6.1.3	Système d'acquisition et de traitement des données	83
6.6.2	Essais expérimentaux	84
6.6.2.1	Estimation du glissement sans commande du couple	84
6.6.2.2	Estimation du glissement avec commande du couple	86

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS	89
BIBLIOGRAPHIE	91

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 0.1	Comparaison des différents systèmes de propulsion pour vélos électriques..... 2
Tableau 1.1	Coefficients de la formule magique pour différentes surfaces 9
Tableau 3.1	Description des coefficients de friction..... 41
Tableau 4.1	Coefficients du modèle de Pacejka 55
Tableau 4.2	Coefficients du modèle de Burckhardt 56
Tableau 4.3	Précision des modèles ajustés lorsque le galet régulier est sec 57
Tableau 4.4	Précision des modèles ajustés lorsque le galet régulier est mouillé 57
Tableau 4.5	Précision des modèles ajustés lorsque le galet amélioré est sec..... 58
Tableau 4.6	Précision des modèles ajustés lorsque le galet amélioré est mouillé 58
Tableau 4.7	Comparaison de la performance des modèles 58
Tableau 6.1	Paramètres généraux utilisés lors des simulations 68
Tableau 6.2	Paramètres du contrôleur PI..... 75
Tableau 6.3	Avantages et limitations de la piste d’essai intérieure 82
Tableau 6.4	Caractéristiques du vélo d’essai 83

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 0.1	Part des déplacements urbains effectués en vélo 2
Figure 1.1	Paramètres d'un modèle simplifié de bicyclette 8
Figure 1.2	Vue d'ensemble de l'invention Rubbee 12
Figure 1.3	Vue d'ensemble de l'invention Gboost 13
Figure 2.1	Photo du système de conversion Alizeti 300c 18
Figure 2.2	Dessin des actionneurs du système Alizeti 300C..... 19
Figure 2.3	Schéma des actionneurs du système Alizeti 300C 20
Figure 2.4	Schéma du modèle du vélo électrique 21
Figure 2.5	Force normale en fonction du courant du moteur à vis 25
Figure 3.1	Système de commande de la traction 31
Figure 3.2	Système de commande de la traction 32
Figure 3.3	Schéma-bloc du filtre de Kalman étendu 33
Figure 3.4	Système de commande de la traction 38
Figure 3.5	Schéma-bloc du contrôleur du système antipatinage..... 40
Figure 3.6	Puissance fournie par la chaîne de traction électrique 42
Figure 3.7	Force normale en fonction de la vitesse du vélo..... 43
Figure 4.1	Comparaison des différents modèles pour décrire le comportement d'un pneu sur diverses surfaces 46
Figure 4.2	Banc de test du galet d'entraînement 47
Figure 4.3	Vue en perspective du galet d'entraînement 49
Figure 4.4	Caractérisation de l'adhérence du galet régulier 50
Figure 4.5	Modélisation de l'adhérence du galet régulier..... 51

Figure 4.6	Caractérisation de l'adhérence du galet amélioré	53
Figure 4.7	Modélisation de l'adhérence du galet amélioré	54
Figure 4.8	Comparaison des performances des deux types de galet d'entraînement	56
Figure 5.1	Système de commande de la traction pour un vélo électrique	66
Figure 6.1	Ordonation des modules pour la simulation	68
Figure 6.2	Simulation du modèle numérique de la bicyclette sans perte de contrôle	71
Figure 6.3	Simulation du modèle numérique de la bicyclette avec perte de contrôle	72
Figure 6.4	Simulation d'une détérioration des conditions routières	74
Figure 6.5	Simulation du bloc de commande du couple	76
Figure 6.6	Simulation du bloc de commande du couple	77
Figure 6.7	Simulation d'une surface soudainement mouillée	78
Figure 6.8	Simulation d'une surface soudainement sèche	79
Figure 6.9	Simulation d'une surface soudainement sèche	81
Figure 6.10	Photo du prototype utilisé sur la piste d'essai	84
Figure 6.11	Système antipatinage expérimental sans contrôleur	85
Figure 6.12	Expérimentation sans contrôle du couple d'assistance	86
Figure 6.13	Système antipatinage expérimental avec contrôleur	87
Figure 6.14	Expérimentation avec contrôleur	88

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ABS	Anti-lock Braking System
APC	Adjustable Pressure Controller
apprx	Approximation
BAU	Business as usual
ETS	École de Technologie Supérieure
FKE	Filtre de Kalman étendu
HSC	High Shift Cycling
PID	Proportionnel, intégral et dérivé
PI	Proportionnel et intégral

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

α	Angle d'élévation du terrain
γ_{galet}	Dérivée partielle du taux de glissement du galet par rapport à la vitesse de la roue
γ_{roue}	Dérivée partielle du taux de glissement du galet par rapport à la vitesse du galet
Δt	Intervalle de temps dans le domaine discret
η_m	Rendement de la chaîne de traction électrique
η_{mg}	Rendement de la transmission mécanique
λ	Taux de glissement
λ_A	Estimation du taux de glissement du galet selon le modèle A
λ_B	Estimation du taux de glissement du galet selon le modèle B
λ_{galet}	Taux de glissement du galet
λ_N	Estimation du taux de glissement du galet selon le modèle N
λ_{opt}	Taux de glissement optimal
λ_{roue}	Taux de glissement de la roue
μ_{x_A}	Coefficient de frottement d'un galet régulier sec
μ_{x_B}	Coefficient de frottement d'un galet régulier mouillé
μ_{x_C}	Coefficient de frottement d'un galet amélioré sec
μ_{x_D}	Coefficient de frottement d'un galet amélioré mouillé
μ_{galet}	Coefficient de frottement du galet
μ_x	Coefficient de frottement
ρ_{air}	Masse volumique de l'air (kg/m^3)
ω_{galet}	Vitesse angulaire du galet (rad/s)
ω_m	Vitesse angulaire du moteur électrique (rad/s)

ω_{roue}	Vitesse angulaire de la roue (rad/s)
$\dot{\omega}_{galet}$	Accélération angulaire du galet (rad/s^2)
$\dot{\omega}_{roue}$	Accélération angulaire de la roue (rad/s^2)
$A_{frontale}$	Aire frontale du véhicule (m^2)
B, B_k, C, D, E	Coefficients du modèle du pneu de Pacejka
$C_{trainée}$	Coefficient de trainée aérodynamique
c_1, c_2, c_3	Coefficients du modèle du pneu de Burckhardt
e_s	Erreur du taux de glissement
f	Fonction des variables d'état du système
F	Matrice jacobienne de la fonction f
F_α	Composante de la force gravitationnelle parallèle au plan du vélo (N)
F_{APC}	Force normale appliquée sur le galet d'entraînement (N)
$f_{f,c}$	Coefficient de frottement des roues
F_{fr}	Force de friction (N)
F_N	Force normale (N)
F_r	Force de résistance au roulement (N)
F_x	Force de friction (N)
F_z	Force verticale exercée sur un objet (N)
g	Constante gravitationnelle
h	Fonction des variables mesurées du système
H	Matrice jacobienne de la fonction h
J_{galet}	Moment d'inertie du galet ($kg * m^2$)
J_{roue}	Moment d'inertie de la roue ($kg * m^2$)
k	Variable d'itération dans le domaine discret
K	Matrice du gain de Kalman

K_{APC}	Coefficient du régulateur de la force normale appliquée sur le galet
K_{mg}	Rapport d'engrenage de la transmission
K_p, K_i	Coefficients du régulateur PI
K_V	Coefficient aérodynamique général
$m_{vélo}$	Masse totale combinée du vélo et du cycliste (kg)
P	Matrice de covariance des erreurs de procédé
P_{elec}	Puissance électrique du moteur (W)
P_{mec}	Puissance mécanique du moteur (W)
r_{galet}	Rayon du galet (m)
r_{roue}	Rayon de la roue (m)
T_α	Couple produit par la force gravitationnelle (Nm)
T_{adj}	Consigne de couple ajustée (Nm)
$T_{aéro}$	Couple de trainée aérodynamique (Nm)
T_{fr}	Couple de traction fourni à la roue par friction (Nm)
T_{galet}	Couple de traction fourni par le galet (Nm)
T_h	Couple de traction fourni par l'humain (Nm)
T_m	Couple de traction fourni par le moteur électrique (Nm)
T_{max}	Couple maximal pouvant être appliqué sur le galet (Nm)
T_r	Couple de résistance au roulement (Nm)
T_{req}	Consigne de couple de l'utilisateur (Nm)
u	Vecteur des entrées du système
$v_{vélo}$	Vitesse linéaire du vélo (m/s)
x	Vecteur des variables d'état du système
\hat{x}	Estimation du vecteur des variables d'état du système
y	Vecteur des variables mesurées
w	Bruit du traitement numérique

INTRODUCTION

Le développement des groupes motopropulseurs électriques a entraîné une diversification de l'offre commerciale pour les véhicules de particuliers. De nos jours, les principaux acteurs de l'industrie automobile offrent plusieurs modèles à motorisation électrique ou hybride. Cependant, ce type de véhicules ne représente qu'environ 1% des parts de marché de l'industrie (IEA, 2017).

Néanmoins, d'autres secteurs du domaine du transport ont déjà amorcé un virage vers les motorisations électriques, notamment celui des petits véhicules destinés aux déplacements de proximité. On pense notamment aux véhicules personnels associés aux marques SegwayTM ou HoverboardTM qui ont réussi à s'implanter dans certains marchés de niche, mais ce sont les bicyclettes électriques qui se taillent la part du lion avec une production totale de près de 40 millions d'unités par année (Weiss *et al.*, 2015). Ce nombre a été fortement influencé par les politiques environnementales chinoises ayant pris effet au cours des dernières années. En effet, plusieurs grandes villes chinoises ont choisi d'interdire les véhicules à deux roues munis de moteurs thermiques pour réduire la pollution atmosphérique. Suite à ce changement de législation, la Chine est devenue un géant mondial avec plus de 85% des ventes de bicyclettes électriques sur la planète (INSG, 2014). Dans le contexte des changements climatiques et de la densification des milieux urbains, l'exemple chinois pourrait se répéter dans plusieurs autres pays. Selon un rapport commandé par l'Union Cycliste Internationale (Mason *et al.*, 2015), le vélo électrique pourrait représenter près de 6% de tous les déplacements réalisés d'ici 2030. La Figure 0.1 permet de voir le potentiel considérable des vélos électriques pour les déplacements quotidiens.

L'évolution des vélos électriques a donné naissance à trois principales catégories de motorisation. La première consiste à remplacer la roue arrière par un moteur-roue. Cette technologie est devenue de plus en plus abordable grâce à la production de masse en Asie et est la plus répandue.

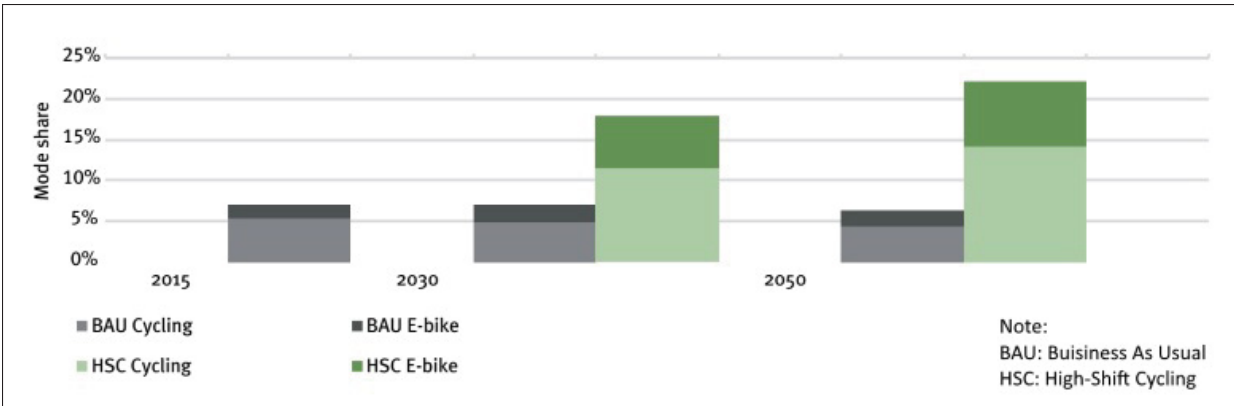


Figure 0.1 Part des déplacements urbains effectués en vélo
Tirée de Mason *et al.* (2015)

due sur le marché. Néanmoins, le poids élevé du moteur-roue et le déplacement du centre de masse du vélo vers l’arrière qu’il provoque limitent son utilisation dans les applications de performances. Les pédaliers motorisés ont donc été mis au point afin de répondre à une clientèle plus exigeante. Les pédaliers motorisés prennent la forme d’un boîtier compact à l’intérieur duquel un petit moteur électrique est lié à la chaîne où à l’arbre des manivelles. Certains systèmes intègrent même les plateaux et le dérailleur avant. Enfin, on retrouve les entraînements par roue à friction. Ce type de motorisation consiste à appuyer un galet directement contre le pneu du vélo. Ce galet est lui-même relié à un petit moteur électrique. Il existe plusieurs variantes de ce système, notamment en utilisant deux galets en contacts avec la jante de la roue plutôt qu’avec le pneu. Le Tableau 0.1 permet de comparer les principaux avantages et inconvénients de ces différentes configurations.

Tableau 0.1 Comparaison des différents systèmes de propulsion pour vélos électriques

Type	Avantages	Désavantages
Moteur-roue	Robuste, grande puissance, grand couple	Lourd, remplacement de la roue obligatoire
Pédalier motorisé	Compact, grande puissance, capteurs intégrés, assistance précise	Dispendieux, s’adapte difficilement sur des vélos conventionnels
Entraînement par friction	Coût faible, léger, installation facile et rapide	Couple limité, usure du pneu, faible performance dans la pluie

L'observation du Tableau 0.1 permet de constater que les systèmes d'entraînement par friction se distinguent par leur légèreté, leur simplicité d'installation et leur faible coût. On note que parmi les contraintes qui freinent l'expansion des vélos électriques, le coût d'acquisition élevé figure en première place (Mingardo, 2009). Pour cette raison, les systèmes d'entraînement par friction génèrent beaucoup d'enthousiasme de la part des consommateurs.

Par ailleurs, les principaux désavantages liés aux systèmes d'entraînement par friction reposent sur le contact entre le galet et le pneu de la bicyclette. D'une part, il est nécessaire de maintenir un contact ferme entre le galet et le pneu afin de permettre la transmission du couple mécanique. D'autre part, une friction excessive entre le pneu et le galet peut mener à une usure prématurée du pneu. Un contrôle adéquat de la force normale appliquée entre le galet et le pneu est donc essentiel afin de maximiser les performances du véhicule ainsi que la vitesse du galet d'entraînement.

Problématique

Tel que mentionné, l'ajustement automatique de l'adhérence entre un galet d'entraînement et un pneu de vélo est nécessaire pour optimiser à la fois les performances du vélo électrique et sa durabilité. Afin de s'attaquer à ce problème, la compagnie Alizeti a mis de l'avant une solution innovante pour permettre l'ajustement automatique de la force normale entre le galet et le pneu. Toutefois, il est rapidement apparu que le contrôle d'un tel dispositif est un problème complexe et qu'un algorithme de commande en temps réel est nécessaire pour assurer la meilleure expérience possible à l'utilisateur. De plus, les contraintes mécaniques et économiques associées aux vélos électriques limitent la possibilité d'ajouter de nombreux capteurs externes.

Objectifs

Dans ce mémoire, l'objectif principal est de développer et d'implanter un système de contrôle non linéaire permettant d'optimiser la force normale et le couple appliqués sur le galet d'entraînement d'un kit de traction électrique pour bicyclette. La force normale est optimisée lorsque l'adhérence du galet est tout juste suffisante pour transmettre le couple mécanique du moteur vers la roue arrière du vélo sans qu'il n'y ait de dérapage. Le couple optimal est trouvé lorsque la force longitudinale appliquée sur la portion de pneu en contact avec le galet correspond à la force de friction statique maximale pouvant être générée par les deux matériaux. Par ailleurs, puisque le produit développé par Alizeti peut être installé sur différents types de vélos, le système doit être capable de s'adapter dynamiquement à son environnement.

En d'autres termes, l'objectif est de concevoir un système de contrôle de la traction dynamique capable de s'adapter au type de vélo de l'utilisateur ainsi qu'aux conditions routières.

Méthodologie

Voici la liste des étapes à réaliser pour parvenir à atteindre l'objectif :

- la modélisation de la dynamique du vélo ;
- la modélisation de l'interface entre le pneu et le galet d'entraînement ;
- le développement d'un estimateur de l'adhérence du galet ;
- le développement d'un algorithme de commande de la traction ;
- la simulation du système de commande de la traction ;
- la validation expérimentale du système de commande de la traction.

Contributions techniques

Plusieurs contributions techniques ont été apportées par les travaux réalisés dans le cadre de ce mémoire. Jusqu'à présent, l'implémentation d'un filtre de Kalman pour estimer le taux de glissement d'un système d'entraînement par friction pour vélo électrique n'avait pas été documentée. L'impact de ces travaux est très important pour l'entreprise Alizeti qui a amorcé les démarches pour protéger la propriété intellectuelle liée à ces travaux par le biais d'un brevet d'invention. Ainsi, le système antipatinage devrait être incorporé dans les kits de conversion pour vélos électriques destinées au marché commercial. Par ailleurs, ce projet de recherche a eu une portée inattendue en permettant de documenter les performances d'une version améliorée de galet d'entraînement mis au point par Alizeti alors que le projet était déjà en cours. La conception d'un banc de test expérimental et l'analyse des données recueillies ont permis de constater les gains significatifs obtenus grâce à cette nouvelle technique. Ces informations furent cruciales pour étendre la plage d'opération du système de propulsion.

La structure de ce mémoire est composée de 6 chapitres :

Le **CHAPITRE 1** comprend la revue de littérature des algorithmes d'optimisation en temps réel destinés à des applications de puissance ainsi que des notions nécessaires à la modélisation du comportement d'un vélo électrique.

Le **CHAPITRE 2** porte sur la modélisation de la dynamique du vélo électrique.

Le **CHAPITRE 3** permet de suivre le processus de développement des algorithmes de commandes. Les étapes conception des algorithmes sont présentées ainsi que les simulations réalisées.

Le **CHAPITRE 4** porte sur la caractérisation de l'interface entre le galet d'entraînement et un pneu de bicyclette.

Le **CHAPITRE 5** porte sur l'intégration de l'algorithme dans le groupe motopropulseur développé par Alizeti.

Le **CHAPITRE 6** est dédié aux tests réalisés sur le système dans des conditions réelles.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

1.1 Modélisation d'une bicyclette

1.1.1 Dynamique du vélo traditionnel

L'ouvrage « Bicycle Science » de Wilson & Papadopoulos (2004) est largement cité dans la littérature spécialisée dans le domaine du cyclisme. La bicyclette est un objet qui a très peu évolué depuis plus d'un siècle. En effet, la plupart des vélos d'aujourd'hui possèdent encore les caractéristiques de leur ancêtre datant du début du XX^e siècle, soit un cadre en losange avec deux roues de même diamètre, une fourche munie d'un guidon, un pédalier central et une propulsion arrière à l'aide d'une chaîne. Par ailleurs, de récents travaux de recherche menés à l'Université de Delf ont permis de mieux comprendre le phénomène d'autostabilité d'un vélo (Meijaard *et al.*, 2007). Ce phénomène peut être aisément observé en laissant aller une bicyclette lancée au pas de course et en la regardant conserver son équilibre jusqu'à ce qu'elle ralentisse suffisamment pour tomber au sol.

Le modèle de bicyclette illustré à la Figure 1.1 permet de montrer qu'un vélo peut être décrit par une quantité limitée de paramètres provenant essentiellement de la géométrie du vélo ainsi que de la masse de ses composantes. Ces paramètres sont utilisés pour décrire la dynamique du vélo.

1.1.2 Modèle de l'adhérence d'un pneu

L'adhérence d'un pneu est étroitement liée au phénomène de glissement. En effet, sous l'effet d'une accélération, la vitesse longitudinale d'une roue est décalée par rapport à sa vitesse tangentielle. Le taux de glissement d'une roue permet d'apprécier cet écart. Ainsi, le coefficient de friction d'un pneu varie en fonction de son taux de glissement. Cette relation se présente sous l'allure d'une courbe bimodale sur l'intervalle $[0, \infty[$.

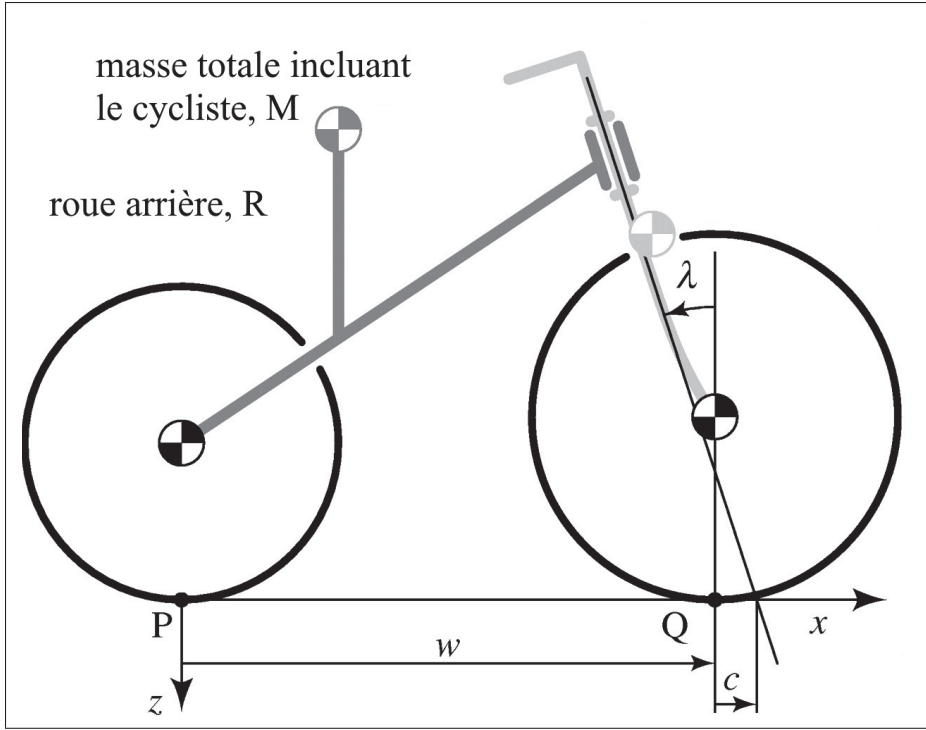


Figure 1.1 Paramètres d'un modèle simplifié de bicyclette
Adaptée de Meijaard *et al.* (2007)

Le modèle le plus utilisé pour représenter le comportement d'un pneu provient des travaux de recherche de Hans Pacejka (Svendenius, 2007). Ce modèle est connu sous le nom de Magic Formula Tire Model et sa forme générale est composée d'un ensemble de coefficients expérimentaux décrivant les divers comportements d'un pneu sur une surface donnée (Pacejka & Besselink, 1997). La forme générale de l'équation de Pacejka est présentée ci-après (1.1).

$$\mu_x = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(B_k - E \cdot [B_k - \arctan(B_k)])) \quad (1.1)$$

$$B_k = B * \lambda \quad (1.2)$$

$$F_x = F_z \cdot \mu_x \quad (1.3)$$

Les quatre coefficients B_k (coefficient de dureté), C (coefficient de forme), D (coefficient d'amplitude), E (coefficient de courbure) sont des constantes tandis que μ_x représente le coefficient

de friction statique du pneu et λ , le taux de glissement entre le pneu et la surface de roulement. Il est possible de déterminer la force longitudinale F_x en multipliant ce coefficient avec la force normale F_z appliquée sur le pneu (1.3).

Tableau 1.1 Coefficients de la formule magique pour différentes surfaces
Tiré de Pacejka (2005)

Surface	B	C	D	E
Route sèche	10	1,9	1	0,97
Route mouillée	12	2,3	0,82	1
Route enneigée	5	2	0,3	1
Route glacée	4	2	0,1	1

Le Tableau 1.1 présente les coefficients suggérés par Pacejka (2005) pour décrire le comportement d'un pneu de caoutchouc sur une route asphaltée dans diverses conditions météorologiques. Toutefois, il n'existe pas de documentation précise sur l'interface entre un galet d'entraînement en caoutchouc et un pneu de vélo. Il est donc nécessaire de produire ces données expérimentalement afin de les utiliser dans le modèle sur lequel est basé l'algorithme de commande.

On note qu'il s'agit de la forme générale de la formule magique et qu'une version plus exhaustive existe afin de mieux représenter les divers comportements de tout type de pneus, cependant cette seconde version implique approximativement 85 paramètres empiriques (Pacejka, 2005). De plus, la formule magique contient trois fonctions trigonométriques en cascade, ce qui rend sa dérivée première très complexe. En effet, cela limite l'utilisation directe de cette équation dans des applications où la puissance de calcul est limitée.

$$\mu_x = c_1(1 - e^{-c_2\lambda} - c_3\lambda) \quad (1.4)$$

Pour ces raisons, d'autres modèles ont été suggérés, notamment celui de Burckhardt & Reimpell (1993) qui substitue une simple fonction exponentielle aux fonctions trigonométriques de

Pacejka. Ce modèle est défini par l'équation exponentielle 1.4 où les coefficients c_1 , c_2 et c_3 sont obtenus de manière expérimentale.

L'une des faiblesses de ce modèle est l'absence de symétrie entre les valeurs positives et négatives du taux de glissement λ . Néanmoins, il est possible de contourner cette limitation en utilisant la valeur absolue du taux de glissement puis en multipliant le résultat total par le signe de λ (Elmas *et al.*, 2015) (Kiencke & Nielsen, 2000).

1.1.3 Surface de roulement

L'étude de l'interaction entre un vélo et une surface de roulement a permis d'établir que les vibrations transmises à l'axe d'une roue possèdent une enveloppe qui respecte une loi normale (Roseiro *et al.*, 2016). Ainsi, il est possible d'ajuster les paramètres de cette excitation pour différents cas d'utilisation. Le laboratoire VÉLUS de l'Université de Sherbrooke a mené de nombreux travaux visant à caractériser les vibrations ressenties par les cyclistes. Leurs recherches ont notamment permis de définir des modèles spécifiques à différents types de vélos et de surfaces de roulement telles que l'asphalte ou le gravier (Lépine *et al.*, 2013).

1.2 Système de contrôle de la traction

Les systèmes de contrôle de la traction destinés aux vélos électriques munis d'un galet d'entraînement sont très peu présents dans la littérature scientifique. Cependant, on retrouve quelques brevets d'invention intéressants publiés récemment.

Il est possible de se tourner du côté des motocyclettes pour trouver des détails sur les diverses approches employées pour réguler la traction d'un véhicule à deux roues. Par ailleurs, la nature dynamique d'un système de traction combinée aux conditions routières fortement imprévisibles implique l'utilisation de systèmes de commande non linéaires.

1.2.1 Inventions relatives aux entraînements par friction destinés aux bicyclettes

En parcourant les bases de données publiques dédiées aux brevets d'inventions, on constate que plusieurs mécanismes ont été mis au point afin d'assurer le bon fonctionnement d'un galet d'entraînement appuyé sur un pneu de bicyclette. Deux inventions relativement récentes ont été retenues d'une part pour leur principe de fonctionnement et d'autre part puisqu'elles ont fait l'objet d'une commercialisation.

1.2.1.1 Rubbee

Le brevet WO2015005757A1 déposé par Gediminas Namanis (2014) présente un dispositif innovateur intégrant tous les éléments d'une chaîne de traction dans un boîtier unique. Cette invention est actuellement commercialisée sous la marque Rubbee. Le principal avantage de ce système est la grande facilité d'installation et de démontage du dispositif. Sur la Figure 1.2 tirée du brevet, on peut observer un vérin à gaz indiqué par le chiffre 7. Ce mécanisme agit comme un ressort afin de maintenir une pression entre le galet d'entraînement et le pneu de la bicyclette. Cette approche présente l'avantage de pouvoir s'intégrer sur une bicyclette munie d'une suspension arrière. En effet, si la position relative du pneu par rapport à celle de la tige de la selle varie, le vérin à gaz permet d'ajuster la position du système de propulsion auquel est intégré le galet d'entraînement. En contrepartie, il s'agit d'un système passif qui ne peut s'adapter aux conditions de la route, par exemple en cas d'orage. De plus, le système ne peut être désengagé sans une intervention manuelle de l'utilisateur. Enfin, le brevet d'invention ne mentionne aucune autre technique utilisée afin d'éviter le patinage du galet d'entraînement.

1.2.1.2 Gboost

Une invention antérieure à celle de G. Nemanis a été publiée par Günther Hirn (2013). Cet inventeur a mis au point un dispositif d'entraînement par friction pour vélo électrique qui s'installe sous le pédalier d'une bicyclette conventionnelle. Cette invention est commercialisée en Europe sous la marque de commerce Gboost. Le dispositif est illustré à la Figure 1.3 tirée du

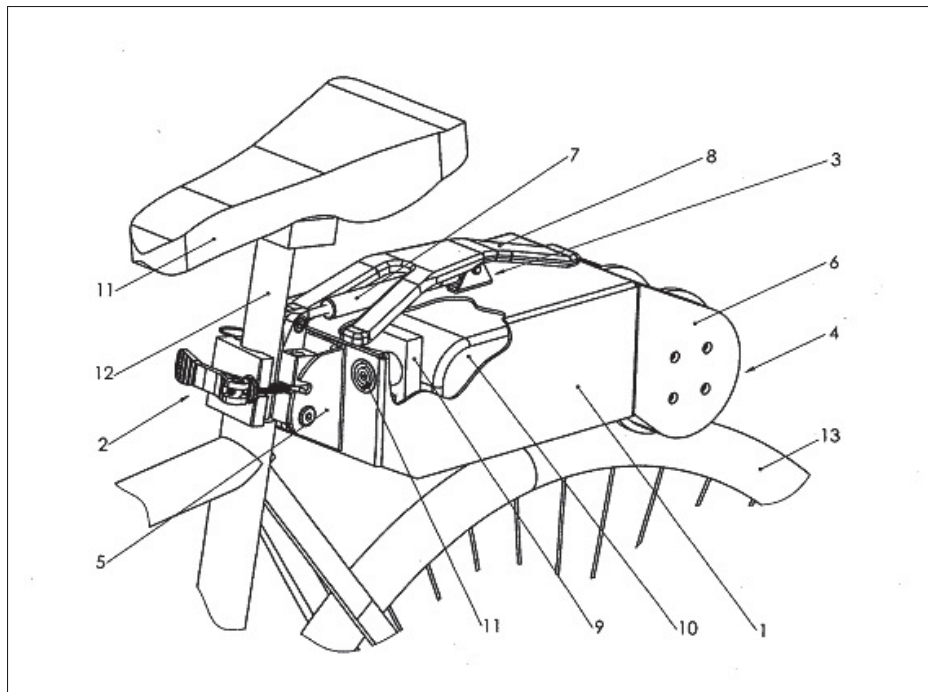


Figure 1.2 Vue d'ensemble de l'invention Rubbee
Tirée de Namanis (2014)

brevet. On remarque que la position du galet d'entraînement peut être ajustée à l'aide d'un tendeur indiqué par le numéro 280. Selon la description du brevet, ce tendeur doit être préférentiellement relié à une commande mécanique à l'aide d'un câble Bowden (câble d'acier utilisé sur les systèmes de freins de bicyclette). Ainsi, l'utilisateur peut contrôler la position du galet d'entraînement à l'aide d'une commande similaire à un levier de frein de vélo conventionnel. Cette invention présente comme principal avantage de permettre à l'utilisateur d'ajuster et même de désengager le système à sa guise alors qu'il est en mouvement. Toutefois, le brevet ne fait aucune mention d'un mécanisme de commande automatisée de la position du galet d'entraînement.

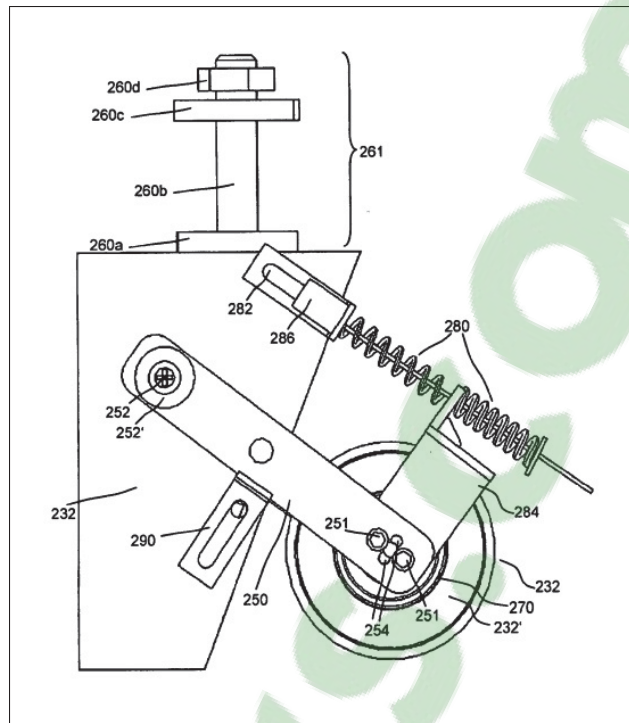


Figure 1.3 Vue d'ensemble de l'invention Gboost
Tirée de Hirn (2013)

1.3 Méthodes de détection du glissement

1.3.1 Capteurs de vitesse

Traditionnellement, les systèmes de contrôle de la traction des véhicules motorisés reposent sur l'utilisation de plusieurs capteurs de vitesse. Sur un véhicule à deux roues, on peut utiliser une paire de capteurs pour mesurer la vitesse de la roue non-motrice, généralement la roue avant, et la vitesse de la roue motrice. Le taux de glissement est alors directement obtenu en comparant les vitesses des deux roues. De plus, on peut également placer le capteur sur le moteur ou sur la transmission plutôt que sur la roue arrière et tenir compte des ratios de réduction.

On note également que dans les cas où le véhicule est mû par un moteur électrique qu'il est souvent possible d'éliminer le capteur de vitesse externe situé sur la roue motrice ou sur le moteur. En effet, l'entraînement électronique utilisé pour alimenter le moteur électrique possède

généralement un capteur de vitesse intégré afin de permettre l'asservissement de la vitesse du moteur.

En somme, cette approche présente le bénéfice évident d'offrir une mesure directe du taux de glissement. Les désavantages de cette approche résident dans la nécessité de placer des capteurs physiques sur chacune des deux roues. Cela augmente les coûts du système et génère de nouvelles sources de dysfonctionnement qui ne peuvent être mitigées sans l'ajout de capteurs redondants, ce qui augmente encore les coûts et la complexité du système. En somme, cette approche convient bien aux véhicules de plus grande valeur tels que les motocyclettes, mais demeure particulièrement rare pour les vélos électriques.

1.3.2 Filtre de Kalman

Il est possible d'utiliser des techniques numériques pour éviter d'avoir à utiliser des capteurs de vitesse. Le filtre de Kalman est une technique largement répandue afin de surmonter l'impossibilité de réaliser une mesure directe de certaines variables. Il est possible de voir cette approche comme une technique d'estimation optimale. En effet, l'algorithme est constitué de deux étapes. D'abord, une première estimation du nouvel état est effectuée à partir d'une matrice de covariance, puis une correction a lieu en tenant compte de la dernière mesure effectuée.

Depuis une vingtaine d'année, l'usage de cette technique s'est répandu notamment dans les domaines de la géomatique et de l'automatisation. Plusieurs systèmes de commande de la traction emploient avec succès un filtre de Kalman étendu afin d'effectuer l'estimation du taux de glissement entre le pneu et la route (Colli *et al.*, 2006). En effet, il est nécessaire de connaître ce taux de glissement puisqu'il est directement relié à la force de traction maximale pouvant être appliquée sur le pneu avant que ce dernier ne dérape.

La technique du filtre de Kalman peut également être utilisée pour estimer le coefficient de friction entre la roue d'un véhicule et un revêtement inconnu. Cette approche fut validée expérimentalement par une équipe de l'Université de Hanovre en Allemagne (Eicke *et al.*, 2016).

On note également quelques exemples où plusieurs filtres de Kalman sont utilisés en parallèle pour réaliser des estimations multi-modèles (Xu *et al.*, 2015).

1.4 Algorithmes de commande de la traction

1.4.1 Régulateur PID

La commande PID (proportionnel, intégral, dérivé) est l'une des commandes linéaires les plus utilisées. L'un des principaux avantages de la commande PID est sa simplicité d'implémentation et sa grande polyvalence. Les régulateurs PID sont utilisés depuis plus d'une vingtaine d'années dans les systèmes de contrôle de la traction dans le domaine automobile. Des exemples d'utilisation de cette technique existent également pour des motocyclettes (More *et al.*, 2017). Bien que les régulateurs PID ne permettent généralement pas d'obtenir une commande optimale et qu'ils s'adaptent difficilement aux systèmes non linéaires complexes, des exemples récents montrent qu'il est possible de les adapter à des problèmes de commande de système de freinage ABS sur des surfaces complexes (Fu *et al.*, 2012) (Zhang & Lei, 2017).

1.4.2 Logique floue

La logique floue est l'une des formes élémentaires de l'intelligence artificielle. Il s'agit d'un outil très utile afin d'implémenter un contrôle intuitif sur un système complexe. Plusieurs chercheurs ont montré l'utilité d'un contrôleur flou dans leurs travaux (Colli *et al.*, 2006) (Dash & Subudhi, 2013). Ce type de contrôleur permet de s'adapter facilement à des systèmes non linéaires. On peut également utiliser la logique floue afin de créer des classificateurs capables d'extrapoler les conditions d'opération du système à partir d'un nombre limité de données expérimentales. (Kataoka *et al.*, 2001) Ainsi, la logique floue peut être intégrée dans un système de contrôle de la traction afin de remplir plusieurs fonctions.

1.4.3 Approche hybride

Il est également possible de combiner l'utilisation d'un régulateur PID et de logique floue dans un algorithme antipatinage. Cette approche a été validée sur une plateforme de simulation par une équipe de chercheurs de l'Université de Beijing (Li *et al.*, 2012). Il est également possible d'utiliser la logique floue pour ajuster en temps réel les paramètres d'un régulateur PID (Kejun & Chengye, 2010) (Lu *et al.*, 2010).

CHAPITRE 2

MODÉLISATION DE LA BICYCLETTE ÉLECTRIQUE

Ce chapitre porte sur la modélisation de la dynamique d'un vélo muni du kit de conversion développé par la compagnie Alizeti. Ce kit de conversion permet de convertir un vélo régulier en vélo électrique.

2.1 Description du système Alizeti

Le système Alizeti 300C est un kit tout-en-un permettant de convertir une bicyclette classique en vélo électrique. Ce système se veut abordable et facile à installer pour le consommateur. Ainsi, il ne s'agit pas d'un produit de haute performance, mais plutôt d'une solution conviviale pour les déplacements quotidiens en vélo.

Afin de réduire les coûts du système, l'ensemble de la chaîne de traction est intégré dans un bloc monté sur un support à bagage classique. Ainsi, plutôt que d'avoir recours à un moteur-roue ou à un pédalier motorisé, la traction est assurée par un galet d'entraînement en contact direct avec le pneu arrière du vélo. Ce galet est lui-même entraîné par un petit moteur électrique à aimant permanent logé directement sous le boîtier principal. L'une des innovations majeures présentées par Alizeti se trouve au niveau du mécanisme permettant de contrôler la pression appliquée entre le galet d'entraînement et le pneu.

Tel que mentionné en introduction, l'usure prématurée des pneus est un problème majeur auquel font face toutes les propulsions ayant recours à un galet d'entraînement. De plus, l'adhérence entre le pneu et le galet limite le couple maximal pouvant être transmis à la roue. Ainsi, l'ajustement de la pression est un élément critique du système afin de limiter l'usure et les pertes dans la chaîne de traction tout en maintenant une adhérence suffisante afin d'offrir des performances optimales à l'utilisateur.

Ce dispositif a la particularité de rassembler tous les principaux éléments de la chaîne de traction électrique (moteur, batterie et électronique de puissance) en un seul bloc fixé sur un support à bagages à l'arrière du vélo.



Figure 2.1 Photo du système de conversion Alizeti 300c

La Figure 2.1 présente une vue d'ensemble du système de motorisation électrique. On y voit le compartiment principal en aluminium dans lequel se situent les accumulateurs au lithium ainsi que les cartes électroniques. Le moteur électrique de traction est fixé sous ce compartiment et transmet le couple de traction au galet d'entraînement à l'aide d'une courroie dentelée. Enfin, le galet d'entraînement est en contact direct avec le pneu de bicyclette et transmet à son tour le couple par friction à la roue. La pression appliquée sur le galet d'entraînement est ajustable dynamiquement à l'aide d'un système innovateur proposé par Alizeti. La Figure 2.2 présente les principaux éléments mécaniques de ce système. En rouge, on retrouve le moteur d'entraînement dont le châssis est fixé sur un bras pivotant. Un moteur à vis, coloré en bleu, permet de déplacer le bras pivotant à l'extrémité duquel est fixé le galet d'entraînement.

La Figure 2.3 montre de quelle façon les deux actionneurs sont représentés dans le modèle. Ainsi, l'actionneur de traction, en rouge sur le schéma, inclut le moteur de traction ainsi que

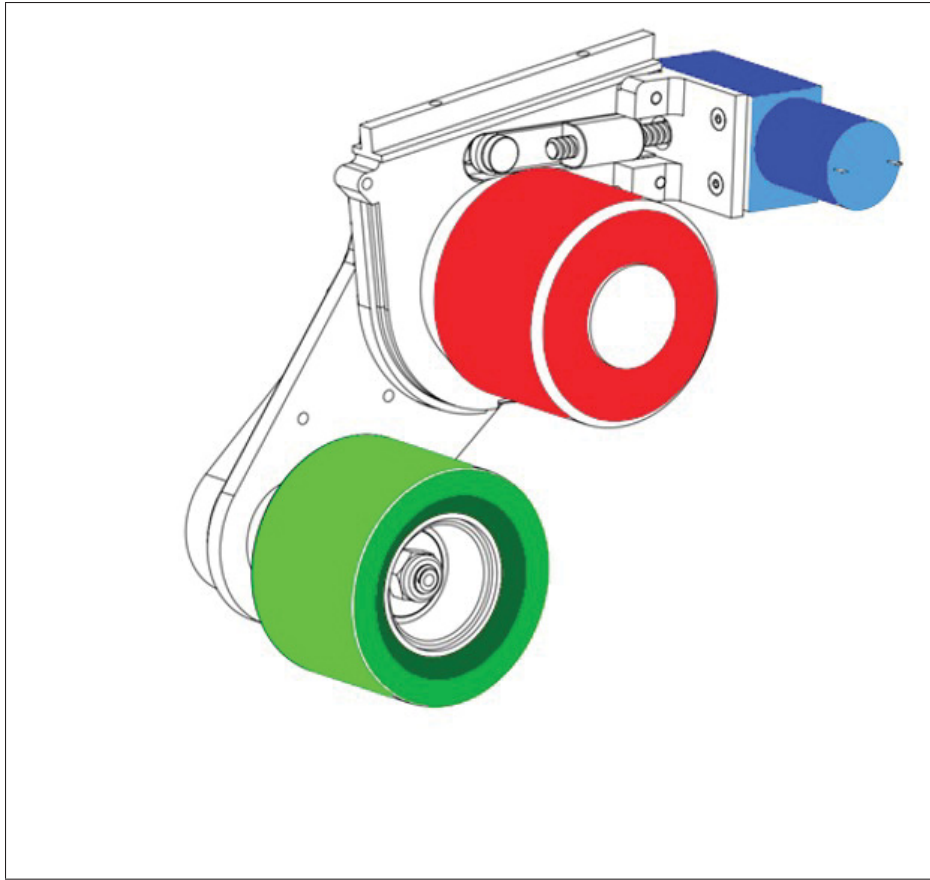


Figure 2.2 Dessin des actionneurs du système Alizeti 300C

l'entraînement électronique triphasé permettant de l'alimenter. L'actionneur à vis, en bleu, est constitué du moteur à vis ainsi que d'un entraînement électronique monophasé et d'un bras pivotant permettant d'appliquer une force normale F_N entre le galet et le pneu à partir d'une commande F_{APC} . L'actionneur de traction permet quant à lui d'appliquer un couple T_{galet} à partir de la commande T_{adj} .

2.2 Modèle du vélo électrique

Depuis plus d'un siècle, une grande quantité de modèles ont été proposés afin de décrire à l'aide d'équations le comportement d'une bicyclette Astrom *et al.* (2005). Deux articles des chercheurs néerlandais Meijaard *et al.* (2007) et Schwab & Meijaard (2013) dressent un portrait exhaustif des différentes lacunes de ces modèles et présentent une version complète du

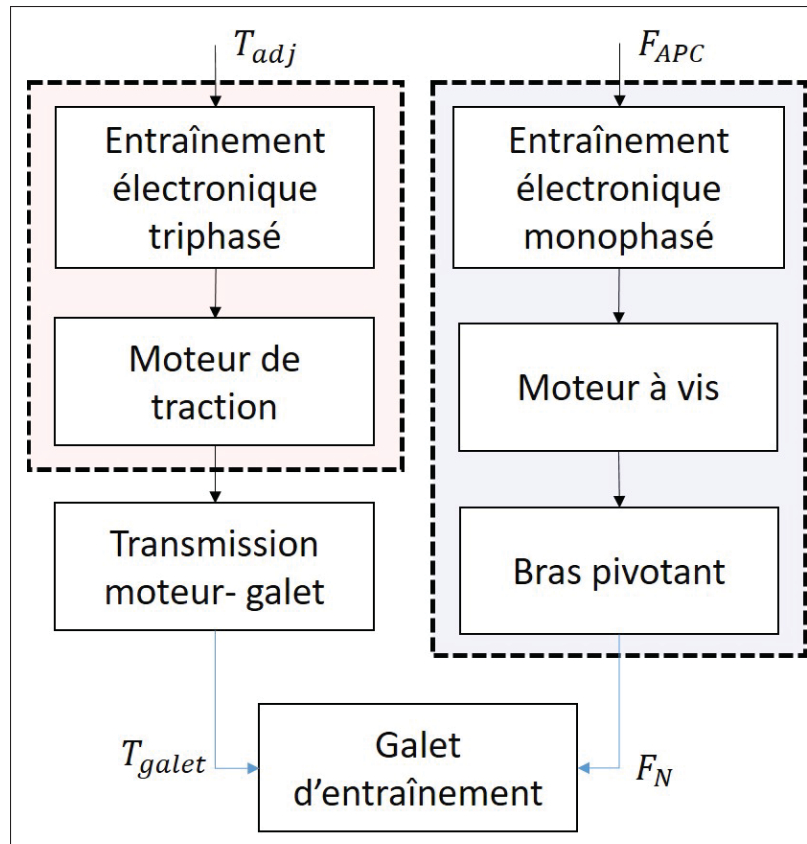


Figure 2.3 Schéma des actionneurs du système Alizeti 300C

modèle de Whipple. Ce mémoire reprend ce modèle comme point de référence pour décrire la dynamique d'un vélo traditionnel.

La Figure 2.4 présente une adaptation du modèle de Whipple permettant d'inclure le système de propulsion électrique représenté ici en rouge. Le cycliste est considéré comme une masse ponctuelle fixée sur le cadre du vélo capable de transmettre un couple T_h à la roue arrière du vélo.

Dans le cadre de ce mémoire, seules les trajectoires rectilignes sont abordées. Cette simplification permet de réduire considérablement la complexité du modèle et de se concentrer uniquement sur l'impact de l'ajout d'un système d'assistance électrique. En effet, tel que présenté à la Figure 2.1, dans le cas d'un entraînement par friction, la géométrie entre le galet d'entraînement et la roue motrice du vélo est définie par l'ajustement du système sur le vélo. Ainsi, la

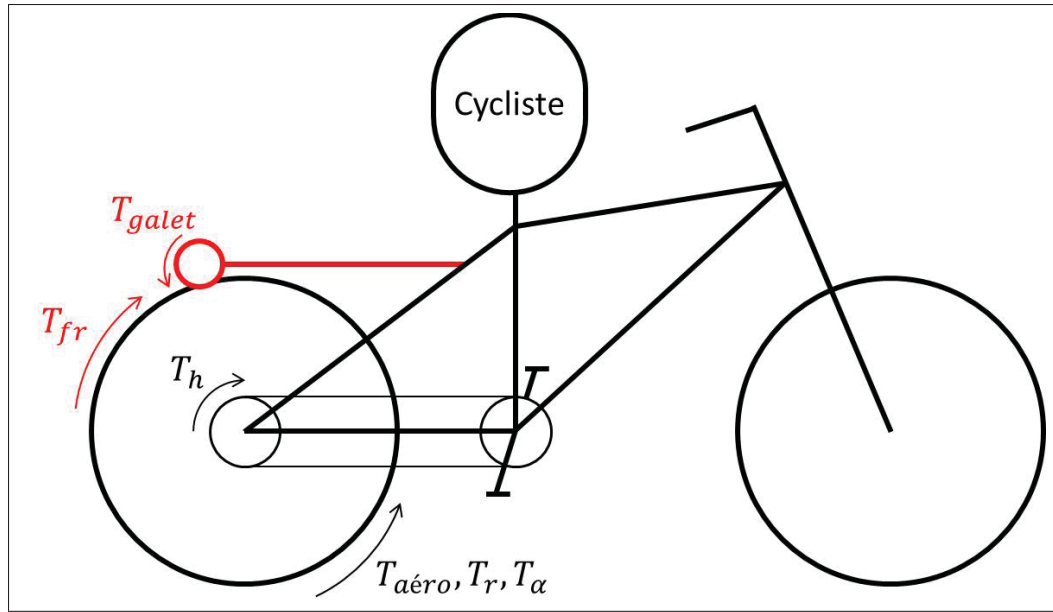


Figure 2.4 Schéma du modèle du vélo électrique

position du galet par rapport à la roue demeure fixe peu importe les mouvements effectués par le cycliste.

La dynamique rotationnelle du vélo électrique peut être exprimée de la manière suivante (2.1) à partir des couples identifiés à la Figure 2.4.

$$J_{roue} \ddot{\omega}_{roue}(t) = T_h(t) + T_{fr}(t) - T_{aéro}(t) - T_r(t) - T_{\alpha}(t) \quad (2.1)$$

Où J_{roue} représente le moment d'inertie combiné du cycliste et du vélo ; $\ddot{\omega}_{roue}$ est l'accélération angulaire de la roue motrice ; T_h est le couple fourni par l'humain ; T_{fr} est le couple d'assistance produit par la friction entre le galet d'entraînement et le pneu du vélo ; $T_{aéro}$ est le couple de la résistance aérodynamique ; T_r est le couple de la résistance au roulement et T_{α} est le couple généré par l'élévation du terrain.

2.3 Définition des repères

2.3.1 Taux de glissement

Le taux de glissement est un concept lié à l'interaction entre une roue et une surface de roulement. Le taux de glissement est défini comme le ratio établi selon la vitesse tangentielle de la roue et la vitesse linéaire du centre de masse du véhicule (Wilson & Papadopoulos, 2004).

$$\lambda_{roue} = \frac{r_{roue}\omega_{roue} - v_{vélo}}{v_{vélo}} \quad (2.2)$$

Un taux de glissement λ_{roue} nul représente un cas où la vitesse tangentielle de la roue du vélo est identique à la vitesse linéaire de ce dernier, ce qui correspond à une accélération angulaire nulle sur l'arbre de la roue. En effet, la valeur absolue du taux de glissement augmentera si la roue fournit une force d'accélération au véhicule. Typiquement, le taux de glissement est borné sur l'intervalle $[-1, 1]$. En effet, les travaux de recherche expérimentale ont permis de montrer que la région de stabilité d'un pneu se trouvait bien en dessous d'un taux de glissement unitaire (Ray, 1997).

Dans le cas d'un système d'entraînement par friction, on retrouve un élément rotatif additionnel par rapport à un vélo classique, soit le galet d'entraînement. En effet, le taux de glissement de ce galet peut s'exprimer sensiblement à l'aide des mêmes équations. Toutefois, le ratio sera obtenu en comparant les vitesses tangentielles des deux cylindres. Le taux de glissement du galet sera noté λ_{galet} .

$$\lambda_{galet} = \frac{r_{roue}\omega_{roue} - r_{galet}\omega_{galet}}{r_{roue}\omega_{roue}} \quad (2.3)$$

2.4 Forces et moments principaux

Les forces et moments appliqués sur le vélo proviennent de diverses sources actives et passives. La surface de roulement ainsi que les effets aérodynamiques ont un impact passif sur le vélo tandis que le cycliste peut être considéré comme un élément actif.

Puisque l'objectif principal de ce mémoire est de proposer une approche pouvant être généralisée au plus grand nombre de vélos possible, il est souhaitable d'utiliser des équations générales pour représenter ces forces et moments (Wilson & Papadopoulos, 2004).

2.4.1 Trainée aérodynamique

La force de traînée aérodynamique sera traitée à l'aide de l'équation suivante qui considère l'ensemble vélo/cycliste comme un seul corps rigide.

$$F_{aéro} = \frac{1}{2} \rho_{air} A_{frontale} C_{trainée} v_{vélo}^2 \quad (2.4)$$

Où la force de trainée aérodynamique $F_{aéro}$ est le produit de la masse volumique de l'air ρ_{air} , de l'aire frontale de l'ensemble $A_{frontale}$, de son coefficient de trainée $C_{trainée}$ et du carré de sa vitesse linéaire V . On peut alors obtenir le couple $T_{aéro}$ associé à la résistance de l'air.

$$T_{aéro} = F_{aéro} r_{roue} \quad (2.5)$$

2.4.2 Force de friction

La force de friction est directement proportionnelle à la force normale appliquée sur un corps en contact avec un autre.

$$F_{fr} = \mu_x F_N \quad (2.6)$$

Où F_{fr} est la force de friction, μ_x le coefficient de friction d'une surface quelconque et F_N la force normale. Dans le cas où un objet est déposé sur une surface plane uniforme, la force normale est alors linéairement proportionnelle à la masse de l'objet. Toutefois, dans le cas d'un système d'assistance électrique, cette force normale peut être asservie par l'entremise d'un actuateur. Le transfert de la puissance mécanique entre le moteur électrique et la roue du vélo est réalisé grâce à cette force de friction. Le couple d'assistance T_{fr} peut donc être exprimé à l'aide de l'équation 2.7.

$$T_{fr} = F_{fr} r_{galet} \quad (2.7)$$

Des essais expérimentaux réalisés chez Alizeti ont permis de valider le comportement linéaire de la force normale. Ces résultats, présentés à la Figure 2.5, permettent de voir que la force normale exercée sur le pneu de la bicyclette est proportionnelle au courant circulant dans le moteur à vis. De même, la consigne F_{APC} peut être reliée à la force normale F_N à l'aide de deux constantes.

$$F_N = m_{APC} F_{APC} + b_{APC} \quad (2.8)$$

Le coefficient de friction est défini entre deux matériaux dans un environnement déterminé. Ainsi, la présence d'eau ou d'impuretés peut modifier le coefficient de friction entre deux objets. On distingue le coefficient de friction statique du coefficient de friction dynamique. En effet, pour une même paire de matériaux, on remarque souvent une diminution du coefficient de friction dynamique par rapport au coefficient statique. Ainsi, le coefficient de friction statique est associé à la force de friction maximale qu'une paire de matériaux peut générer avant que l'un glisse sur l'autre.

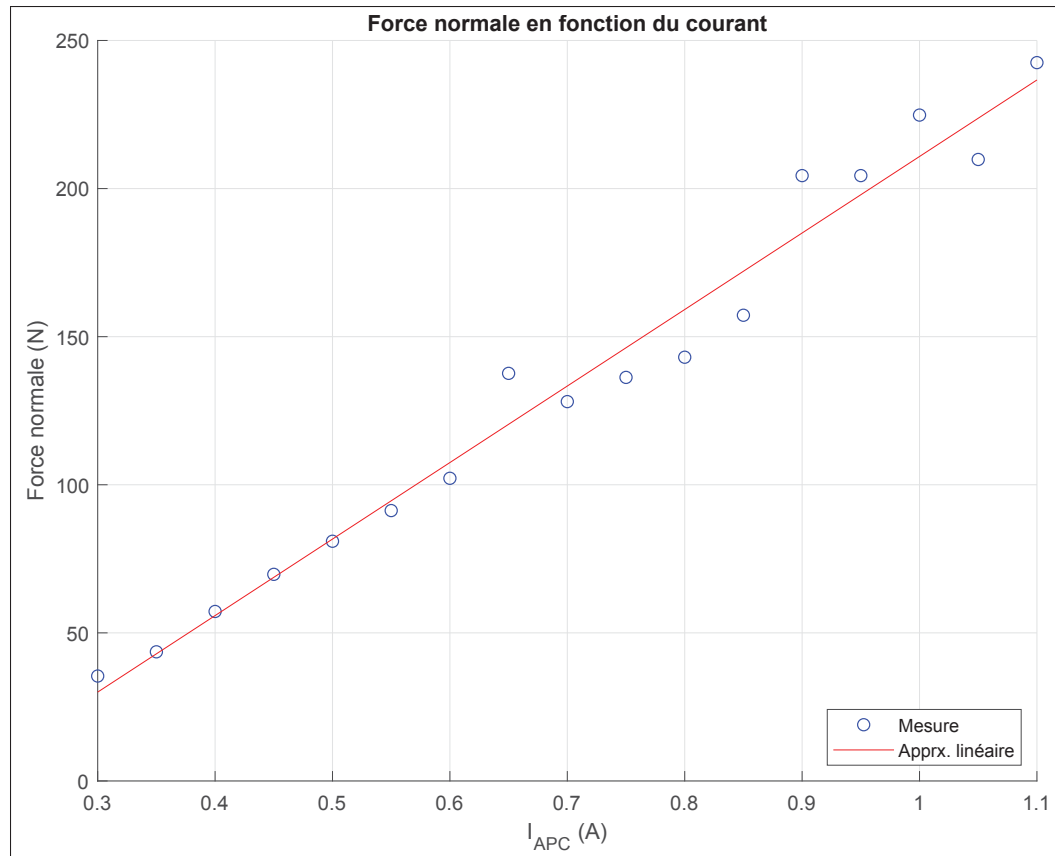


Figure 2.5 Force normale en fonction du courant du moteur à vis

2.4.3 Résistance au roulement

La force de résistance au roulement est traitée à l'aide d'une équation linéaire. Le couple dû à cette force est calculé à l'aide du rayon de la roue.

$$F_r = f_{f,c} m_{vélo} g \quad (2.9)$$

$$T_r = F_r r_{roue} \quad (2.10)$$

Le coefficient de $f_{f,c}$ représente le frottement des roues. Ce coefficient dépend principalement du type de pneu et du revêtement de la route. Typiquement, sa valeur se situe entre 0.01 et 0.015 pour des vélos classiques sur une route asphaltée (Wilson & Papadopoulos, 2004). Ce

coefficient est multiplié par la masse du vélo $m_{vélo}$ et la constante gravitationnelle g . On note que la valeur de la force de résistance au roulement demeure constante, ce qui implique que sa contribution à la somme des forces diminue au fur et à mesure que la vitesse du vélo augmente.

2.4.4 Force gravitationnelle

La dernière source passive ayant un impact sur le vélo est la force gravitationnelle. Cette force se manifeste uniquement lorsque le gradient de la route est non nul. Le couple associé à la force gravitationnelle est proportionnel au rayon de la roue.

$$F_{\alpha} = m_{vélo} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (2.11)$$

$$T_{\alpha} = F_{\alpha} r_{roue} \quad (2.12)$$

La force F_{α} est le produit de la masse totale du vélo $m_{vélo}$, de la constante gravitationnelle g et du sinus de l'angle d'élévation α du terrain.

La force gravitationnelle peut rapidement supplanter les autres forces s'opposant au mouvement de la bicyclette lorsque l'élévation du terrain augmente. Ainsi, son effet se fait immédiatement ressentir par le cycliste.

2.4.5 Force motrice du cycliste

La force exercée par le cycliste est difficile à exprimer de manière mathématique. Néanmoins, il est possible de déterminer l'intervalle dans lequel elle se retrouve. Ainsi, un athlète professionnel peut produire jusqu'à 270 Nm de couple et une puissance maximale de près de 1800 W (Gardner *et al.*, 2007). Il s'agit toutefois de valeurs instantanées et il serait impossible pour un être humain de maintenir un tel rythme sur de longues distances, la puissance moyenne des meilleurs cyclistes du Tour de France se situant généralement sous le seuil de 450 W pour des épreuves d'une durée située entre 30 et 45 minutes. (ChronosWatts, 2018).

L'effort effectué par un cycliste est une variable fortement imprévisible. Dans le cas d'un système d'assistance électrique pour vélo, il est généralement nécessaire pour l'utilisateur de pédaler pour activer l'assistance. Toutefois, des essais informels sur des produits commerciaux ont permis de conclure rapidement qu'il est très facile de recourir à l'assistance sans fournir de puissance mécanique d'origine humaine simplement en ajustant les dérailleurs de la bicyclette. En somme, il est possible que le couple fourni par le cycliste soit quasi nul alors que le moteur électrique est engagé, ce qui correspond à un cas limite d'utilisation.

2.4.6 Force motrice du système d'assistance électrique

Enfin la dernière force considérée dans ce mémoire est la force de traction générée par le moteur électrique. On suppose que le système de propulsion électrique possède une puissance maximale de 500 W afin de respecter la réglementation canadienne en matière de bicyclettes munie d'un système d'assistance électrique. Cette puissance ne peut toutefois être maintenue de manière prolongée sans avoir un effet négatif sur l'autonomie de l'accumulateur. La puissance mécanique fournie par le système de propulsion est proportionnel à l'efficacité globale de la chaîne de traction que l'on peut estimer à environ 85%.

$$P_{mec} = \eta_m \cdot P_{elec} = \omega_m T_m \quad (2.13)$$

Où P_{mec} est la puissance mécanique du moteur, P_{elec} est la puissance électrique, η_m est le rendement du moteur, ω_m la vitesse angulaire du moteur et T_m le couple à l'arbre du moteur. On peut relier le couple du moteur au couple du galet à l'aide d'un rapport de réduction K_{mg} et en tenant compte des pertes mécaniques à l'aide du coefficient de rendement η_{mg}

$$T_{galet} = \frac{\eta_{mg}}{K_{mg}} T_m \quad (2.14)$$

De la même façon, il est possible d'établir une relation entre la vitesse de rotation du galet d'entraînement ω_{galet} et la vitesse de rotation du moteur électrique ω_m .

$$\omega_{galet} = K_{mg}\omega_m \quad (2.15)$$

La dynamique du galet d'entraînement est décrite par la relation liant l'accélération angulaire du galet $\dot{\omega}_{galet}$ et les couples T_{galet} et T_{fr} .

$$J_{galet}\dot{\omega}_{galet}(t) = T_{galet}(t) - T_{fr}(t) \quad (2.16)$$

2.5 Forces et moments non modélisés

Plusieurs autres forces peuvent avoir un effet sur le vélo, mais sont ignorées afin de limiter la complexité du modèle. Une portion de ces forces provient des effets aérodynamiques complexes. Ces derniers trouvent leur origine dans la présence de vent, dans les mouvements du cycliste ou dans la présence d'autres objets en déplacement autour du vélo. Pour simplifier la dynamique du système, on pose l'hypothèse que leur impact est négligeable dans la plage d'opération considérée. On note que la réglementation canadienne stipule que les vélo électriques ne peuvent fournir un couple d'assistance à une vitesse supérieure à 32 km/h. Pour cette raison, il n'est pas nécessaire de considérer le comportement du vélo à des vitesses plus élevées.

Parmi les autres forces non modélisées, on retrouve les vibrations causées par la surface de la route. Ces vibrations présentent des formes d'onde très aléatoires, mais affectent très peu la dynamique du vélo sur le plan longitudinal puisqu'elles ne contiennent que très peu d'énergie (Lépine, 2013).

2.6 Modèle simplifié du vélo électrique

Dans le cadre de ce mémoire, l'objectif visé étant de concevoir un prototype de système anti-patinage, certaines hypothèses sont posées afin de réduire la complexité du modèle. D'abord, la force de résistance au roulement $F_{f,c}$ est supposée nulle. Cette hypothèse est appuyée par le fait que le système d'assistance électrique étudié est automatiquement désactivé lorsque la vitesse du vélo est inférieure à 5 km/h, soit la plage où cette force est significative.

Par ailleurs, on suppose que le vélo se déplace uniquement sur une surface plane où la force gravitationnelle peut être négligée. En effet, il est très difficile de tenir compte de la force gravitationnelle sans capteur additionnel tel qu'un gyroscope.

Enfin, on considère le cas limite où l'utilisateur ne fournit aucune puissance mécanique au système. C'est effectivement dans ce cas critique que la présence d'un système antipatinage est le plus nécessaire, car l'ensemble du couple de traction du vélo passe par le galet d'entraînement.

L'équation 2.1 est réduite à la forme suivante :

$$J_{roue}\dot{\omega}_{roue}(t) = T_{fr}(t) - T_{aéro}(t) \quad (2.17)$$

CHAPITRE 3

CONCEPTION DU SYSTÈME DE COMMANDE

Dans ce chapitre, on propose une approche permettant de commander la force normale appliquée sur un galet d'entraînement afin d'optimiser la traction d'un vélo électrique. Cette approche est basée sur la combinaison de plusieurs techniques qui seront explicitées ici.

3.1 Vue d'ensemble de la boucle de commande

Il est utile d'observer le système dans son ensemble, tel que présenté à la Figure 3.1, afin de comprendre les interactions entre les différents éléments. Le système agit comme intermédiaire entre l'interface utilisateur et les actionneurs. On note que le système antipatinage ne possède aucune mesure de la vitesse angulaire de la roue ω_{roue} .

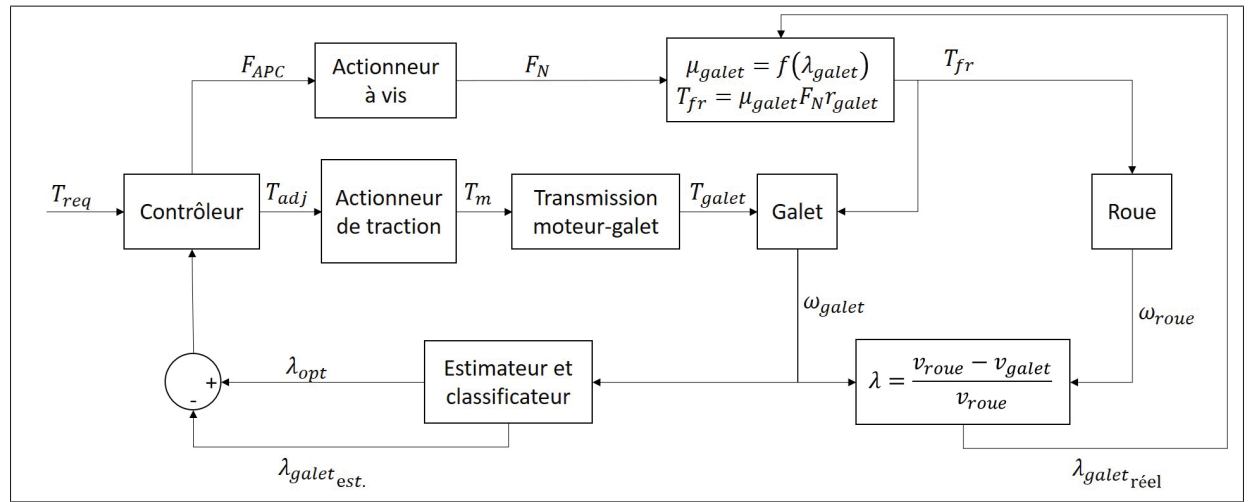


Figure 3.1 Système de commande de la traction

La figure 3.2 permet de synthétiser les principaux éléments de la Figure 3.1. On observe la présence de cinq blocs, dont trois constituent l'essentiel du système antipatinage, soit le contrôleur, l'estimateur et le classificateur.

Le système antipatinage agit uniquement sur deux variables, soit le couple T_{adj} et la force normale F_{APC} appliqués sur le galet d'entraînement. Le contrôleur peut donc ajuster la consigne de couple T_{req} envoyée depuis l'interface utilisateur. L'estimateur ne nécessite que la mesure de la vitesse de rotation de la machine électrique ω_m pour connaître la vitesse du galet (2.15) et livrer des estimations du taux de glissement λ_{galet} et du coefficient de friction μ_{galet} du galet d'entraînement. Ces informations permettent par la suite d'effectuer une classification afin de déterminer dans quel type d'environnement opère le vélo électrique. Enfin, le taux de glissement estimé λ_{galet} et optimal λ_{opt} sont retournés au contrôleur afin de compléter la boucle de commande.

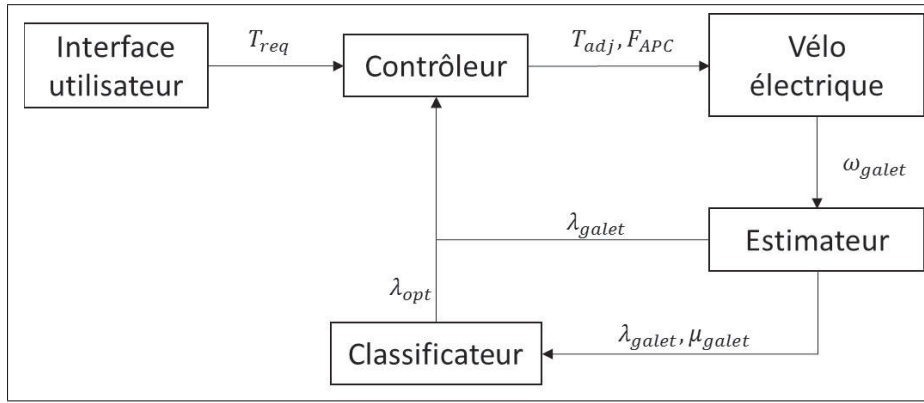


Figure 3.2 Système de commande de la traction

3.2 Estimateur

L'estimation du taux de glissement du galet d'entraînement est un élément essentiel de la boucle de commande. Ce taux de glissement peut être calculé à l'aide de la vitesse angulaire du galet et de la roue arrière du vélo. Cependant les contraintes du système Alizeti nous empêchent de mesurer directement la vitesse de la roue arrière. Ainsi, un filtre de Kalman étendu est utilisé afin d'effectuer la meilleure estimation possible de la vitesse linéaire et du taux de glissement à partir de la vitesse de rotation du moteur électrique.

La Figure 3.3 présente les trois étapes principales du filtre de Kalman étendu, soit la prédiction, le calcul du gain de Kalman et la correction. Les valeurs estimées du vecteur d'état sont représentées par la notation \hat{x}_k^- et \hat{x}_k , où \hat{x}_k^- est une prédiction basée sur le modèle et \hat{x}_k la valeur estimée corrigée à l'aide du gain de Kalman K . Les fonctions f et h sont des fonctions non linéaires qui relient les variables d'état aux entrées du système et au vecteur de mesure y . Ces fonctions proviennent des équations de modélisation de la bicyclette électrique telles que présentées au chapitre 2. On utilise les matrices F (3.1) et H (3.2), soit les jacobiens de ces fonctions, pour réaliser les opérations sur les matrices P et K ;

$$F_k = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{(\hat{x}_k, u_k, k)} \quad (3.1)$$

$$H_k = \left. \frac{\partial h}{\partial x} \right|_{(\hat{x}_k, u_k, k)} \quad (3.2)$$

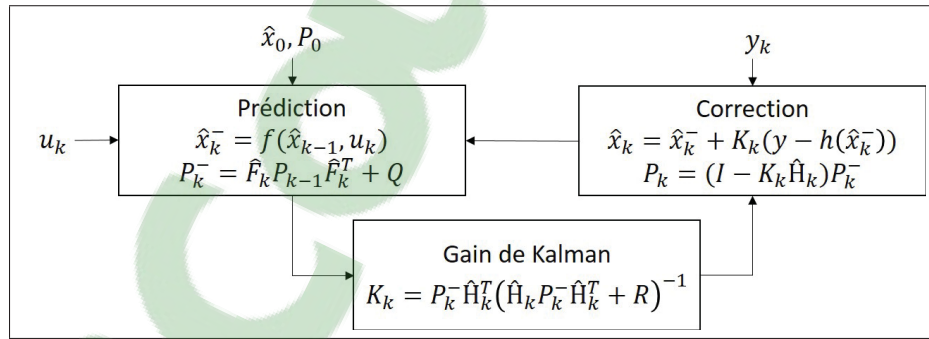


Figure 3.3 Schéma-bloc du filtre de Kalman étendu

L'étape de prédiction consiste à estimer une première fois le nouvel état du système, noté \hat{x}_k^- , (3.3) puis à calculer la matrice de covariance des erreurs de mesures P (3.4). On note qu'il est nécessaire d'initialiser ces deux éléments, \hat{x}_0 et P_0 , au lancement du filtre de Kalman. De plus, la matrice de la covariance des erreurs de mesure Q doit être fixée selon la qualité de la mesure de la vitesse angulaire du galet.

$$\hat{x}_k^- = f(\hat{x}_{k-1}, u_k, k) \quad (3.3)$$

$$P_k^- = F_{k-1} P_{k-1} F_{k-1}^T + Q_k \quad (3.4)$$

De plus, on calcule le gain de Kalman K à l'aide d'un produit matriciel impliquant la matrice de covariance des erreurs P , le jacobien des mesures H et la matrice de covariance du bruit de mesure R (3.5).

$$K_k = P_{k-1} H_k^T (H_k P_{k-1} H_k^T + R_k)^{-1} \quad (3.5)$$

On corrige ensuite la valeur estimée de la variable d'état \hat{x} à l'aide de l'erreur entre l'estimation et la mesure de y multiplié par le gain de Kalman K_k (3.5).

$$\hat{x}_k = \hat{x}_k^- + K_k (\tilde{y} - h(\hat{x}_k, u_k, k)) \quad (3.6)$$

Finalement, la matrice P est mise à jour afin d'être utilisée dans le prochain cycle du filtre de Kalman (3.6).

$$P_k = (I - K_k H_k) \quad (3.7)$$

Le filtre de Kalman étendu utilise le vecteur x pour représenter l'état du vélo par l'entremise de trois variables d'états. Ces variables sont respectivement la vitesse angulaire du galet ω_{galet} ; la

vitesse angulaire ω_{roue} et le coefficient de friction μ_{galet} .

$$x = \begin{bmatrix} \omega_{galet} \\ \omega_{roue} \\ \mu_{galet} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Le vecteur u contient les entrées du système, soit le couple et la force normale appliqués sur le galet, respectivement T_{galet} et F_N .

$$u = \begin{bmatrix} T_{galet} \\ F_N \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Le vecteur y représente quant à lui la vitesse angulaire du galet ω_{galet} , seule variable mesurée par dans le système Alizeti.

$$y = \begin{bmatrix} \omega_{galet} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Le vecteur d'état x évolue en fonction de l'état précédent du système x_{k-1} ainsi et du vecteur d'entrée u_k . Le filtre de Kalman tient également compte de la présence de bruit dans le traitement numérique des données sous la forme du terme w .

$$x_k = f(x_{k-1}, u_k, k) + w_{k-1} \quad (3.11)$$

La forme discrète des fonctions non linéaire f et h sont données ci-après :

$$\omega_{galet_k} = \omega_{galet_{k-1}} + \dot{\omega}_{galet_k} \Delta t \quad (3.12)$$

$$\dot{\omega}_{galet_k} = \frac{1}{J_{galet}} (T_{galet_k} - T_{fr_k}) \quad (3.13)$$

$$\omega_{roue_k} = \omega_{roue_{k-1}} + \dot{\omega}_{roue_{k-1}} \Delta t \quad (3.14)$$

$$\dot{\omega}_{roue_k} = \frac{1}{J_{roue}} (T_{fr_k} - r_{roue} K_V \omega_{roue_k}^2) \quad (3.15)$$

$$\lambda_{galet_k} = \frac{r_{roue} \cdot \omega_{roue_k} - r_{galet} \cdot \omega_{galet_k}}{r_{roue} \cdot \omega_{roue_k}} \quad (3.16)$$

$$\mu_{galet_k} = c_1 (1 - e^{-c_2 \lambda_{galet_{k-1}} - c_3 \lambda_{galet_{k-1}}}) \quad (3.17)$$

$$T_{fr_k} = \mu_{galet_k} F_{N_k} r_{galet} \quad (3.18)$$

L'équation 3.17 utilisée pour décrire le comportement du coefficient de friction μ_{galet_k} provient du modèle de Burckhardt (Kiencke & Nielsen, 2000). Le choix de ce modèle est détaillé au chapitre 4.

Par ailleurs, on introduit le coefficient K_V afin de simplifier la somme des forces opposées au mouvement du vélo. En effet, il est possible de combiner les équations de la trainée aérodynamique (2.4) et de la résistance au roulement (2.9) pour obtenir l'équation 3.19. De plus, l'équation 3.15 implique une dynamique non-linéaire pour la roue du vélo.

$$K_V = \frac{1}{2} \rho_{air} A_{frontale} C_{trainée} r_{roue}^2 \quad (3.19)$$

Le jacobien de la fonction f est représenté par la matrice F (3.20).

$$F_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\frac{\Delta t}{J_{gale}} F_N r_{gale} \\ 0 & 1 - 2 \frac{\Delta t}{J_{roue}} K_v \omega_{roue_{k-1}} r_{roue} & \frac{\Delta t}{J_{roue}} F_N r_{gale} \\ c_1 (c_2 \gamma_{gale_k} \cdot e^{-c_2 \lambda_{gale_k}} - c_3) & c_1 (c_2 \gamma_{roue_k} \cdot e^{-c_2 \lambda_{roue_k}} - c_3) & 0 \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Où γ_{gale_k} et γ_{roue_k} sont exprimés par les équations ci-dessous :

$$\gamma_{gale_k} = \frac{r_{gale}}{r_{roue} \omega_{roue_k}} \quad (3.21)$$

$$\gamma_{roue_k} = \frac{-r_{gale} \omega_{gale}}{(r_{roue_k} \omega_{roue_k})^2} \quad (3.22)$$

$$H_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

L'estimateur permet d'obtenir en sortie le taux de glissement du pneu sur le galet d'entraînement ainsi que le coefficient de friction entre le galet et le pneu. Ces informations sont ensuite utilisées dans le classificateur tel que détaillé à la section suivante.

3.3 Classificateur

L'une des contraintes du système Alizeti est l'absence de capteurs externes sur le vélo. Cela empêche la validation du fonctionnement de l'estimateur par le biais d'une mesure additionnelle telle que la vitesse de la roue par exemple. De plus, on sait que l'estimation du filtre de Kalman dépend de manière importante de la précision du modèle utilisé. Ainsi, si les conditions routières changent et que le modèle décrivant l'interaction entre le galet d'entraînement et la roue du vélo ne correspond plus aux observations instantanées, l'estimateur ne pourra pas se corriger par lui-même au-delà d'un certain seuil. Le filtre de Kalman est très sensible aux perturbations non linéaires du modèle sur lequel il repose.

La Figure 3.4 montre une vue d'ensemble du classificateur. La stratégie de classification utilisée repose sur une approche multi-modèles dynamique. Tel que détaillé précédemment, un filtre de Kalman est utilisé afin d'estimer l'état du système. Ce filtre peut être considéré comme le FKE principal du système antipatinage. Concurrément, des filtres de Kalman étendus sont appliqués en parallèles pour chaque modèle d'interaction entre le galet d'entraînement et la roue de bicyclette. Tel que détaillé au chapitre 4, deux modèles ont été identifiés pour le système Alizeti, soit le modèle A correspondant à des conditions sèches et le modèle B correspondant à une surface de contact mouillée. L'objectif du classificateur est de déterminer dans quel type d'environnement se situe le pneu de la bicyclette afin de fixer le taux de glissement instantané optimal.

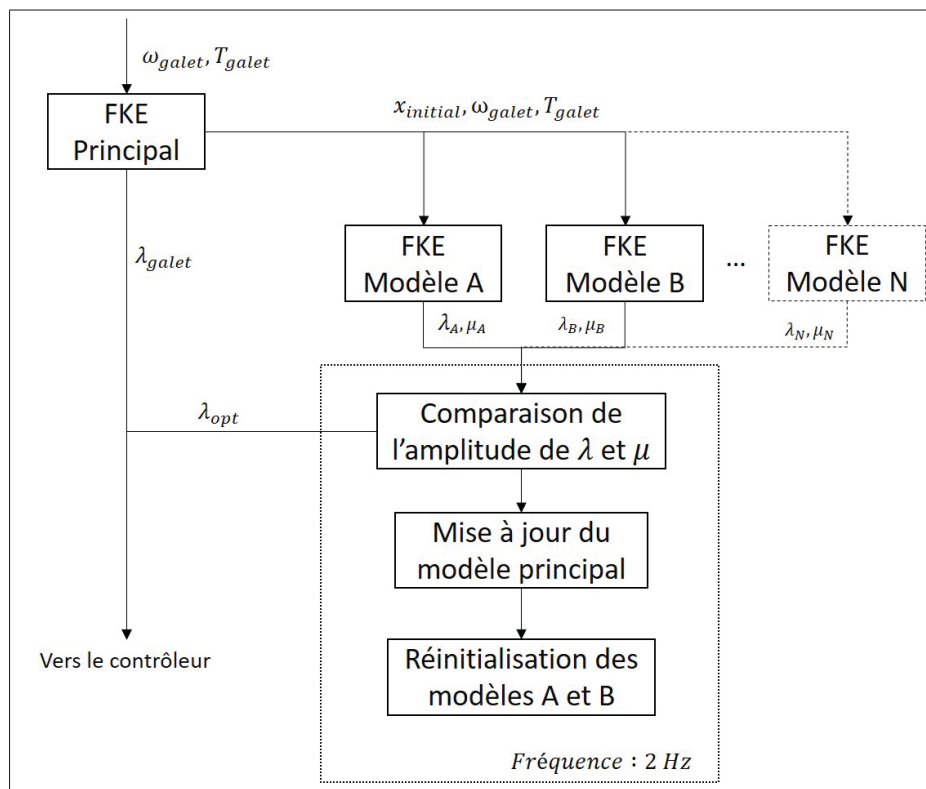


Figure 3.4 Système de commande de la traction

Les deux FKE auxiliaires sont initialisés à partir des valeurs estimées par le FKE principal. On calcule alors l'amplitude des taux de variations estimés par ces deux FKE sur une période de

500 ms. Ces amplitudes sont comparées et la classification s'effectue en fonction de la plus petite amplitude. À la fin de la période de 500 ms, les filtres auxiliaires sont réinitialisés et un nouveau cycle de classification commence. Le modèle du FKE principal est mis à jour afin de correspondre à l'état actuel de la chaussée.

Cette approche repose sur l'astuce de comparer en temps réel les performances de plusieurs modèles du système. Ainsi, un FKE présente plus d'oscillations lorsque ses estimations ne correspondent pas à la réalité puisque ce dernier tente de s'adapter en faisant fluctuer les valeurs du gain de Kalman K (3.10).

3.4 Contrôleur

La problématique de contrôle présentée par le système antipatinage du kit de traction électrique Alizeti est séparée en deux sections distinctes. En effet, le kit possède deux actionneurs à partir desquels il est possible de modifier le comportement du galet d'entraînement. Le premier actionneur est le moteur de traction qui est relié au galet d'entraînement par une courroie dentelée. Le second est l'actionneur à vis qui permet d'appliquer une force normale variable entre le galet d'entraînement sur le pneu de la bicyclette.

La Figure 3.5 offre une vue d'ensemble sur le fonctionnement du contrôleur. On peut voir que la commande du signal F_{APC} servant à ajuster la force générée par l'actionneur à vis est réalisée en boucle ouverte. Ainsi, la qualité de cet asservissement repose d'abord sur la précision de l'actionneur. Le gain K_{APC} agit de manière linéaire sur la consigne F_{APC} .

La dynamique de chacun des deux actionneurs est très différente. L'entraînement électronique de l'actionneur de traction opère un algorithme de commande vectorielle à une fréquence de 10 kHz. Ainsi, on peut considérer que la consigne T_{adj} est appliquée de manière instantanée sur le galet d'entraînement du point de vue du système antipatinage. En comparaison, l'actionneur à vis est muni d'un jeu d'engrenages augmentant significativement le couple généré sur l'arbre aux dépens d'une réduction équivalente de la vitesse de rotation. Ainsi, l'actionneur à vis nécessite quelques secondes pour réaliser une course de seulement 15 millimètres.

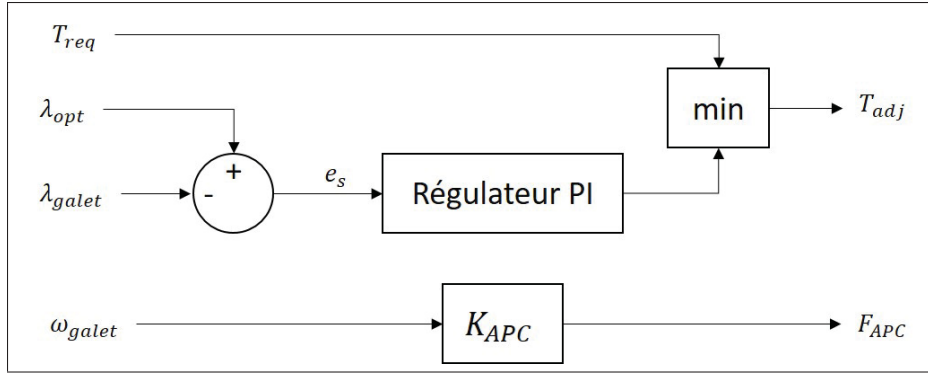


Figure 3.5 Schéma-bloc du contrôleur du système antipatinage

On constate que ce délai rend impraticable l'ajustement dynamique de l'actionneur à vis en fonction des requêtes de couple de l'utilisateur. Cette limitation est à la base de la stratégie fondée sur l'utilisation de deux boucles de commande. En bref, on limite la consigne de couple de l'actionneur de traction pour limiter le patinage du galet et on ajuste parallèlement la force normale appliquée sur le galet par l'actionneur à vis.

Le contrôleur du couple du moteur de traction est basé sur un régulateur proportionnel et intégral (PI). Ce régulateur n'effectue par un asservissement direct du couple de traction T_{adj} , mais sert plutôt à déterminer une valeur maximale de couple à ne pas dépasser afin de préserver l'adhérence entre le galet d'entraînement et le pneu. Il s'agit d'une saturation de la consigne de couple. Ce contrôleur est présenté à la Figure 3.5. Les entrées du système sont la requête de couple T_{req} envoyée par l'utilisateur, l'estimation du taux de glissement réalisée par le filtre de Kalman principal λ_{galet} et la consigne de glissement λ_{opt} .

$$T_{max} = K_p e_s + K_i \int e_s dt \quad (3.24)$$

$$T_{adj} = \min(T_{max}, T_{req}) \quad (3.25)$$

Le couple maximal T_{max} pouvant être appliqué sur la roue est défini par l'équation 3.24. Ce résultat est ensuite comparé avec le couple demandé par l'utilisateur T_{req} et la plus petite valeur est retenue et envoyée au contrôleur du moteur de traction (3.25). Les coefficients K_p et K_i sont ajustés à l'aide de la méthode Ziegler-Nichols.

Une approche différente est utilisée dans le cas de l'actionneur à vis. En effet, en vertu de la dynamique très lente de ce moteur et du fait qu'il est asservi en boucle ouverte, la stratégie utilisée repose sur un contrôle direct de la force normale en fonction du couple maximal pouvant être fourni par le moteur de traction.

La Figure 3.6 illustre l'évolution de la force de traction maximale pouvant être fournie par le moteur de traction en fonction de la vitesse linéaire du vélo électrique. On observe que la puissance maximale est limitée par le couple lorsque la vitesse se situe en-deça de 13,4 km/h. Au-delà de cette vitesse, la puissance électrique maximale du système limite la force de traction pouvant être appliquée sur le vélo.

On peut conclure que le fonctionnement de l'actionneur à vis peut être divisé selon ces deux régions. Pour des vitesses faibles, il est pertinent de maintenir une grande pression sur le pneu pour permettre le transfert de la totalité du couple du moteur de traction vers la roue. Pour des vitesses élevées, on privilégiera une diminution progressive de la force normale en fonction de la vitesse pour réduire les pertes par friction et l'usure du pneu.

Tableau 3.1 Description des coefficients de friction

Symbole	Description	Valeur
$\mu_x A$	Galet régulier sec	1.22
$\mu_x B$	Galet régulier mouillé	0.40
$\mu_x C$	Galet amélioré sec	0.90
$\mu_x D$	Galet amélioré mouillé	0.77

Tel que mentionné, il existe une relation linéaire entre la force normale et la force de friction entre deux surfaces. La force de friction est le produit de la force normale par le coefficient de friction μ_x (1.3). La Figure 3.7 permet de voir l'impact de quatre coefficients de friction

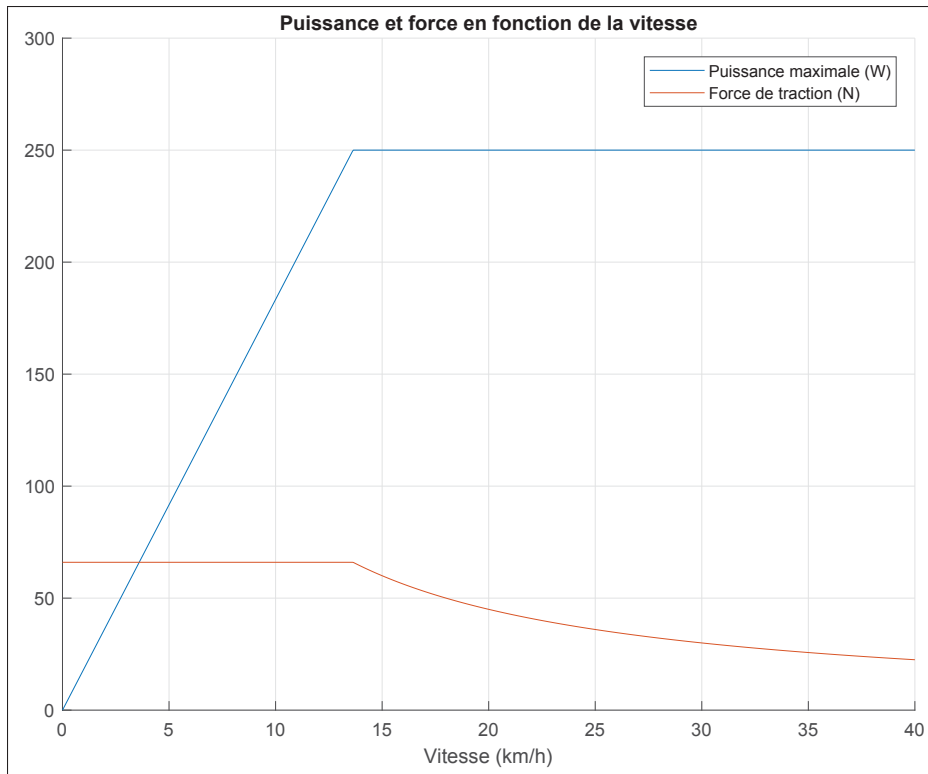


Figure 3.6 Puissance fournie par la chaîne de traction électrique

différents sur la force normale nécessaire pour transmettre l'effort mécanique entre le galet d'entraînement et la roue du vélo. Le trait pointillé horizontal représente la force normale maximale ayant pu être mesurée sur l'actionneur à vis. Il s'agit d'une force normale équivalente à une masse de 15 kg. On remarque que seule la force normale associée au coefficient de friction $\mu_x A$ dépasse cette limite. Cela correspond à l'utilisation du vélo muni d'un galet d'entraînement régulier dans des conditions de forte pluie. Dans les autres scénarios, l'actionneur à vis est théoriquement capable d'appliquer une pression suffisante pour maintenir l'adhérence entre le galet et le pneu du vélo.

De plus, on remarque qu'il est facile de linéariser la région transitoire de la force normale. Ce faisant, on introduit une faible erreur entre la valeur optimale de la force normale et la consigne. Cette erreur peut être utilisée de manière à constituer une marge de sécurité dans le système.

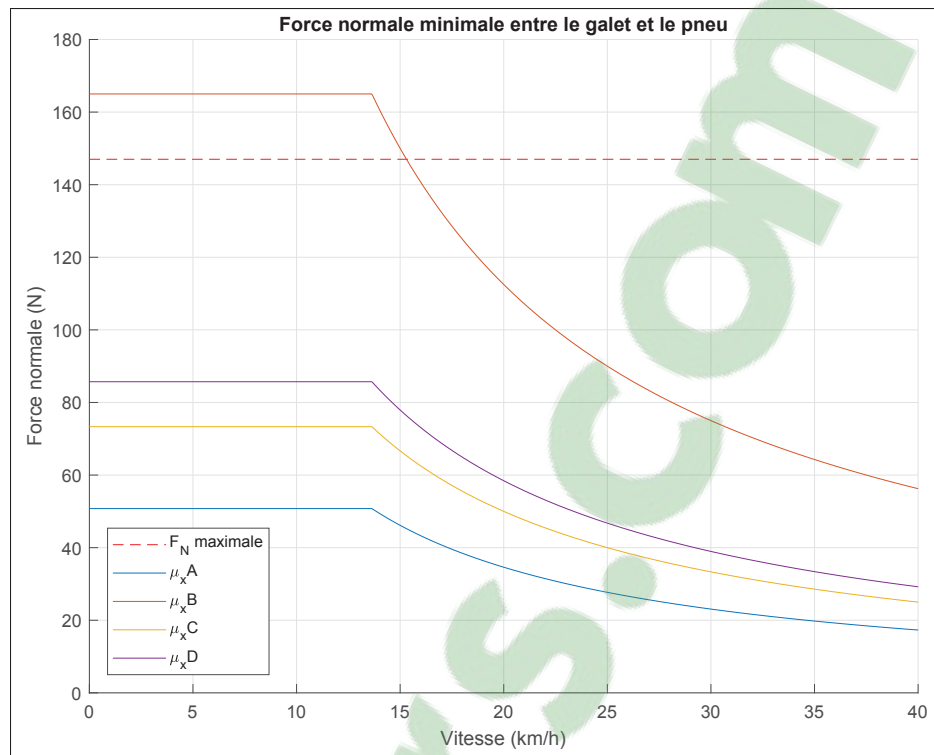


Figure 3.7 Force normale en fonction de la vitesse du vélo

Le Tableau 3.1 présente une description des coefficients de friction utilisés à la Figure 3.7. Le chapitre 4 contient une description détaillée de la signification de ces coefficients ainsi que de la méthode utilisée pour leur attribuer une valeur numérique à l'aide d'essais expérimentaux. Le gain K_{APC} dépend de l'état du galet d'entraînement tel que déterminé par le classificateur.

CHAPITRE 4

CARACTÉRISATION DE L'INTERFACE DU GALET D'ENTRAÎNEMENT

Dans ce chapitre, nous caractériserons l'interface entre le pneu du vélo et le galet d'entraînement du kit de conversion. Une approche expérimentale basée sur deux modèles numériques sera présentée. Cette approche vise à décrire l'évolution de l'adhérence en fonction du taux de glissement et des conditions routières.

4.1 Modèle analytique

Tel que mentionné dans la revue de littérature, deux modèles ont été retenus afin de représenter l'interaction entre un pneu et un galet d'entraînement. Ces modèles sont respectivement les modèles de Pacejka (4.1) et de Burkhardt (4.2). Les équations présentées ici permettent de représenter le coefficient de friction statique d'un pneu de voiture selon chacun de ces modèles tel que présenté dans le chapitre 1.

$$\mu_x = D \cdot \sin(C \cdot \arctan(B_k - E \cdot [B_k - \arctan(B_k)])) \quad (4.1)$$

$$\mu_x = c_1(1 - e^{-c_2\lambda}) - c_3\lambda \quad (4.2)$$

Ces modèles établissent tous deux une relation non linéaire entre le taux de glissement λ , soit le rapport entre la vitesse tangentielle d'une roue et la vitesse linéaire d'un véhicule, et le coefficient de friction. À l'aide des équations 4.1 et 4.2, il est possible de tracer la courbe caractéristique de l'adhérence d'un pneu dans des conditions données tel que défini par chacun de ces modèles.

$$F_x = F_z \cdot \mu_x \quad (4.3)$$


Afin de mieux comprendre comment chacune de ces deux équations se comporte, il est souhaitable de les visualiser dans la Figure 4.1. On présente quatre paires de courbes représentant diverses conditions d'une route asphaltée. Les valeurs numériques des coefficients de chaque modèles sont tirées de l'article de Dousti *et al.* (2015).

Les traits continus proviennent du modèle de Pacejka tandis que les traits pointillés sont tirés du modèle de Burckhardt. On remarque rapidement que l'une des principales différences entre les deux modèles provient de l'absence de symétrie dans le modèle de Burckhardt. Au contraire, le modèle de Pacejka permet de représenter le coefficient de friction du pneu tant en accélération qu'en freinage. Par ailleurs, on remarque que l'allure et l'amplitude des courbes diffèrent sensiblement entre les deux modèles.

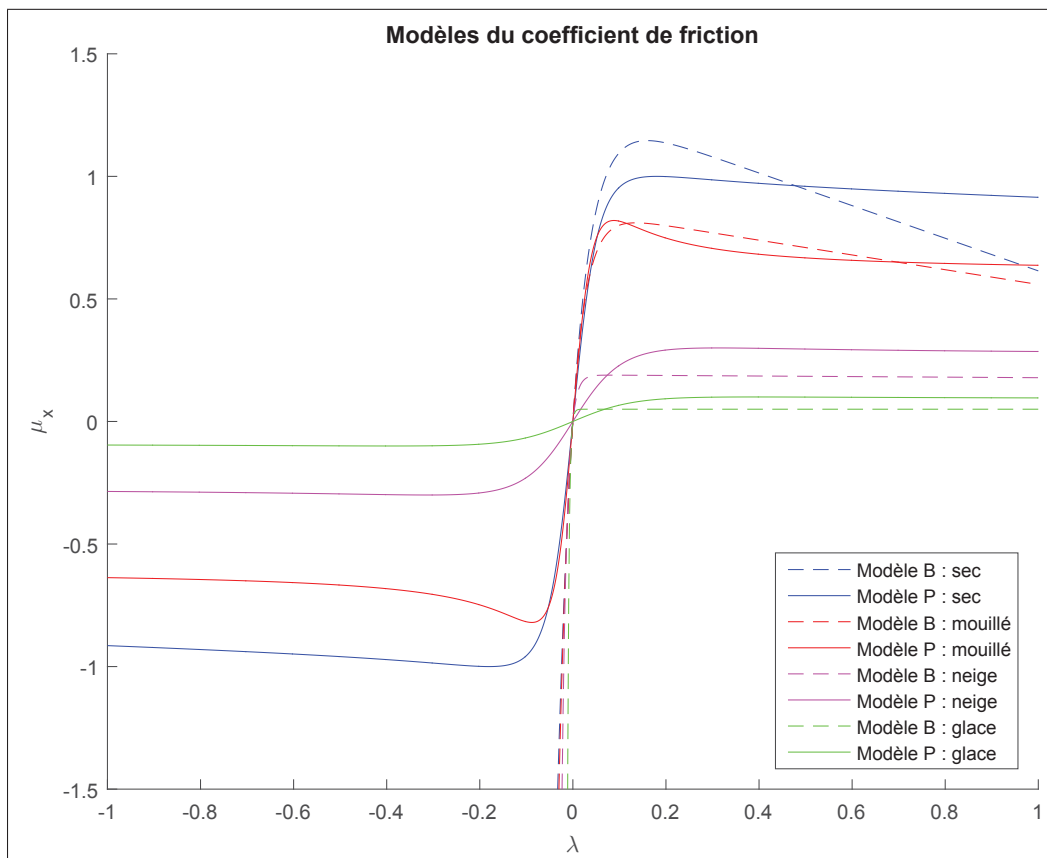


Figure 4.1 Comparaison des différents modèles pour décrire le comportement d'un pneu sur diverses surfaces

L'une des principales faiblesses de ces deux modèles demeure leur fondement expérimental. En effet, ces modèles ont été créés de façon à représenter le comportement d'un pneu tel qu'il a été observé en pratique. En conséquence, il existe très peu d'information permettant d'adapter chacun de ces modèles à d'autres types d'environnements et de matériaux.

4.2 Montage expérimental

Un survol de la littérature spécialisée n'a pas permis d'identifier un modèle ayant été adapté au cas particulier d'un galet d'entraînement sur un pneu de bicyclette. En conséquence, dans le but d'adapter les modèles de pneu présentés précédemment au cas particulier d'un système de propulsion par galet d'entraînement, il a été décidé de mener une série de mesures sur un système réel. Un banc d'essai a donc été réalisé afin de recueillir des données expérimentales.

La Figure 4.2 montre ce banc d'essai composé d'une bicyclette sur laquelle est fixé un dispositif muni d'un galet d'entraînement, d'un capteur de couple et d'un moteur électrique. Le dispositif possède l'allure générale d'un support à bagage pour vélo sur lequel un moteur de traction et un capteur de couple furent installés en porte à faux.

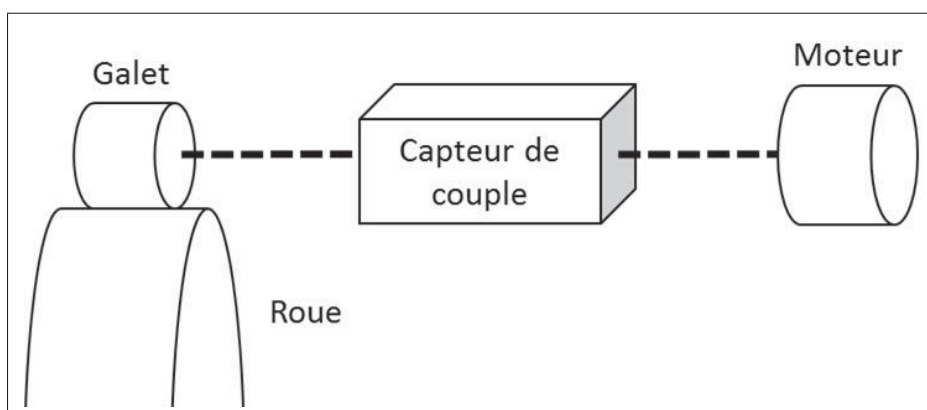


Figure 4.2 Banc de test du galet d'entraînement

En plus du capteur de couple, deux capteurs de position angulaire AS5050 ont été positionnés sur l'axe de rotation du galet et de la roue. Les capteurs AS5050 sont des capteurs à effet Hall qui détectent l'orientation du champ magnétique généré par un aimant placé sur un axe de

rotation. Le capteur de couple est un capteur sans contact Futek TRS605 qui possède une plage d'opération située entre -5 et +5 Nm, ce qui correspond au couple pouvant être développé par le moteur électrique du système Alizeti.

L'ensemble de ces capteurs est relié à un système d'acquisition de données constitué d'une carte de développement Arduino Due munie d'un module supportant une carte SD. La fréquence d'acquisition du système est de 1 kHz.

Le traitement des données brutes est réalisé à l'aide du logiciel Matlab afin de filtrer le bruit en haute fréquence provenant du montage et de tracer les différentes courbes.

Les tests sont effectués en entraînant le galet d'entraînement à l'aide du moteur électrique. Lorsque qu'une vitesse de 20 km/h est atteinte, on applique le frein arrière de la bicyclette afin de ralentir la roue. Le capteur de couple permet alors de connaître la force de friction exercée entre le galet et le pneu tandis que les deux capteurs de position angulaire nous renseignent sur le taux de glissement entre les deux pièces en rotation.

Afin de simuler des conditions de pluie, de l'eau fut vaporisée directement sur le pneu et le galet d'entraînement tout au long des tests dynamiques avec le galet mouillé. Cette technique permet de représenter un cas extrême où le système Alizeti serait utilisé au coeur d'une averse importante. En effet, toutes les surfaces en rotation au cours du test étaient continuellement aspergées de manière à réduire au maximum l'adhérence entre la roue et le galet d'entraînement.

Les tests furent effectués sur un pneu Seyoun de dimension 700x35c. Il s'agit du modèle SY-B009 ayant une bande de roulement régulière et conçu pour les bicyclettes hybrides. La pression du pneu était fixée à 345 kPa durant les essais.

Deux versions du galet d'entraînement furent utilisées lors des tests. La première version présente une surface de contact plane à l'exception d'un trait d'environ 2 mm de large au centre de la bande de roulement. La Figure 4.3 suggère une vue en perspective du galet d'entraînement. La seconde version du galet possède les mêmes dimensions, mais a subi une modification permettant d'en modifier les performances. Cette modification fait partie d'un procédé confi-

dentiel développé par l'entreprise Alizeti pour améliorer l'adhérence du galet d'entraînement en présence d'eau. Il est important de mentionner que les performances de cette version du galet avaient uniquement été validées de manière qualitative par l'entreprise. Ainsi, les présents travaux avaient également pour objectif de documenter quantitativement les performances du galet amélioré.

Afin de distinguer les deux versions du galet, les termes « galet régulier » et « galet amélioré » seront utilisés dans le texte.

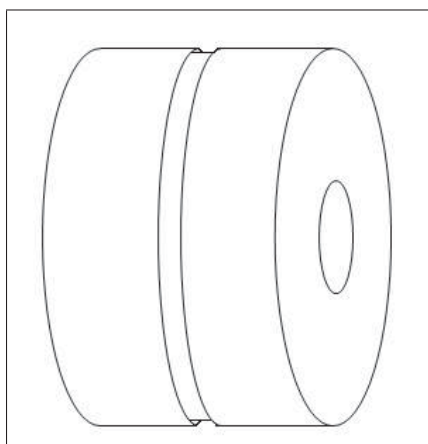


Figure 4.3 Vue en perspective du galet d'entraînement

4.3 Présentation et analyse des résultats

4.3.1 Galet d'entraînement régulier

Les premiers essais furent réalisés avec le galet d'entraînement régulier. Pour chaque condition d'utilisation, cinq répétitions ont été effectuées. La Figure 4.4 contient les données agglomérées de ces répétitions pour les conditions sèches et mouillées. Les signaux présentés ont été filtrés à l'aide d'un filtre passe-bas ayant une fréquence de coupure de 100 Hz.

Les nuages de points représentent diverses combinaisons possibles entre le coefficient de friction et le taux de glissement du galet. Cependant, il est nécessaire de se concentrer sur l'en-

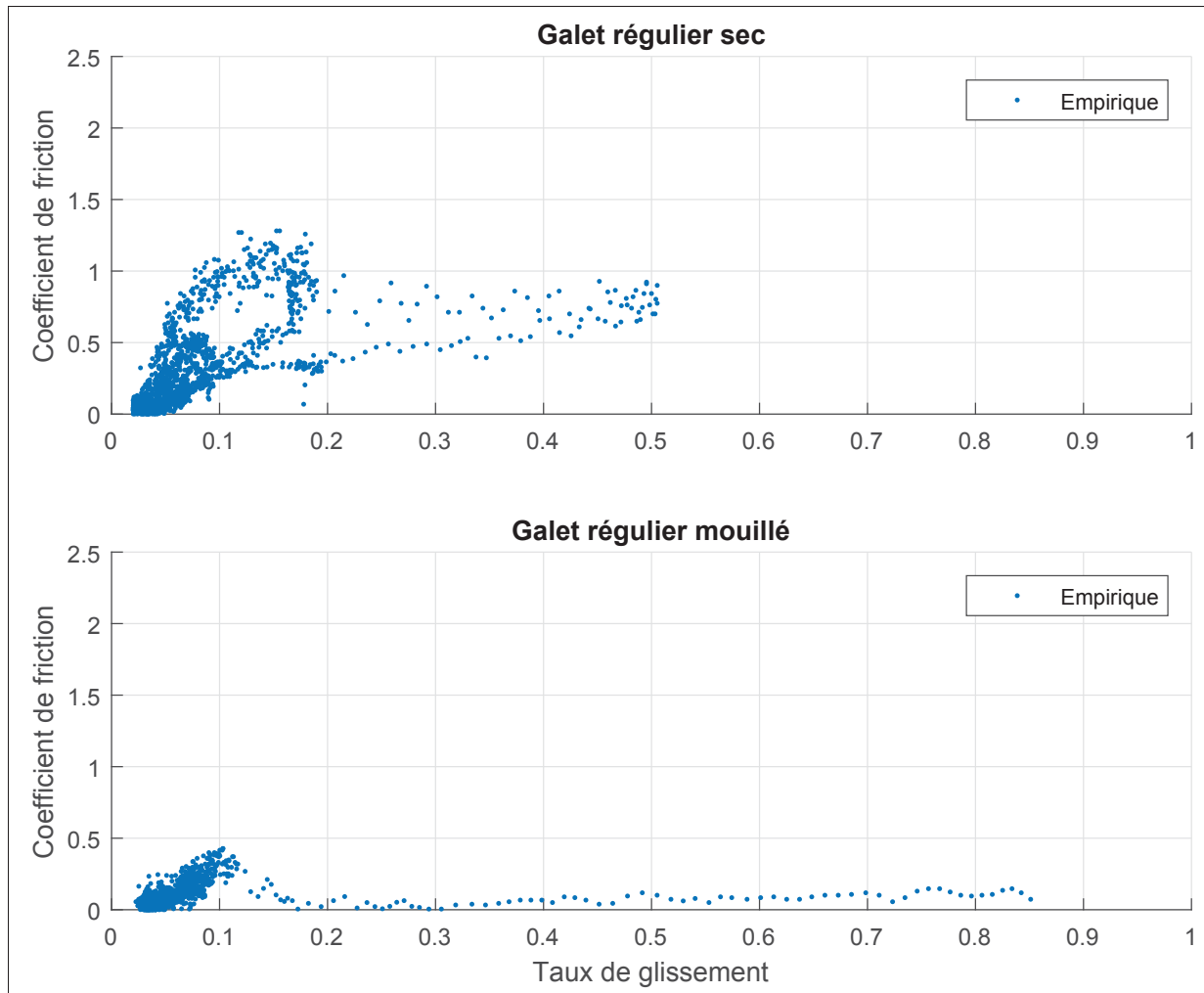


Figure 4.4 Caractérisation de l'adhérence du galet régulier

veloppe du nuage de points afin de décrire l'évolution du coefficient de friction statique en fonction du taux de glissement.

On observe une valeur maximale du coefficient de friction d'environ 1,25 lorsque les surfaces sont sèches et propres. Toutefois, en présence d'eau, on obtient un coefficient de seulement 0,4, soit le tiers de la valeur originale. On peut conclure que la présence d'eau sur les surfaces introduit un risque de patinage significatif.

Il est également possible de tirer des conclusions sur la valeur optimale du taux de glissement selon les différentes conditions. En effet, lorsque le galet est sec, on obtient un coefficient de

friction maximal pour un taux de glissement se situant aux alentours de 0,15. En présence d'eau, le taux de glissement optimal diminue tout près de 0,1. Ce phénomène de diminution du taux de glissement optimal lorsque la surface est mouillée correspond au comportement prédit par les différents modèles analytiques pour des pneus automobiles.

Dans un deuxième temps, les paramètres des modèles de Pacejka et de Burckhardt ont été ajustés de manière à représenter le comportement du coefficient de friction en fonction du taux de glissement. Les résultats de cette manipulation sont visibles à la Figure 4.5.

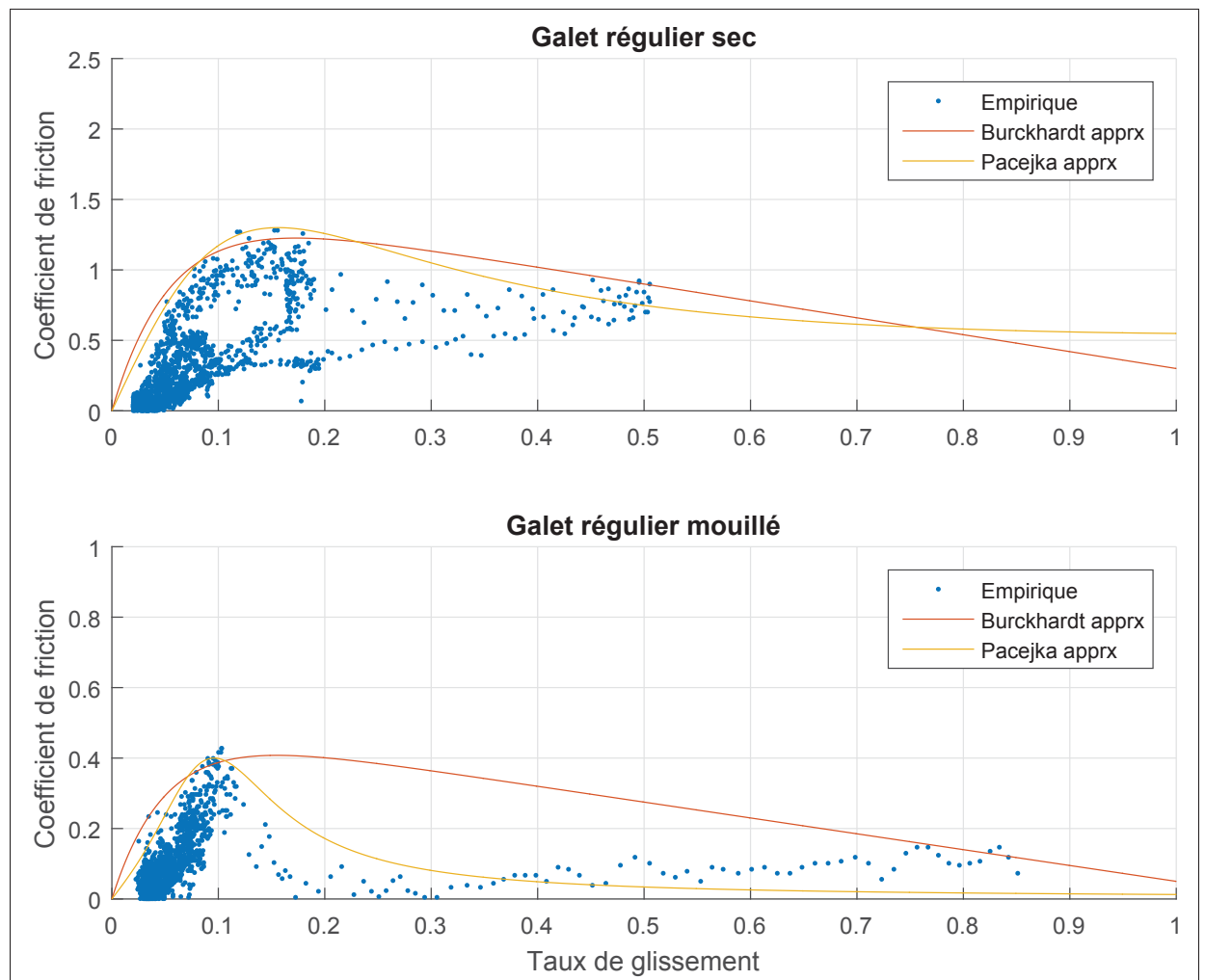


Figure 4.5 Modélisation de l'adhérence du galet régulier

L'ajustement des paramètres a permis de constater la plus grande flexibilité du modèle de Pacejka. En effet, les quatre paramètres offrent différents degrés de liberté pour suivre l'allure des données expérimentales dans les deux conditions validées. Au contraire, le modèle de Burckhardt offre seulement trois paramètres ce qui limite la capacité du modèle à s'adapter parfaitement à l'évolution de l'adhérence du galet telle que mesurée. Néanmoins, on remarque que les modèles de Pacejka et de Burckhardt permettent tous deux de relativement bien représenter le comportement du coefficient de friction lorsque le galet est sec.

Un écart plus marqué se dessine néanmoins lorsqu'on compare la précision des modèles dans le cas où le galet est mouillé. En effet, le deuxième graphique de la Figure 4.5 permet de constater que le modèle de Pacejka est beaucoup mieux adapté pour représenter une diminution rapide du coefficient de friction lorsque le galet est mouillé. De son côté, le modèle de Burckhardt réagit de manière beaucoup plus progressive ce qui laisse place à un écart considérable entre les données expérimentales et théoriques.

4.3.2 Galet d'entraînement amélioré

Suite aux essais réalisés avec un galet d'entraînement régulier, les mêmes manipulations furent reproduites avec la version améliorée du galet d'entraînement. Ainsi, cinq répétitions furent également réalisées en conditions sèches et mouillées. Les résultats agglomérés de ces essais sont présentés à la Figure 4.6. Ces signaux ont été filtrés à l'aide d'un filtre passe-bas ayant une fréquence de coupure de 100 Hz tout comme ceux de la Figure 4.4.

On remarque que le coefficient de friction maximal est d'environ 0,9 lorsque le galet est sec contre environ 0,75 lorsque le galet est mouillé. On observe une différence significative entre ces résultats et les données recueillies avec un galet régulier. En effet, l'écart entre les valeurs crêtes de ces deux ensembles de données est considérablement réduit comparativement à ce qui peut être observé à la Figure 4.4. Quant à la valeur optimale du taux de glissement, celle-ci se situe autour de 0,052 et de 0,082 respectivement pour un galet sec ou mouillé. On remarque ici que la présence d'eau sur le galet influence considérablement la valeur du taux de glissement

optimal pour chacune des deux versions du galet. En effet, dans le cas du galet régulier, la valeur de λ_{opt} a tendance à diminuer en présence d'eau tandis qu'elle augmente de plus de 50% avec le galet amélioré.

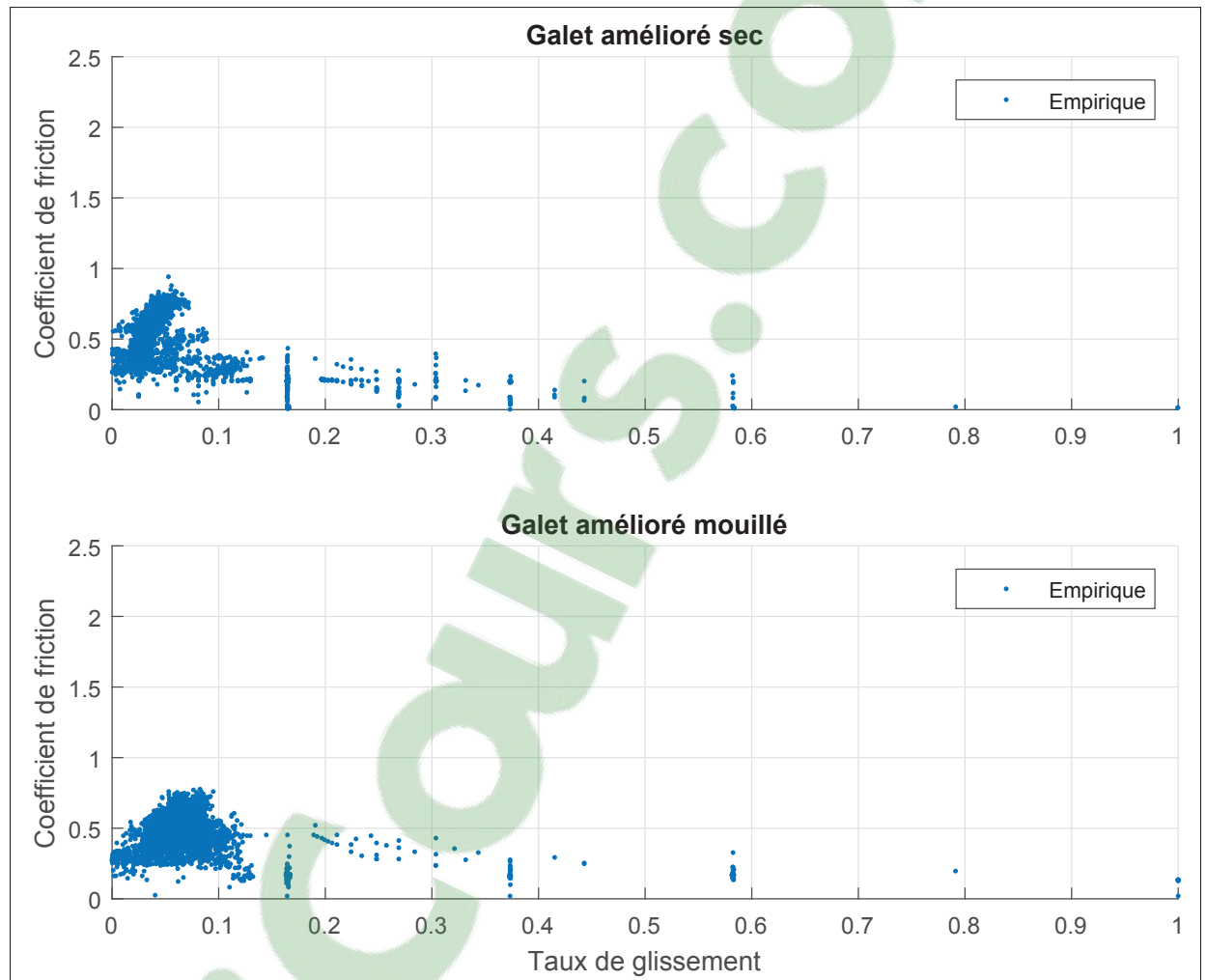


Figure 4.6 Caractérisation de l'adhérence du galet amélioré

Une fois de plus, les modèles de Pacejka et de Burckhardt furent ajustés de manière à représenter les données expérimentales recueillies. La Figure 4.7 présente les courbes optimisées de chacun de ces modèles. On remarque que le modèle de Pacejka s'adapte généralement mieux aux nuages de points dans les deux scénarios de tests. Néanmoins, on remarque que le modèle

de Burckhardt suit l'enveloppe des données expérimentales avec une précision supérieure à celle du modèle de Pacejka lorsque le taux de glissement est faible et que le galet est mouillé.

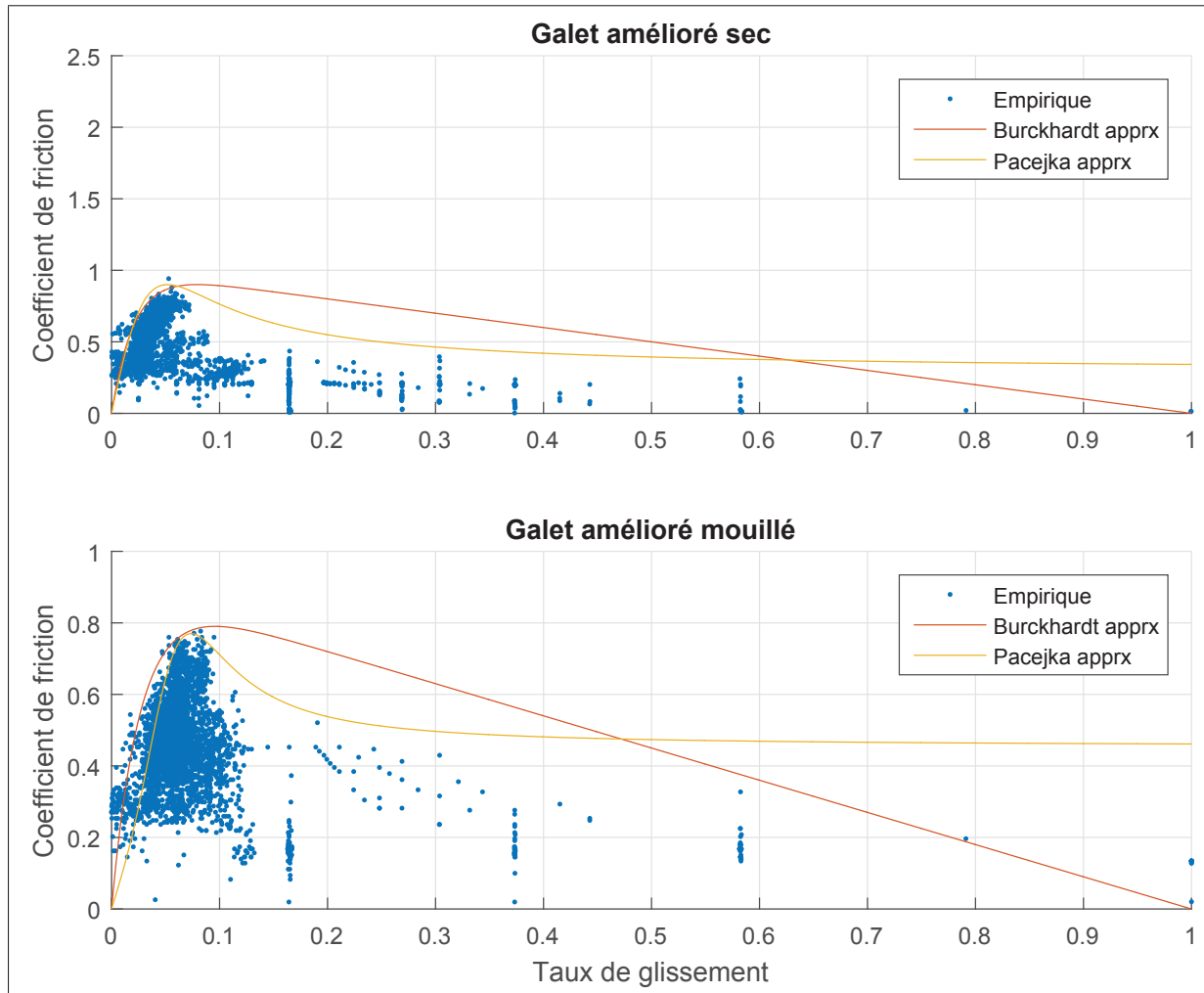


Figure 4.7 Modélisation de l'adhérence du galet amélioré

4.3.3 Comparaison des deux versions des galets d'entraînement

Tel que détaillé précédemment, plusieurs facteurs influencent le comportement du galet d'entraînement. D'abord, la présence d'eau vaporisée sur le galet et la roue du vélo réduit considérablement la force de friction maximale pouvant être exercée sur le galet. Ensuite, le type de galet utilisé a un impact majeur sur les valeurs crêtes du coefficient de friction. En effet, la

version améliorée permet d'augmenter significativement le coefficient de friction μ_x du galet lorsqu'il est mouillé par rapport au galet régulier. Il est également intéressant de constater que la valeur de μ_x en conditions sèches est supérieure pour le galet régulier. En conséquence, le galet régulier voit son coefficient de friction optimal diminuer de plus de 68% en présence d'eau, contre une diminution de seulement 17% pour le galet amélioré. La Figure 4.8 permet d'observer ce phénomène.

On peut conclure que le galet amélioré représente une solution particulièrement avantageuse pour l'entreprise Alizeti puisqu'il permet d'obtenir des performances plus constantes peu importe les conditions routières. Cela se traduit par la possibilité d'offrir une expérience plus confortable à l'utilisateur puisque ce dernier n'aura pas à expérimenter une perte soudaine d'assistance de la part du vélo électrique s'il devait traverser un orage par exemple.

Les Tableaux 4.1 et 4.2 présentent les valeurs numériques de chacun des modèles tel qu'ajustées pour chaque scénario de test.

La précision des modèles quant à la valeur crête du coefficient de friction et au taux de glissement optimal qui lui est associé est également un critère important pour le système de commande. Les Tableaux 4.3 et 4.4 permettent de visualiser cet aspect. On remarque que le modèle de Burckhardt offre une meilleure précision quant au taux de glissement optimal contre une sous-évaluation du coefficient de friction maximal par rapport au modèle de Pacejka lorsque le galet est sec. Cette relation s'inverse toutefois lorsque le galet est détrempé. On note également que les modèles sont nettement moins précis lorsque le galet est mouillé que lorsqu'il est sec.

Tableau 4.1 Coefficients du modèle de Pacejka

	B	C	D	E
Galet régulier sec	4	3,1	1,3	1,05
Galet amélioré sec	14	2,8	0,9	1
Galet régulier mouillé	5	2	0,4	-16
Galet amélioré mouillé	8	1,6	0,77	-16

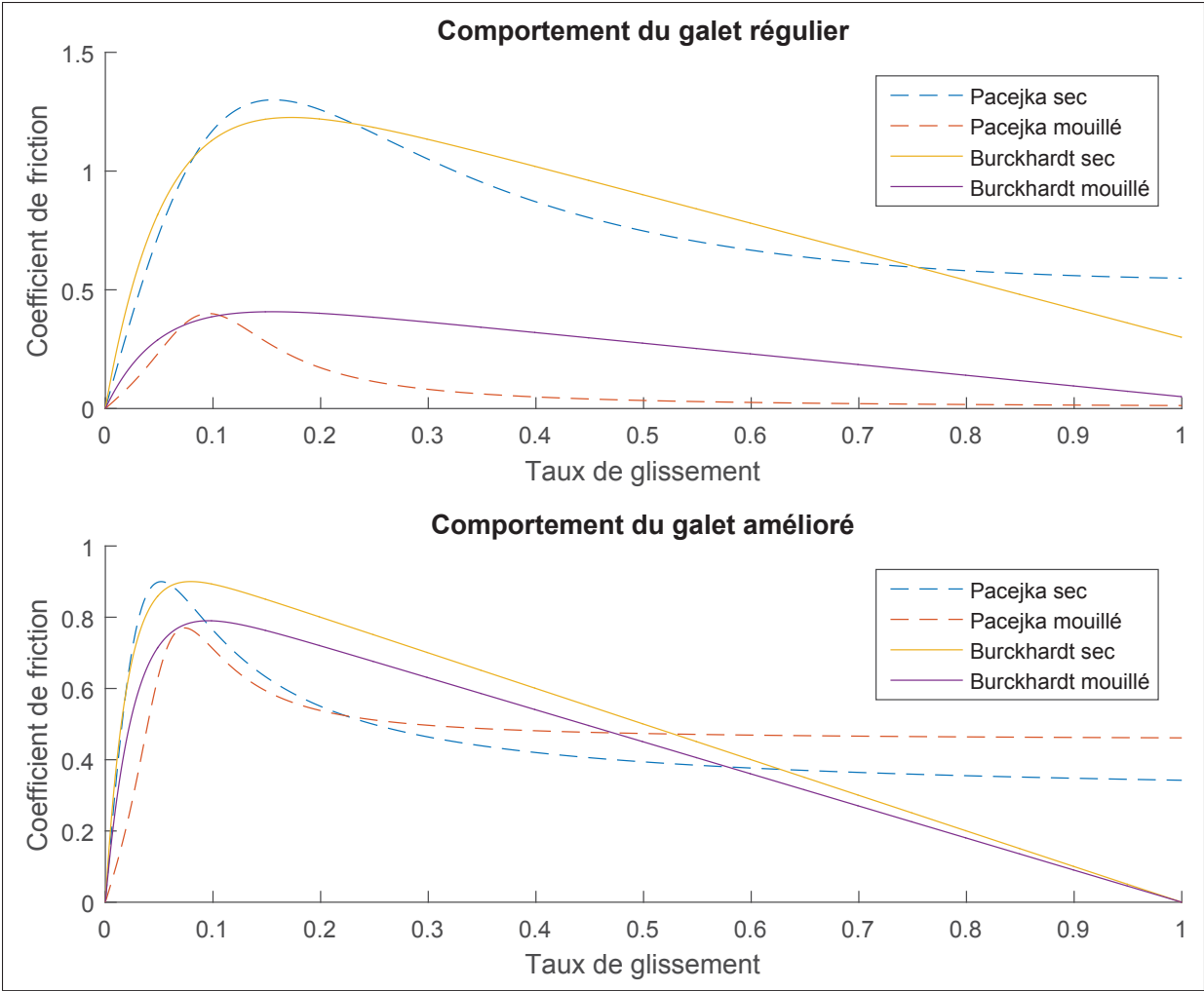


Figure 4.8 Comparaison des performances des deux types de galet d’entraînement

Tableau 4.2 Coefficients du modèle de Burckhardt

	c_1	c_2	c_3
Galet régulier sec	1,5	18	0,8
Galet amélioré sec	1	49	1
Galet régulier mouillé	0,5	20	0,9
Galet amélioré mouillé	0,9	38	1

4.4 Choix d'un modèle pour le filtre de Kalman étendu

Le choix d'un modèle décrivant l'interaction entre le galet d'entraînement du kit Alizeti et un pneu de vélo est basé sur plusieurs critères.

Du point de vue de la précision des modèles, deux critères de performance ont été choisis, soit la valeur maximale du coefficient de friction μ_x et la valeur optimale du taux de glissement λ_{opt} .

Les tableaux 4.3, 4.4, 4.5 et 4.6 présentent les résultats obtenus pour chaque scénario de tests. Toutefois, ces résultats ne permettent pas de départager très nettement lequel des modèles offre les meilleures performances. Au tableau 4.7 on présente quel modèle offre la meilleure précision dans chaque situation. La notation P, B et E désigne respectivement « Pacejka », « Burckhardt » et « égalité ». Tel que l'on peut le voir, le modèle de Pacejka s'impose légèrement pour la version améliorée du galet tandis que les deux modèles sont à peu près équivalents pour le galet régulier.

Tableau 4.3 Précision des modèles ajustés lorsque le galet régulier est sec

	$\mu_{x_{max}}$	λ_{opt}	erreur $_{\mu}$ (%)	erreur $_{\lambda}$ (%)
Expérimental	1,2809	0,1527		
Burckhardt	1,2258	0,1522	4,30	0,33
Pacejka	1,3000	0,1562	1,49	2,29

Tableau 4.4 Précision des modèles ajustés lorsque le galet régulier est mouillé

	$\mu_{x_{max}}$	λ_{opt}	erreur $_{\mu}$ (%)	erreur $_{\lambda}$ (%)
Expérimental	0,4276	0,1031		
Burckhardt	0,4077	0,1141	4,65	10.67
Pacejka	0,4000	0,0961	6.45	6.79

Néanmoins, la précision n'est pas le seul critère d'évaluation permettant de sélectionner un modèle pour le système antipatinage. En effet, puisque le modèle devra être discrétisé dans un microcontrôleur, sa simplicité est un facteur important.

Tableau 4.5 Précision des modèles ajustés lorsque le galet amélioré est sec

	$\mu_{x_{\max}}$	λ_{opt}	erreur $_{\mu}$ (%)	erreur $_{\lambda}$ (%)
Expérimental	0,9418	0,0529		
Burckhardt	0,9002	0,0590	4,42	11,54
Pacejka	0,9000	0,0521	4,44	1,60

Tableau 4.6 Précision des modèles ajustés lorsque le galet amélioré est mouillé

	$\mu_{x_{\max}}$	λ_{opt}	erreur $_{\mu}$ (%)	erreur $_{\lambda}$ (%)
Expérimental	0,7768	0,0825		
Burckhardt	0,7902	0,0860	1,73	4,24
Pacejka	0,7700	0,0741	0,88	10,18

Comme mentionné précédemment, les équations 4.1 et 4.2 représentent les expressions analytiques des modèles de Pacejka et de Burckhardt. On remarque que le modèle de Pacejka présente une plus grande complexité par la présence notable de quatre fonctions trigonométriques contre une seule fonction non linéaire pour le modèle de Burckhardt.

$$\frac{\partial \mu_x}{\partial \lambda} = \frac{C \cdot D(B - E(B - \frac{B}{B\lambda^2 + 1}) \cos(C \cdot \arctan(B\lambda - E(B\lambda - \arctan(B\lambda))))}{(B\lambda) - E(B\lambda - \arctan(Bk)))^2 + 1} \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial \mu_x}{\partial \lambda} = c_1(c_2 \cdot e^{-c_2 \lambda_{\text{galet}}} - c_3) \quad (4.5)$$

Toutefois, tel que vu dans le chapitre 3, le filtre de Kalman nécessite l'utilisation des jacobiens des équations de chaque variable du modèle d'état. Il est donc pertinent de vérifier l'allure des dérivées premières de chacun des deux modèles afin d'en comparer la complexité. Les

Tableau 4.7 Comparaison de la performance des modèles

	Sec		Mouillé	
Régulier	P	B	B	P
Amélioré	E	P	P	E

expressions de la dérivée partielle du coefficient de friction en fonction du taux de glissement pour chaque modèle sont présentées ici (4.4 et 4.5).

On remarque immédiatement que la complexité initiale du modèle de Pacejka se révèle encore beaucoup plus marquée lorsqu'on dévoile l'expression de son taux de variation instantanée. Au contraire, la présence d'une fonction exponentielle dans le modèle de Burckhardt permet d'obtenir une dérivée pratiquement aussi simple que sa primitive.

Bien que le modèle de Pacejka offre un léger avantage au niveau de la précision sur le modèle de Burckhardt, ce dernier compense cet inconvénient par une plus grande simplicité. Par ailleurs, il est entendu qu'en pratique le taux de glissement devrait demeurer dans l'intervalle $[0; 0,2]$ puisque le système devient théoriquement instable au-delà de cette valeur. L'analyse de la Figure 4.8 révèle que l'écart entre le modèle de Burckhardt et de Pacejka augmente pour des valeurs élevées de glissement. En effet, lorsque le taux de glissement est faible, les deux modèles sont à peu près équivalents.

CHAPITRE 5

IMPLÉMENTATION DANS LE KIT DE CONVERSION POUR VÉLO ÉLECTRIQUE ALIZETI

Le cinquième chapitre de ce mémoire présente les étapes ayant mené à la validation expérimentale de l'algorithme de commande de la traction développé pour le système d'entraînement électrique pour vélo développé par l'entreprise Alizeti. Un prototype fonctionnel du kit Alizeti 300C a été fourni par l'entreprise afin de tester l'algorithme en situation réelle. Les éléments essentiels du système seront présentés ainsi que les modifications apportées au code embarqué.

5.1 Alizeti 300C

Le kit de conversion pour vélo électrique Alizeti 300C est le premier produit commercial développé par l'entreprise montréalaise Alizeti. Ce kit permet la conversion d'une bicyclette traditionnelle en vélo électrique en quelques minutes par l'utilisateur. En effet, contrairement à d'autres solutions existantes, le kit Alizeti 300C n'affecte pas l'intégrité de la bicyclette puisqu'il s'installe exactement comme un support à bagage traditionnel. Le kit intègre dans un même boîtier : la batterie, le moteur électrique, l'électronique de commande ainsi que le galet d'entraînement. Seul élément séparé du boîtier, l'interface utilisateur revêt l'aspect d'un ordinateur de vélo fixé sur le guidon et relié au boîtier par un simple câble.

5.1.1 Électronique de commande

L'électronique du kit Alizeti 300C est basée sur les microcontrôleurs ARM du manufacturier franco-italien STMicroelectronics. Plus spécifiquement, on utilise la famille de microcontrôleurs STM32, particulièrement les séries F0, F3 et F4. Un protocole de communication propriétaire est utilisé afin de relier les différentes cartes électroniques. Sur ce bus de communication, on retrouve de l'information sur l'état des différents composants du système ainsi que les signaux de commande.

5.1.1.1 Entraînement électronique

Le moteur électrique de la chaîne de traction est commandé par une carte électronique développée par Alizeti comprenant un étage de puissance et un étage de commande. Cette carte est munie d'un microcontrôleur STM32 F3 dédié principalement à l'exécution d'un algorithme de commande vectorielle afin d'entraîner la machine électrique et d'en asservir le couple. Le moteur peut également être asservi en vitesse à des fins de tests. L'alimentation du moteur de traction est assurée par un pont en H triphasé présent sur l'étage de puissance. Des capteurs de tension et de courant sont disposés sur chacune de ces phases et permettent de connaître la vitesse de rotation du moteur ainsi que le couple appliqué. L'actionneur à vis est également mû par l'entraînement électronique. Il s'agit d'une machine électrique à courant continu alimentée par un pont en H. L'asservissement du moteur à vis est réalisé à l'aide d'une consigne de couple qui peut être convertie linéairement vers la valeur absolue de la force normale appliquée sur le galet d'entraînement. Enfin, l'entraînement électronique reçoit ses commandes par son port de communication ALB et retourne des informations sur son état.

5.1.1.2 Carte de commande principale

La carte de commande principale utilise un STM32 F4 capable de réaliser des opérations sur les nombres flottants ainsi que des instructions spécifiques au traitement numérique de signal. Cette carte permet d'orchestrer les différentes fonctions du système. Elle effectue notamment la liaison entre l'interface utilisateur et l'entraînement électronique par le biais d'un algorithme d'assistance au pédalage. La carte de commande principale possède une centrale à inertie comportant un gyromètre et un accéléromètre permettant de connaître l'orientation et les mouvements de l'unité.

5.1.2 Alimentation

Le kit Alizeti 300C est alimenté par un accumulateur conçu par Alizeti utilisant les cellules lithium-ion de format 18650. Cet accumulateur peut être composé d'une ou deux batteries

amovibles connectées en parallèles. Chaque batterie est composée de 24 cellules divisées en quatre branches parallèles. La tension maximale de la batterie est d'environ 25 V. Chaque batterie est équipée d'un système de protection et de gestion de la charge et de la décharge.

5.1.3 Moteur de traction

Le moteur de traction est une machine synchrone à aimants permanents. Il s'agit d'une topologie de moteur à flux radial muni d'un rotor externe. Ce rotor dispose de 14 aimants formant un total de 7 paires de pôles. Le stator possède quant à lui 6 paires de pôles. Le moteur n'est pas muni d'un capteur de position angulaire, seule la mesure de la tension de chaque phase permet d'en déduire la vitesse de rotation. Par la disposition asymétrique des pôles sur le rotor et le stator, on obtient une réduction du couple d'encochage dans la machine.

Le couple du moteur de traction est acheminé vers le galet d'entraînement à l'aide d'une transmission mécanique à rapport unique. Cette transmission est conçue de manière à réduire les chocs mécaniques sur le moteur de traction tout en offrant une certaine liberté de mouvement au galet d'entraînement.

5.1.4 Actionneur à vis

L'actionneur à vis permet de déplacer le galet d'entraînement par rapport à la roue arrière du vélo. Ce mouvement est transmis par deux étages de réduction de la vitesse du moteur. Le premier étage consiste en un boîtier d'engrenages auquel est rattachée une vis-mère permettant de convertir la rotation du moteur en mouvement linéaire. Ainsi, ce mécanisme actionne le bras pivotant sur lequel est fixé en porte-à-faux le galet d'entraînement.

5.1.5 Architecture logicielle

L'architecture logicielle développée par Alizeti repose sur le système d'exploitation en temps réel pour microcontrôleur FreeRTOS. Il s'agit d'un logiciel libre pour système embarqué créé en 2003 et adapté à plus d'une trentaine de plateformes différentes. Chaque fonction du mi-

crocontrôleur est accomplie par le biais d'une ou plusieurs tâches. Le système d'exploitation assure l'ordonnancement des tâches, ce qui simplifie la gestion pour le programmeur. Grâce à cette architecture, le système antipatinage peut être ajouté de manière transparente à l'intérieur du code source précédemment développé par Alizeti. De même, il est très facile d'activer ou de désactiver le système antipatinage en modifiant l'état de la tâche qui lui est associé.

5.2 Librairie pour le filtre de Kalman étendu

L'utilisation du logiciel Matlab pour développer l'algorithme de commande présentait plusieurs avantages tels que la facilité de générer des graphiques et la manipulation d'expressions mathématiques. De plus, plusieurs exemples d'implémentations du filtre de Kalman étendu étaient disponibles en ligne via diverses plateformes utilisées par la communauté.

Porter la version du filtre de Kalman réalisée en langage Matlab vers le langage C représentait un défi considérable. Bien qu'il existe quelques bibliothèques facilitant l'implémentation de FKE, très peu sont distribuées sous des licences libres permettant leur utilisation dans un produit commercial. Après plusieurs recherches, la bibliothèque TinyEKF a été retenue pour l'implémentation de l'algorithme sur un microcontrôleur. Cette bibliothèque a été écrite par le professeur Simon D. Levy de la Washington and Lee University de Virginie. Les fichiers sources sont distribués sous licence libre sur la plateforme de partage GitHub. La bibliothèque TinyEKF se distingue par une taille très réduite et une grande polyvalence. De plus, le professeur Levy offre une documentation suffisante ainsi que des exemples d'implémentation en langage Python ainsi que sur les cartes de développement Arduino. Il est également intéressant de noter que le professeur Levy a réalisé un tutoriel interactif sur le fonctionnement d'un filtre de Kalman étendu qui permet de vulgariser le fonctionnement de cet outil mathématique.

5.3 Implémentation en C++ sous Windows

Avant de procéder à l'implémentation de l'algorithme de commande directement dans la carte de commande principale du système, une version intermédiaire du code fut réalisée en C++

sous un environnement Windows. L'environnement de développement utilisé est composé de l'éditeur libre CodeBlocks ainsi que du populaire compilateur GCC. Cette étape intermédiaire a permis de valider la conversion du code Matlab vers le langage C++.

L'ensemble de l'algorithme du système antipatinage n'a pas été converti en C++. En effet, seul l'estimateur a été converti puisqu'il s'agissait de la partie la plus complexe du système à traduire. En effet, les différences entre les deux langages, notamment au niveau des indices des tableaux et des opérations sur les matrices, représentaient les principales difficultés. De plus, il était difficile de tester le bloc du contrôleur sans implémenter l'ensemble du modèle numérique en C++.

La validation a été réalisée en comparant les sorties des FKE réalisés en Matlab et en C++. Pour ce faire, le modèle numérique du vélo réalisé sous Matlab a été utilisé pour générer des vecteurs d'entrées représentant la vitesse angulaire mesurée du galet ω_{galet} et le couple appliqué sur le galet T_{galet} . Ces informations étaient transmises aux deux FKE sous la forme de fichiers CSV. Les résultats ont été alors manipulés sous Matlab afin d'être analysés et comparés aux résultats de simulations présentés au chapitre 6.

5.4 Implémentation en C sur le microcontrôleur

La conversion de l'algorithme en C a été réalisée en trois étapes. Dans un premier temps, le classificateur a été implémenté à partir de la version réalisée en C++. Puis, dans un deuxième temps, le contrôleur fut ajouté au système. Au cours du projet, il fut décidé de ne pas implémenter le classificateur dans la version du système antipatinage utilisé pour la validation expérimentale. Le prototype du kit de conversion fourni par Alizeti ne permettant pas l'opération normale du système d'ajustement automatique de la pression appliquée sur le galet, il fut choisi de laisser de côté le classificateur de même que l'ajustement de la force normale F_{APC} dans le contrôleur. Ce choix a permis de réduire le temps de développement de la version expérimentale du système antipatinage.

L'implémentation sur le microcontrôleur STM32 F4 fut effectué sous l'environnement de développement de IAR Systems qui offre une suite complète incluant un compilateur et un débogueur.

Afin d'intégrer le système antipatinage aux autres fonctionnalités du système, l'entreprise partenaire a fourni un soutien technique précieux. La Figure 5.1 permet de voir de quelle façon l'information est échangée entre les diverses cartes électroniques du système. La fréquence de rafraîchissement des informations circulant sur le bus de communication ALB se situe en pratique entre 30 et 50 Hz. Ainsi, la fréquence d'opération de l'algorithme antipatinage fut ralentie à 20 Hz afin d'éviter d'effectuer des opérations redondantes avec les mêmes valeurs. De même, le pas d'intégration utilisé dans le filtre de Kalman étendu fut augmenté à 5 millisecondes.

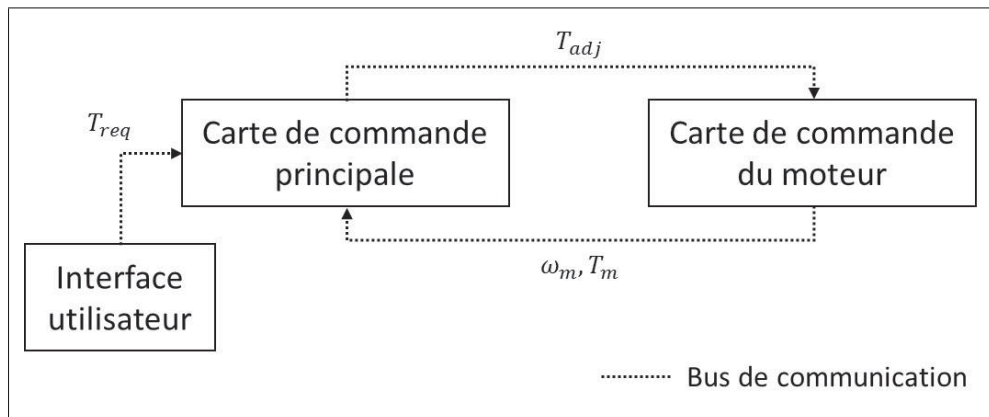


Figure 5.1 Système de commande de la traction pour un vélo électrique

CHAPITRE 6

VALIDATION DE LA STRATÉGIE DE COMMANDE

Ce chapitre se consacre à la présentation des résultats de simulation et d'expérimentation du système antipatinage développé pour le kit de conversion pour vélo électrique de l'entreprise Alizeti. Deux méthodes de validation furent retenues : la simulation à l'aide du logiciel Matlab et l'expérimentation sur un prototype du kit Alizeti 300C. Ces deux types de validations furent réalisés à deux moments différents. En effet, les simulations ont été complétées à la fin de la phase de conception de l'algorithme de commande telle que présentée au chapitre 3 tandis que les tests expérimentaux ont été réalisés à la suite de l'implémentation de l'algorithme sur le prototype tel que détaillé au chapitre 5. Pour chaque approche, la méthodologie utilisée est présentée, de même que les résultats obtenus.

6.1 Validation par simulations

6.1.1 Stratégie de simulation

Les simulations du système antipatinage ont été réalisées de manière à valider le fonctionnement de chaque module du système. En effet, les dépendances existantes entre chaque module augmentaient la complexité des simulations. On a préféré une approche visant à augmenter graduellement la complexité du système afin de vérifier le fonctionnement de chaque élément. Ainsi, les premières simulations réalisées visent à confirmer le fonctionnement du modèle numérique utilisé pour représenter le comportement de la bicyclette et sur lequel repose l'ensemble des autres simulations. La Figure 6.1 montre les différents sous-modules qui ont été simulés. Les simulations ont été effectuées sous le logiciel Matlab.

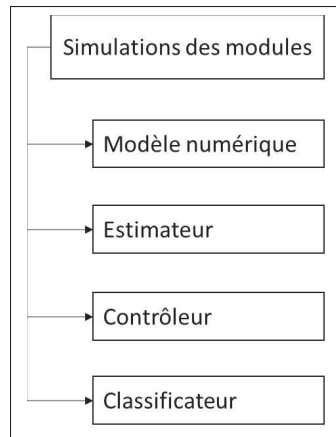


Figure 6.1 Ordonation des modules pour la simulation

6.1.2 Paramètres de simulation

La version simplifiée du modèle de la bicyclette munie du système de motorisation électrique Alizeti a été implémenté sous Matlab (2.17). Ce modèle tient compte des paramètres physiques et de la dynamique du vélo électrique.

Le Tableau 6.1 présente les constantes physiques utilisées pour représenter le vélo et son environnement. Les valeurs utilisées représentent un vélo de type hybride sur lequel est installé le système Alizeti muni d'un galet d'entraînement régulier. Le cycliste est considéré immobile sur le vélo. Durant ces simulations, les conditions routières, le type de galet ainsi que la force normale appliquée sur le galet d'entraînement sont traités comme des constantes.

Tableau 6.1 Paramètres généraux utilisés lors des simulations

Paramètre physique	Symbole	Valeur	Unité
Moment d'inertie du galet	J_{galet}	0,15	$kg \cdot m^2$
Densité de l'air	ρ_{air}	1,2	kg/m^3
Aire frontale totale	$A_{frontale}$	0,8	m^2
Coefficient de traînée aérodynamique	$C_{trainée}$	1,15	
Masse du vélo avec utilisateur	$m_{vélo}$	80	kg
Rayon de la roue	r_{roue}	0,35	m
Pas d'intégration	Δt	0,005	s

Afin d'observer la flexibilité et la robustesse du système antipatinage, le modèle numérique utilisé pour décrire le comportement du vélo utilise l'équation de Pacejka pour définir le coefficient de friction en fonction du taux de glissement du galet (1.1). Toutes les versions du filtre de Kalman utilisé lors des simulations reposent quant à elles sur l'équation de Burckhardt (1.4). On tire ainsi parti de l'écart entre ces deux modèles pour reproduire les imperfections qui pourront être obtenues dans une situation réelle.

6.2 Simulation du modèle de la bicyclette

Les premières simulations se concentrent sur le modèle dynamique de la bicyclette tel que présenté au chapitre 2. Ce modèle numérique dépend de plusieurs propriétés physique de l'ensemble formé par le vélo, l'entraînement électrique ainsi que l'utilisateur. Cette section présente la méthodologie utilisée ainsi que les résultats de simulations obtenus.

Initialement, le vélo se déplace à 5 km/h sans assistance électrique et le taux de glissement est nul. À ce moment, le système d'assistance électrique est activé et une consigne de couple constante est alors envoyée par l'utilisateur afin d'amorcer une accélération. Lors de la simulation, cette consigne de couple demeure constante tant que la vitesse linéaire du vélo se situe sous 32 km/h. Lorsque le vélo atteint cette limite, la consigne de couple est réduite à zéro instantanément et le vélo amorce une phase de décélération.

Dans un premier temps, on considère une force normale d'environ 200 N entre le galet d'entraînement et le pneu arrière de la bicyclette afin d'observer une accélération sans perte d'adhérence. Dans un second temps, on réduit la force normale de 100 N, soit l'équivalent d'environ 10 kg, afin de simuler une dégradation des conditions routières et favoriser une perte de contrôle.

6.2.1 Accélération vive selon différentes valeurs de force normale

La Figure 6.2 permet de voir le comportement des trois principales variables d'état du système, ω_{galet} , ω_{roue} et μ_{galet} au cours d'une accélération lorsqu'une force normale importante est appliquée sur le galet d'entraînement.

On remarque que la vitesse linéaire de la roue arrière est inférieure à la vitesse du galet durant la phase d'accélération. Ce retard est relié au taux de glissement ainsi qu'au coefficient de friction. On observe que durant l'accélération, le taux de glissement évolue entre 0,05 et 0,10 et le coefficient de friction passe de 0,85 à 1,12. Après un peu moins de 13 secondes, on remarque l'effet de la réduction du couple à zéro. En effet, le taux de glissement chute brusquement et le vélo amorce une lente décélération. Cela correspond au fait que le galet d'entraînement se comporte en roue libre lorsque la consigne de couple est nulle.

Sur la Figure 6.3, on présente le résultat d'une répétition du test précédent avec une force normale réduite entre le galet et le pneu de la bicyclette. Après quelque secondes cette fois, les vitesses linéaires du galet d'entraînement et de la roue arrière commencent à diverger. Le taux de glissement atteint 0,30 après 9 secondes et 0,50 en moins de 11 secondes. Le coefficient de friction quant à lui augmente très lentement au début de l'accélération jusqu'à atteindre son amplitude maximale après 6,5 secondes, puis diminue progressivement au rythme où le patinage entre le galet et le pneu s'amplifie.

6.3 Simulations de l'estimateur

Cette section est dédiée à la présentation des résultats de simulation réalisés afin de valider le comportement de l'estimateur du système antipatinage. Cet estimateur est essentiellement constitué du filtre de Kalman étendu tel que décrit dans le chapitre 3.

Dans ces simulations, le filtre de Kalman étendu principal du système antipatinage est utilisé pour estimer les valeurs du modèle numérique du vélo électrique tel que décrit précédemment. Dans le but d'améliorer le réalisme de la simulation, un bruit de mesure a été introduit dans

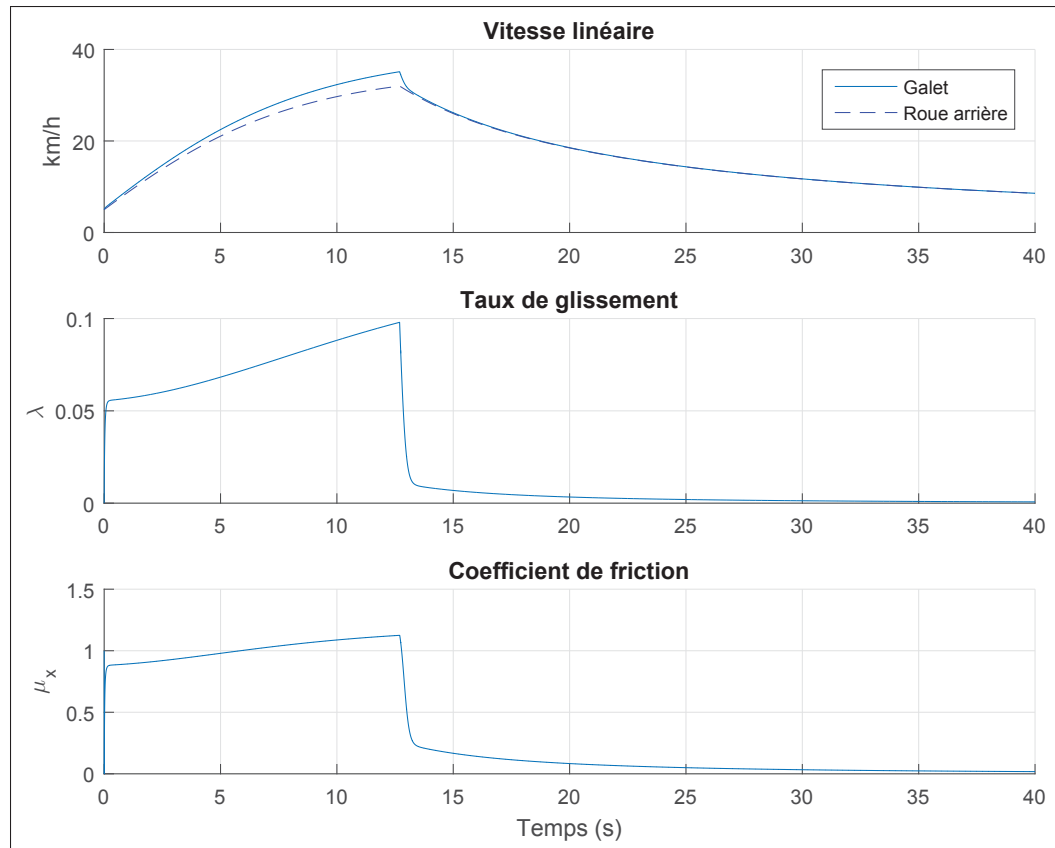


Figure 6.2 Simulation du modèle numérique de la bicyclette sans perte de contrôle

la mesure de la vitesse angulaire du galet d'entraînement. Il s'agit d'un bruit blanc uniforme d'une amplitude de 0,10 rad/s.

Initialement, le vélo se déplace à 5 km/h sans assistance électrique et le taux de glissement est nul. À ce moment, le système d'assistance électrique est activé et une consigne de couple constante d'environ 10 Nm est alors envoyée par l'utilisateur afin d'amorcer une accélération.

Après 20 secondes, les conditions routières sont brusquement modifiées puisque l'on considère alors que le galet est complètement mouillé. La consigne de couple n'est pas modifiée afin de vérifier si l'estimateur est capable de fonctionner en cas de patinage.

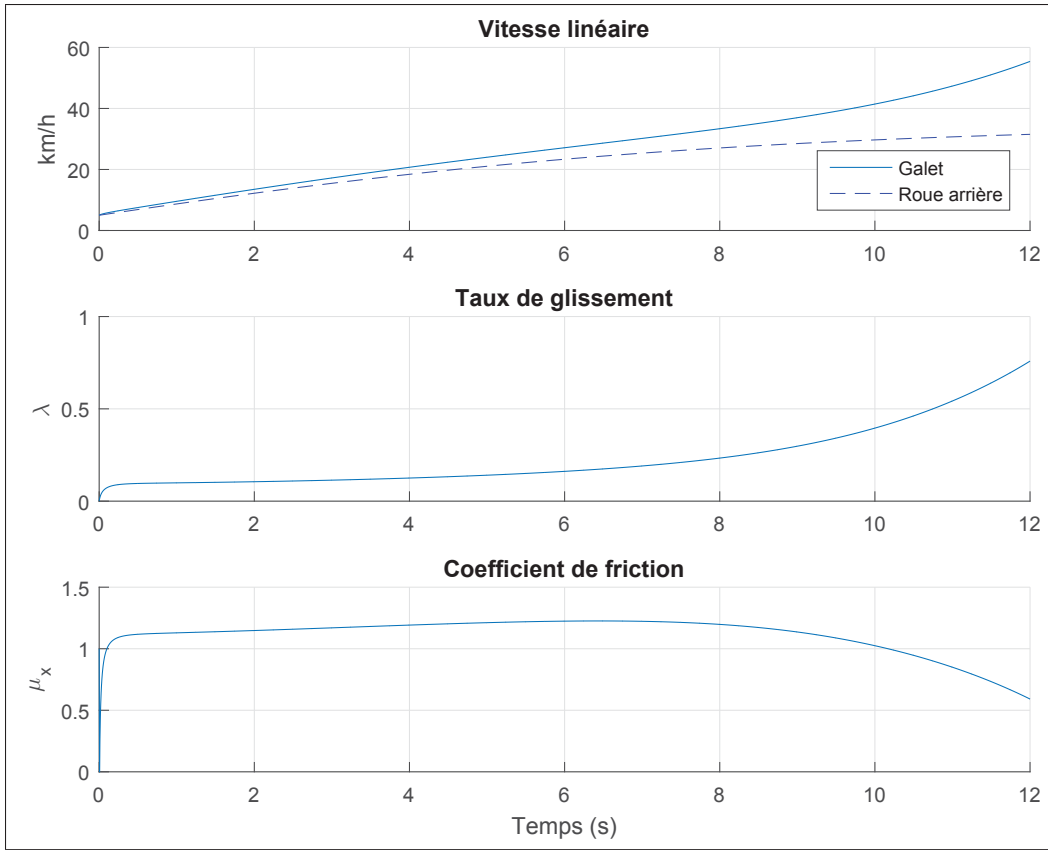


Figure 6.3 Simulation du modèle numérique de la bicyclette avec perte de contrôle

Lors de l'initialisation du filtre de Kalman, on fixe les valeurs initiales du vecteur d'état x , soit les vitesses initiales et le coefficient de friction (6.1). Les matrices de covariance P et Q sont également initialisées (6.2).

$$x_{initial} = \begin{bmatrix} \omega_{roue} \\ \omega_{galet} \\ \mu_{galet} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1,39 \\ 1,39 \\ 0,8 \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

$$P = \begin{bmatrix} 0.01 & 0 & 0 \\ 0 & 0.01 & 0 \\ 0 & 0 & 0.01 \end{bmatrix} \quad Q = \begin{bmatrix} 0.04 & 0 & 0 \\ 0 & 0.04 & 0 \\ 0 & 0 & 0.0016 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

Lors de cette simulation, on suppose la présence d'un classificateur idéal capable d'ajuster les coefficients du modèle de l'adhérence du galet à l'intérieur du FKE principal.

6.3.1 Situation de changement brusque de conditions routières

La Figure 6.4 présente l'évolution de quatre variables décrivant le comportement du vélo et du galet d'entraînement. Chacune de ces variables est également estimées à l'aide d'un filtre de Kalman étendu à l'exception du taux de glissement qui est estimé à partir de l'équation 2.3 et des estimations de ω_{galet} et ω_{roue} . Les estimations sont identifiées par des traits pointillés rouges tandis que les données de validation provenant du modèle numérique ont l'aspect de traits bleus continus. On montre également la valeur mesurée qui inclut le bruit de mesure en rose à titre de référence.

On observe que l'estimateur réussit très bien à suivre l'allure du modèle de manière générale bien que l'estimation du coefficient de friction soit un peu plus bruitée, surtout initialement.

Après 20 secondes, soit lorsque la surface de roulement passe d'un état sec à un état mouillé, on remarque aussitôt une accélération marquée de la vitesse linéaire du galet tandis que la vitesse linéaire de la roue demeure stable. Cette perte d'adhérence est illustrée par la chute subite du coefficient de friction après 20 secondes. Le taux de glissement augmente alors de manière presque linéaire pendant 4 secondes jusqu'à saturation. Par ailleurs, en l'absence d'un bloc de commande, la vitesse du galet continue d'augmenter jusqu'à la fin des 40 secondes de simulation.

6.4 Simulations du contrôleur

Cette section contient les détails relatifs à la validation par simulation du bloc de commande du système antipatinage. L'addition du contrôleur permet d'agir sur la consigne de couple et sur la force normale appliquée sur le galet d'entraînement.

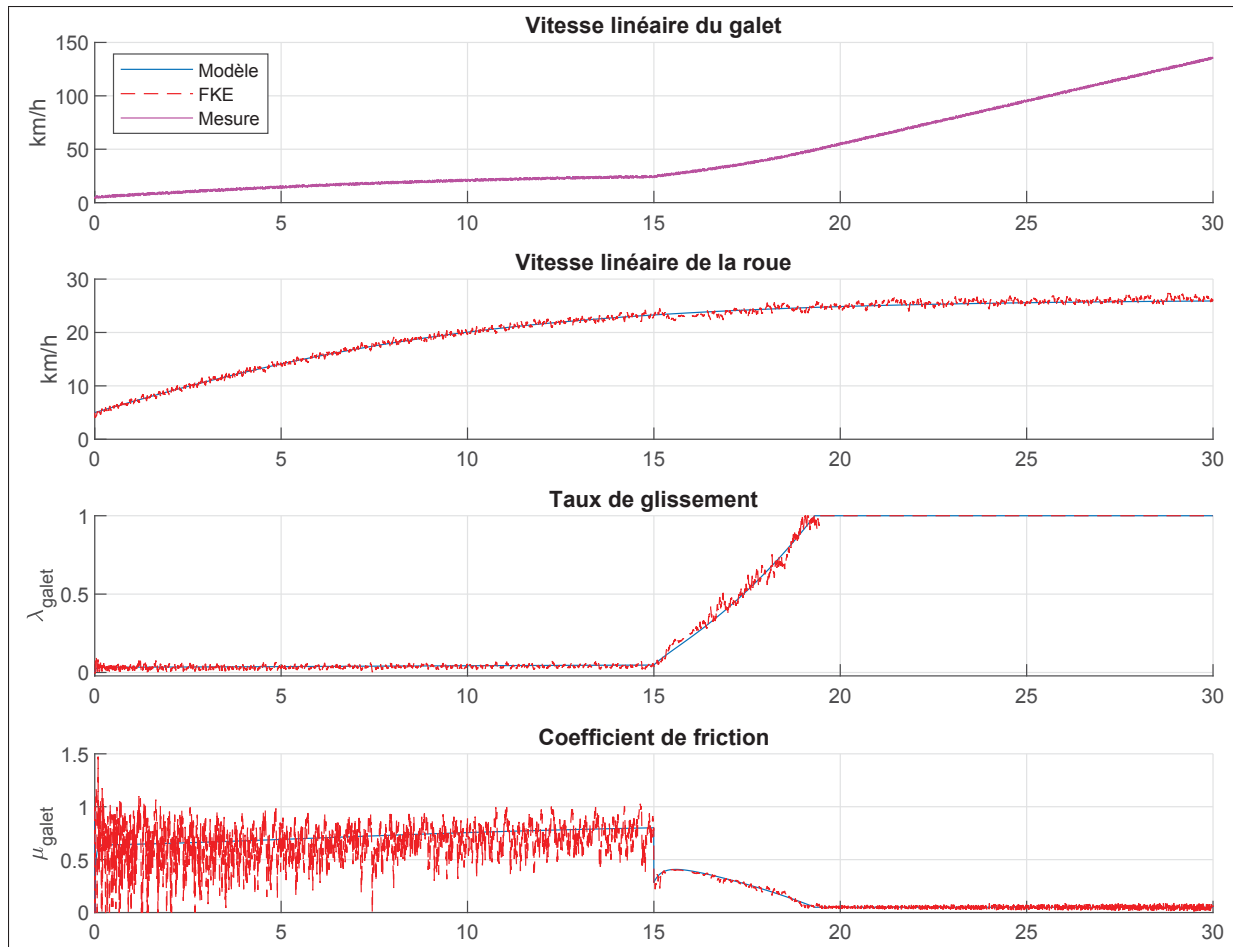


Figure 6.4 Simulation d'une détérioration des conditions routières

La simulation de la méthode de commande retenue pour l'ajustement du couple est basée sur le deuxième scénario proposé lors de la simulation du modèle numérique de la bicyclette, soit une accélération sur une surface sèche où la force normale appliquée sur le galet d'entraînement n'est pas suffisante pour transmettre la totalité du couple exigé à la roue arrière du vélo.

Le vélo est donc également lancé à partir d'une vitesse de 5 km/h et un taux de glissement nul. Une consigne de couple est alors envoyée, mais cette dernière sera ajustée par le bloc de commande en fonction des estimations réalisées par le filtre de Kalman étendu.

Le contrôleur proportionnel et intégral (PI) utilisé dans le bloc de commande possède les valeurs de gains affichées dans le Tableau 6.2. L'erreur est calculée entre une valeur cible du taux

de glissement fixée à 0,15 et le taux de glissement estimé par le FKE. La sortie de ce contrôleur est saturée à l'aide de la consigne de l'utilisateur afin d'empêcher le système antipatinage d'avoir un impact imprévisible sur le comportement du vélo du point de vue de l'utilisateur.

Tableau 6.2 Paramètres du contrôleur PI

Paramètre	Symbole	Valeur
Action proportionnelle	K_p	40
Action intégrale	K_i	5

6.4.1 Accélération vive avec une faible force normale

La Figure 6.5 présente un scénario d'utilisation où le couple d'assistance demandé est supérieur au couple de friction maximal pouvant être obtenue entre le galet d'entraînement et le pneu arrière de la bicyclette. Grâce à présence de la boucle de rétroaction du contrôleur, on constate que le taux de glissement du vélo demeure inférieur à 0,17. De plus, on observe que l'estimateur parvient à suivre les valeurs des variables d'état du modèle avec une très grande précision.

La Figure 6.6 permet de suivre l'évolution de la consigne de couple ajustée par rapport à la valeur originale demandée par l'utilisateur. On observe que la valeur ajustée par le contrôleur PI augmente graduellement sans toutefois parvenir à atteindre la valeur exigée par l'utilisateur. Ce phénomène est normal puisque la force normale appliquée entre le galet et le pneu de la bicyclette est volontairement insuffisante pour permettre d'appliquer totalement la consigne de couple sans générer de dérapage. Ainsi, l'algorithme de commande se stabilise autour de 14,5 Nm, soit la valeur optimale du système dans ces conditions particulières. Cette valeur se situe bien en-dessous de la valeur de couple T_{req} d'environ 18,25 Nm demandée par l'utilisateur.

6.5 Simulations du classificateur

Cette section présente les résultats de simulations effectuées pour valider le fonctionnement théorique du classificateur. Tel que décrit au chapitre 3, le classificateur est composé de deux

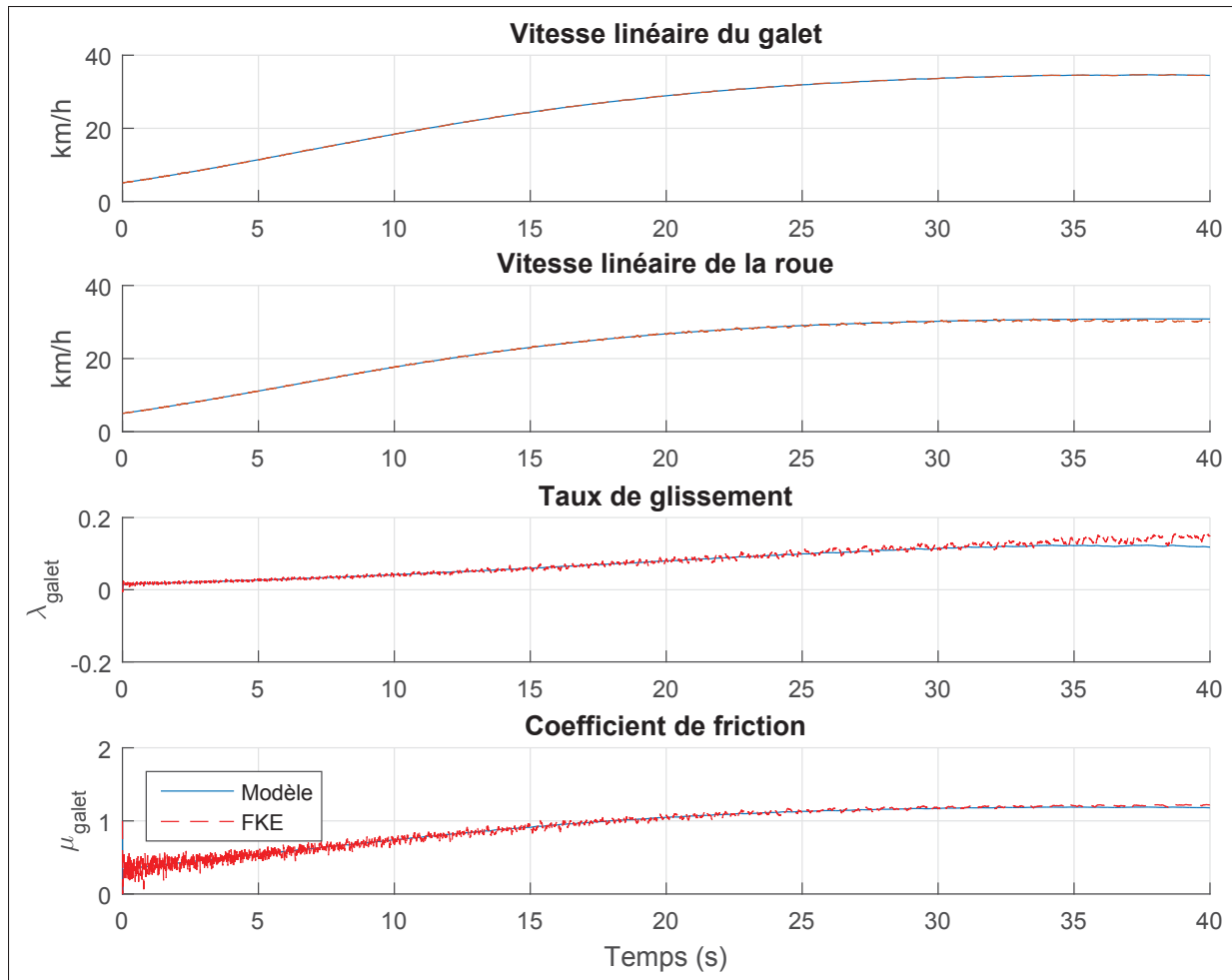


Figure 6.5 Simulation du bloc de commande du couple

filtres de Kalman secondaires en parallèle ayant chacun un modèle spécifique pour décrire le coefficient de friction du galet d'entraînement. Dans le cas présent, le modèle A suppose une surface de roulement sèche tandis que le modèle B suppose une surface de roulement mouillée. Les deux modèles utilisent les coefficients du Tableau 4.2 relatifs au galet régulier. Par ailleurs, les deux FKE sont réinitialisés toutes les 500 ms afin de limiter la divergence du filtre faisant fausse route tel que spécifié à la Figure 3.4.

Dans ces simulations, le vélo est toujours lancé à partir d'une vitesse initiale de 5 km/h. Une consigne de couple constant est alors envoyée au contrôleur qui applique la boucle d'asservissement. Ainsi le système antipatinage est activé au cours de chaque simulation. La durée de

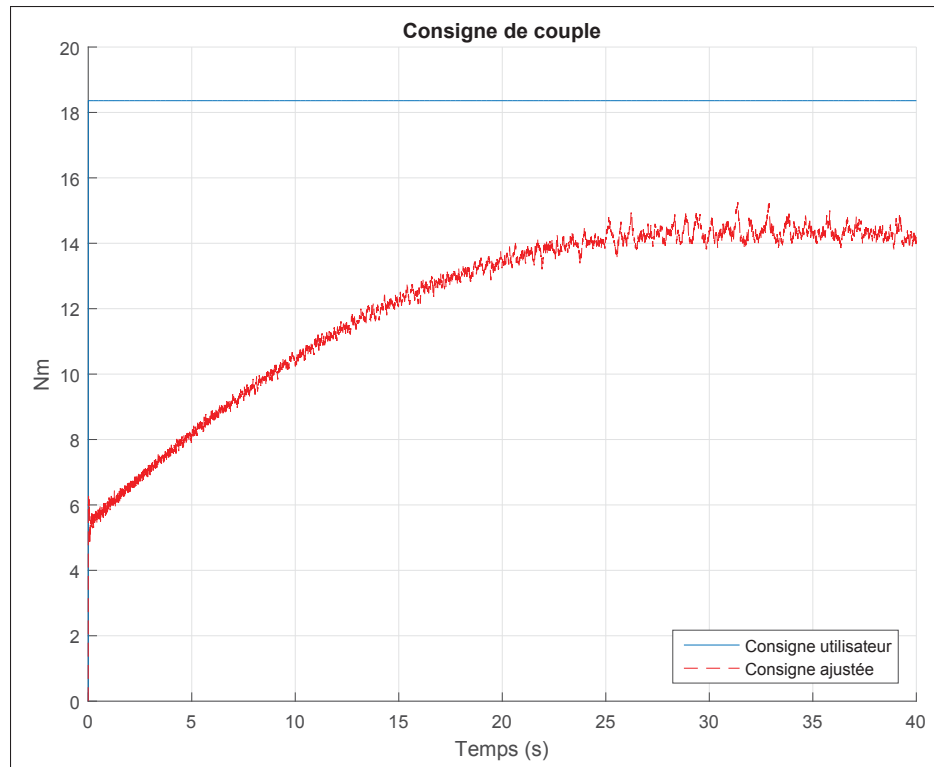


Figure 6.6 Simulation du bloc de commande du couple

chaque simulation est de 40 secondes. Une perturbation est introduite à la vingtième seconde. Cette perturbation consiste à modifier instantanément les coefficients décrivant la relation entre le coefficient de friction et le taux de glissement du galet d'entraînement.

6.5.1 Détection de changement brusque de conditions routières

La Figure 6.7 permet de suivre l'évolution des valeurs estimées par les deux filtres de Kalman du classificateur lorsque les surfaces de contact du pneu et du galet d'entraînement passent instantanément d'un état sec à un état mouillé. Ce changement brusque se traduit par un bond significatif de l'estimation du taux du glissement réalisée par le FKE B. Cette augmentation du taux de glissement est cohérente avec la perte d'adhérence brusque que subit le galet d'entraînement. En effet, le modèle montre que la vitesse du galet augmente rapidement tandis que la vitesse de la roue demeure stable au moment de la perturbation puisqu'une plus faible partie du couple d'assistance est transmise par friction. On remarque que le FKE A estime faussement

que la vitesse de la roue suit celle du galet. De plus, on observe un écart relativement faible entre les deux filtres dans la première moitié de la simulation alors que le galet est sec. En effet, le FKE B semble capable de bien s'adapter au cas où le galet demeure sec. Ainsi, l'observation du taux de glissement semble être le meilleur moyen de détecter une perturbation.

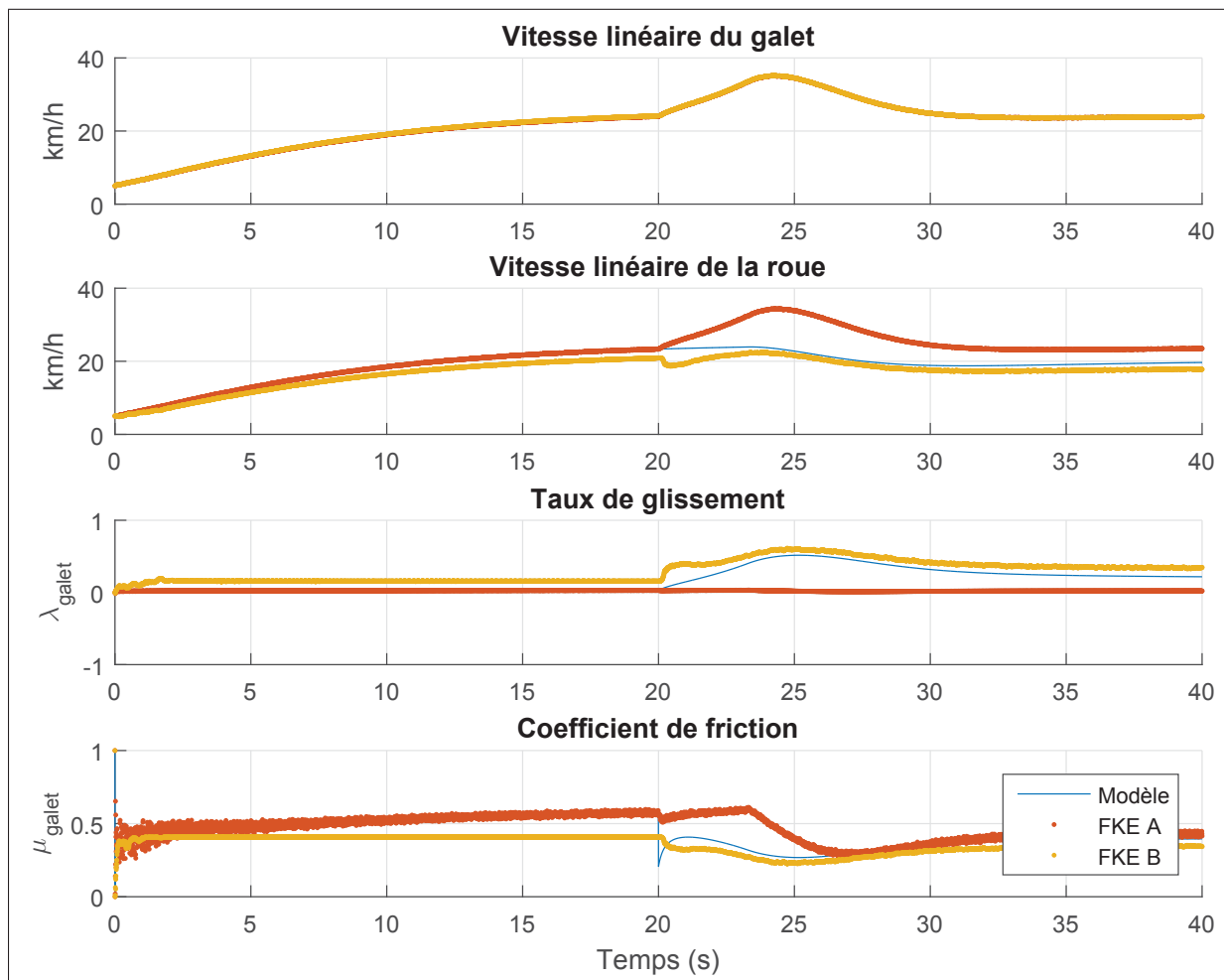


Figure 6.7 Simulation d'une surface soudainement mouillée

L'utilisation d'une fenêtre mobile pour mesurer l'enveloppe de cette estimation permet de facilement détecter un changement de surface.

La Figure 6.8 présente un scénario où le pneu et le galet d'entraînement sont initialement mouillés puis sont subitement asséchés. D'abord, on remarque que le taux de glissement estimé

par le FKE A subit une courte oscillation à la suite de la perturbation. Dans le cas du FKE B, on voit une légère protubérance dans l'estimation du taux de glissement, cependant cette variation est beaucoup plus marquée dans l'estimation du coefficient de friction. On remarque également une petite baisse de vitesse suivant la perturbation dans le cas du galet comme dans celui de la roue. Cette perturbation provient du temps de réponse du régulateur PI qui doit ajuster la consigne de couple.

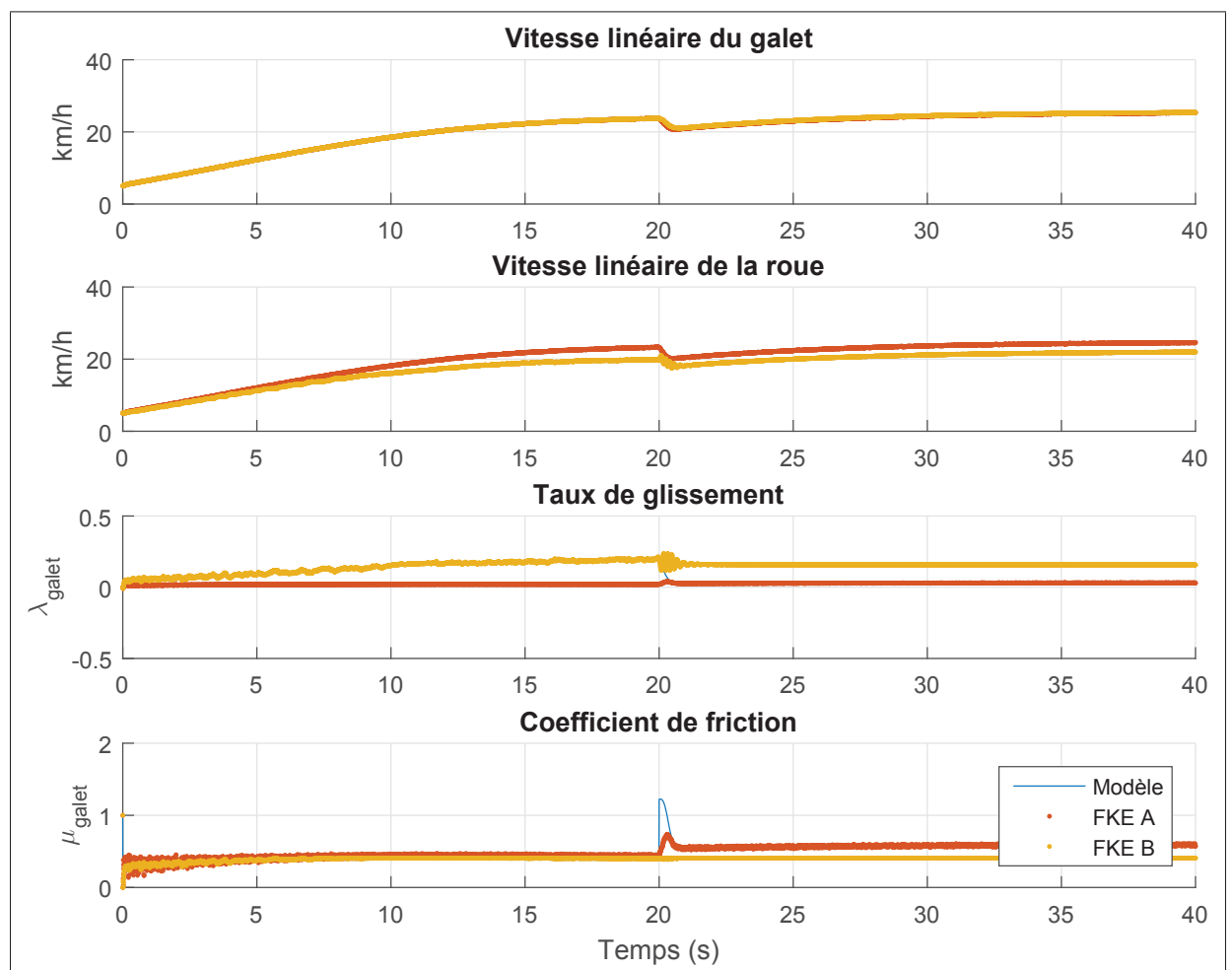


Figure 6.8 Simulation d'une surface soudainement sèche

On note que dans les deux cas, les estimations des FKE lorsque la vitesse du vélo est faible sont beaucoup plus bruitées que lorsque la vitesse est supérieure à environ 12 km/h. En effet, lorsque les valeurs de vitesse et de couple sont faibles, les erreurs relatives des estimateurs sont

plus importantes. Ainsi, il est préférable de limiter l'utilisation du classificateur à des vitesses supérieures. L'utilisation d'une fenêtre mobile pour mesurer l'enveloppe de cette estimation permet de facilement détecter un changement de surface.

Une seconde version du premier scénario où la surface de roulement devient mouillée a été réalisée. Dans cette version, le galet amélioré a été substitué au galet régulier. La Figure 6.9 permet de constater les effets de ce changement. En effet, l'adhérence du galet amélioré est telle qu'il est très difficile de voir une variation dans les estimations des filtres A et B lorsque se produit la perturbation. Cela limite la portée pratique du classificateur. En effet, cet élément du système antipatinage ne présente pas d'avantage significatif lorsqu'un galet amélioré est employé.

6.6 Validation expérimentale

La validation expérimentale du système antipatinage a été réalisée dans les installations de l'entreprise Alizeti. En effet, l'entreprise possède une piste d'essai intérieure permettant de mener divers tests sur des vélos munis de leur kit de conversion. Tel que détaillé au chapitre 5, l'implémentation du système a été réalisée sur la carte de commande principale d'un prototype fonctionnel de leur kit de conversion Alizeti 300C.

6.6.1 Méthodologie expérimentale

L'utilisation d'un banc d'essai pour effectuer une validation préliminaire du système antipatinage dans un environnement contrôlé a d'abord été envisagée. Cependant, plusieurs inconvénients ont mené à la décision de réaliser les essais directement dans des conditions réelles bien que contrôlées. En effet, un banc d'essai permet de mieux instrumenter le système afin de recueillir un plus grand nombre de données. Par exemple, il aurait été souhaitable de mesurer le couple dans l'arbre de la roue du vélo ainsi que celui dans l'arbre du galet d'entraînement. De plus, un banc d'essai permet de mieux contrôler les conditions de tests. Toutefois, la principale difficulté liée à l'utilisation d'un banc d'essai demeure le coût élevé des capteurs et du système

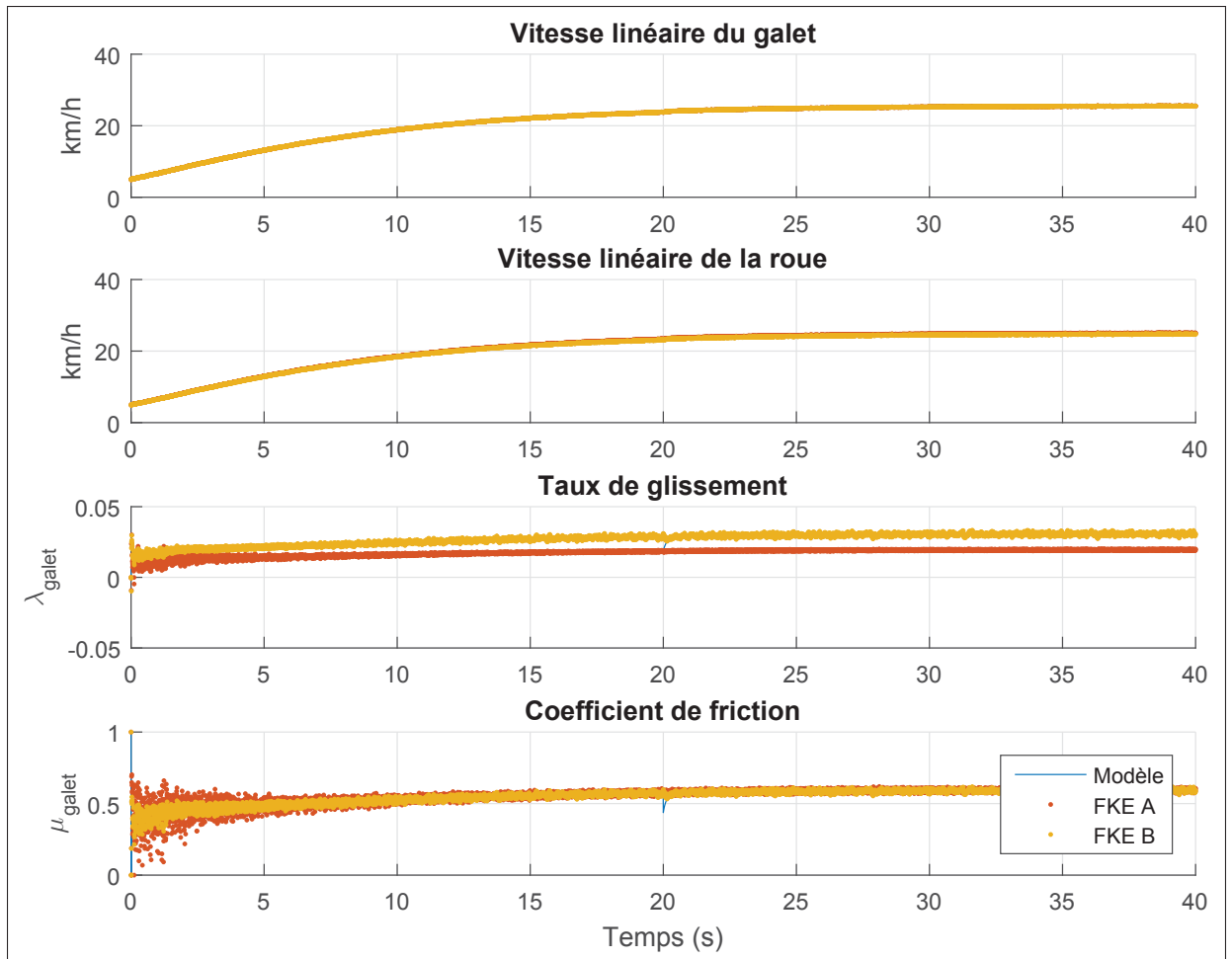


Figure 6.9 Simulation d'une surface soudainement sèche

d'acquisition. Par ailleurs, la nécessité de reproduire la dynamique du vélo, notamment la force de traînée aérodynamique, représente un défi colossal. Pour cette raison, il fut choisi de valider le système directement en conditions réelles.

6.6.1.1 Piste d'essai

L'environnement de test est constitué d'une piste d'essai intérieure de 70 mètres située dans les installations de l'entreprise Alizeti. Cette piste de forme ovale possède un revêtement ayant un coefficient de friction similaire à celui d'une route asphaltée sèche. Les principaux avantages et limitations liés à l'utilisation de cette piste d'essai sont résumés dans le Tableau 6.3.

La piste d'essai représente donc un environnement contrôlé permettant de mener divers tests dynamiques sans contraintes telles que la circulation ou l'état irrégulier des routes. En contrepartie, cette piste d'essai limite le réalisme des tests effectués, notamment par l'absence de perturbations externes (vent, nids de poule, etc.) et par les vitesses limitées qu'il est possible d'atteindre sécuritairement compte tenu des dimensions du parcours. De plus, l'adhérence entre le pneu et le galet d'entraînement ne peut être compromise par la présence de saletés ou d'eau en cas d'averse. Néanmoins, l'utilisation d'une piste d'essai permet de mener les tests de manière indépendante des conditions météorologiques et de bénéficier d'un soutien technique de la part de l'équipe d'Alizeti en cas de problème mécanique ou électronique sur le prototype. Pour ces raisons, il fut choisi d'utiliser la piste d'essai pour réaliser les tests expérimentaux.

Tableau 6.3 Avantages et limitations de la piste d'essai intérieure

Avantage	Limitation
<ul style="list-style-type: none"> - Surface de roulement uniforme. - Température et densité de l'air stable - Aucune contrainte de signalisation - Aucune contrainte de temps d'utilisation - Environnement sécuritaire - Soutien technique facilement disponible 	<ul style="list-style-type: none"> - Ne reproduit pas les cahots de la route - Sans présence du vent - Vitesse limitée par les dimensions de la piste - Ne permet pas de reproduire des conditions de pluie - Ne reproduit pas la présence de saletés et de poussières sur le galet et le pneu

6.6.1.2 Vélo d'essai

Une bicyclette conventionnelle de type hybride fut utilisée lors des essais. Les caractéristiques de ce vélo ont sont présentée au Tableau 6.4. Il s'agit d'un produit d'entrée de gamme représentatif d'un vélo qui pourrait être utilisé pour effectuer des déplacements quotidiens dans un milieu urbain. Un prototype du kit de conversion développé par Alizeti a été installé sur la bicyclette et muni d'un galet d'entraînement régulier. Un capteur de vitesse supplémentaire a été ajouté sur la roue arrière du vélo afin de permettre la comparaison entre le taux de glissement réel et l'estimation effectuée à l'aide du filtre de Kalman. On note que la position du galet d'entraînement est ajustée de manière à obtenir une force de normale d'environ 66 N entre le galet

et le pneu de la bicyclette. Cette valeur est significativement inférieure à la valeur maximale pouvant être appliquée par le système, soit 178 N.

Tableau 6.4 Caractéristiques du vélo d'essai

Manucturier	Giant
Modèle	Escape 3
Année	2017
Pneu	700x32
Pression du pneu	410 kPa
Masse du vélo et du kit	20 kg
Masse du cycliste	63 kg
Masse totale	83 kg
Puissance électrique max	500 W
Capacité de la batterie	258 Wh
F_N appliquée sur le galet	66 N

La Figure 6.10 présente le système Alizeti installé sur le vélo d'essai. Comme on peut le voir sur la photo, il s'agit d'un prototype destiné uniquement à des fins de développement. On note l'ajout d'un capteur de vitesse externe sur l'essieu arrière du vélo afin de mesurer la vitesse réelle de la roue. Un capteur est également présente sur l'une des bielles du pédalier, cependant ce capteur destiné à mesurer la cadence du cycliste est utilisé pour d'autres essais réalisés par Alizeti en dehors des activités reliées au système antipatinage.

6.6.1.3 Système d'acquisition et de traitement des données

Le kit de conversion Alizeti est conçu pour accepter un module de connectivité sans fil utilisant le protocole *Bluetooth*. Ce module permet de transmettre toutes les informations désirées vers un récepteur tel qu'un téléphone intelligent. Une application mobile permet alors de sauvegarder ces informations brutes sous la forme d'un fichier texte dans la mémoire interne du téléphone. Enfin, il est possible de téléverser ces données vers un ordinateur où peut s'effectuer le traitement des données avec le logiciel Matlab. Bien que la procédure décrite ci-dessus présente plusieurs étapes, elle présente deux avantages considérables. D'abord, l'acquisition des données s'effectue de manière sans fil. Ainsi, il suffit de placer le téléphone intelligent sur un



Figure 6.10 Photo du prototype utilisé sur la piste d'essai

support fixé au vélo pour recueillir les données sans encombrement à un taux d'échantillonnage de 5 Hz. De plus, les données brutes ne sont jamais modifiées avant le traitement final sous Matlab, ce qui limite les risques de corruption et de perte d'échantillons.

6.6.2 Essais expérimentaux

Cette section présente les différents résultats expérimentaux obtenus à la suite d'essais dynamiques du système antipatinage. Les conditions de chaque essai sont décrites et les résultats sont présentés sous la forme de graphiques en fonction du temps.

6.6.2.1 Estimation du glissement sans commande du couple

Le premier essai fut exécuté en suivant la procédure décrite ici. D'abord, l'utilisateur pédale légèrement pour amener le vélo à une faible vitesse initiale. Il envoie alors une demande d'assistance correspondant à un couple d'environ 5 Nm à l'aide de l'interface utilisateur fixée au guidon du vélo. Au cours de cet essai, seul le bloc estimateur est activé au sein du système antipatinage. Il n'y a donc aucun contrôle du couple dans le but d'obtenir une situation de glis-

sement incontrôlée. La Figure 6.11 présente un schéma-bloc de l'implémentation du système utilisée lors de cet essai.

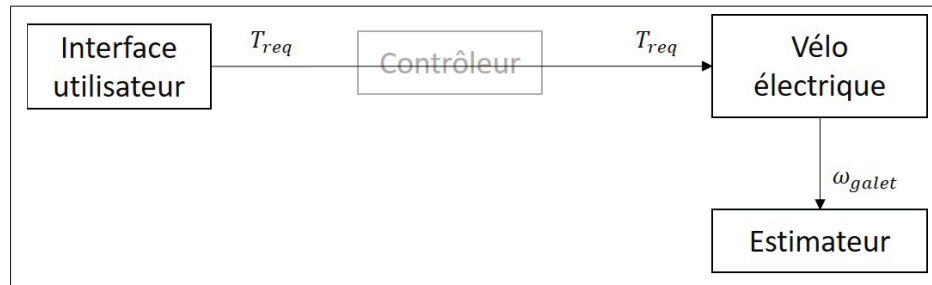


Figure 6.11 Système antipatinage expérimental sans contrôleur

La Figure 6.12 présente les données expérimentales obtenues lors du test. Sur le graphique supérieur, on retrouve l'évolution de la vitesse en fonction du temps tandis que le graphique inférieur présente l'évolution du taux de glissement. Durant les dix premières secondes de l'essai, on remarque une augmentation progressive de la vitesse du galet de même que celle de la roue, toutes deux représentées à l'aide de traits pointillés. On remarque également que les estimations des valeurs ω_{galet} et ω_{roue} , indiquées à l'aide de points, suivent avec une bonne précision les valeurs mesurées. Vers la dixième secondes, le couple d'assistance est appliqué sur le galet. On remarque alors que la vitesse du galet augmente très rapidement alors que la vitesse mesurée de la roue demeure relativement stable. Le taux de glissement mesuré passe alors d'une valeur d'environ 27% à une valeur supérieure à 100% en moins d'une seconde, ce qui correspond à une transition dans la région instable du coefficient de friction μ_{galet} , c'est-à-dire que le galet patine. On remarque que l'estimation du taux de glissement est déphasée par rapport à la valeur mesurée, mais que son amplitude est relativement juste entre la deuxième et la dixième seconde de l'essai. Enfin, on constate que les valeur estimée diverge rapidement lorsque $t > 10,5$ s. En effet, le filtre de Kalman ne parvient pas à approximer la vitesse de la roue du vélo lorsque le galet patine de manière incontrôlée. La linéarisation ponctuelle effectuée par le FKE est de plus en plus éloignée de l'allure exponentielle de la courbe du taux de glissement. On voit la valeur estimée de la vitesse du galet ω_{galet} et celle de la roue ω_{roue} saturer à une valeur près de zéro. Il s'agit d'un choix de conception effectué lors de l'implémentation de

l'estimateur afin d'éliminer le risque de fautes dans le microcontrôleur liées à la division par zéro où à un dépassement de mémoire.

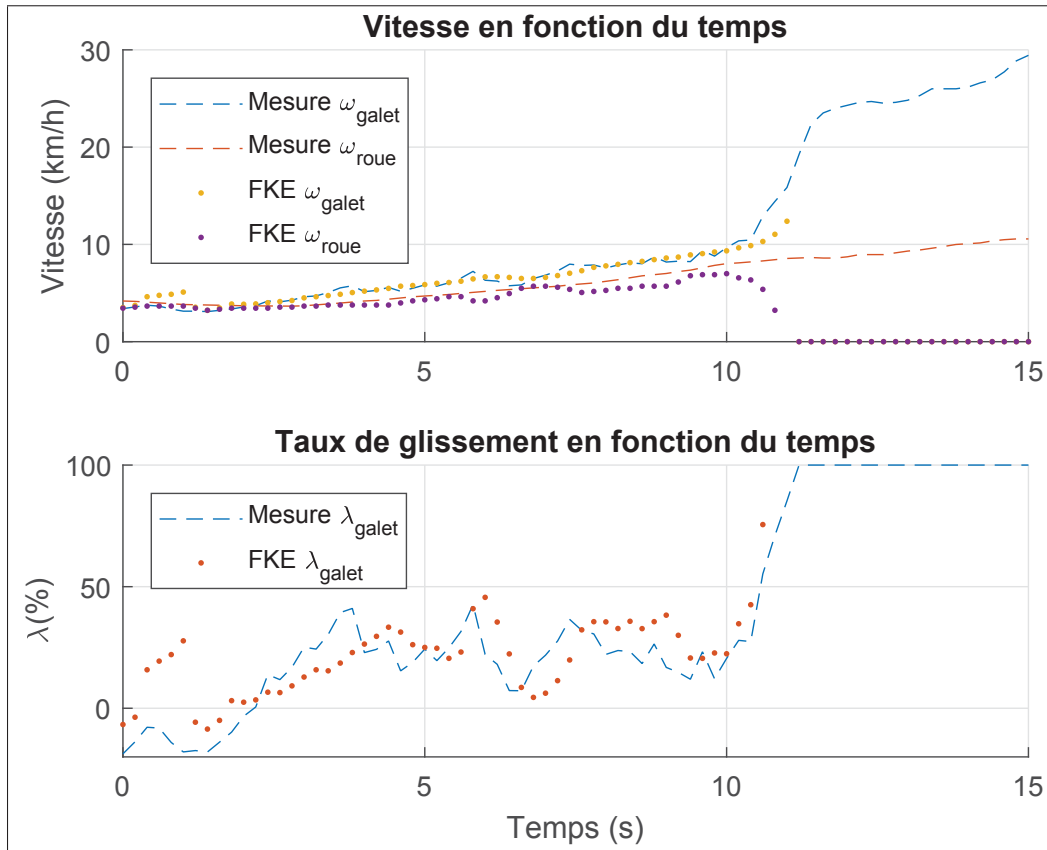


Figure 6.12 Expérimentation sans contrôle du couple d'assistance

6.6.2.2 Estimation du glissement avec commande du couple

Lors du second essai réalisé, le contrôleur a été réactivé. Ainsi, le système antipatinage utilisé correspondait à l'implémentation détaillée au chapitre 5. La procédure utilisée est similaire à celle de l'essai précédent. L'utilisateur pédale pour atteindre une vitesse d'environ 5 km/h, puis il envoie une demande d'assistance d'environ 5 Nm. Cette fois cependant, le système antipatinage limite le couple du galet afin d'en limiter le glissement. La Figure 6.13 permet de voir la présence du contrôleur dans le système antipatinage utilisé lors des essais expérimentaux avec

commande du couple. En l'absence du classificateur, la valeur optimale du taux de glissement λ_{opt} a été fixée à 0,30. En effet, des essais préliminaires ont permis de découvrir qu'une valeur inférieure située plus près de la valeur optimale théorique rendait le système trop agressif sur la commande du couple et menait à une chute de performance importante du système de propulsion électrique.

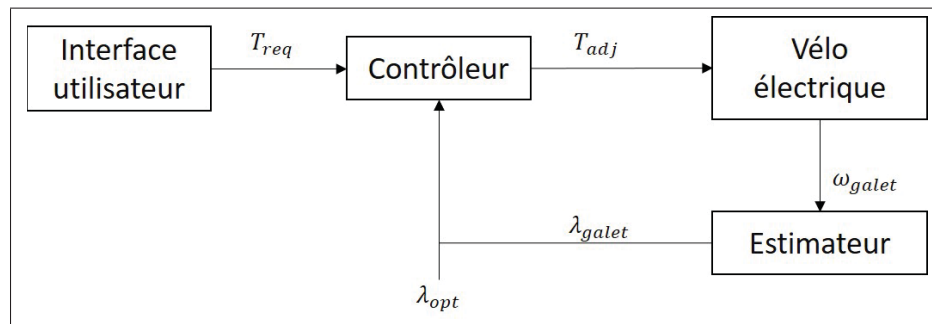


Figure 6.13 Système antipatinage expérimental avec contrôleur

La Figure 6.14 présente les résultats de ce deuxième test. Sur le graphique de la vitesse en fonction du temps, on observe que les vitesses mesurées du galet de la roue ne divergent pas. On voit que l'estimation de la vitesse du galet suit avec précision la valeur réelle. Toutefois, l'estimation de la vitesse de la roue est moins précise. En effet, cette valeur oscille sous la valeur mesurée sans diverger toutefois.

L'analyse du graphique du taux de glissement en fonction du temps permet de mieux comprendre le comportement de l'estimateur. En effet, on remarque qu'au début de l'essai, l'estimation du taux de glissement est peu précise. Toutefois, la précision de l'estimateur augmente avec le temps. Cela correspond au délai d'ajustement du filtre de Kalman. Par ailleurs, on remarque que l'amplitude de la valeur estimée du taux de glissement est relativement près de celle mesurée.

Bien qu'il ne soit pas possible de connaître avec précision le couple appliqué sur le galet, on peut en déduire la forme d'onde générale en observant l'évolution de la vitesse mesurée du

galet. En effet, on remarque plusieurs pics tout au long de l'essai. Ces pics représentent des instants où le galet amorce un dérapage.

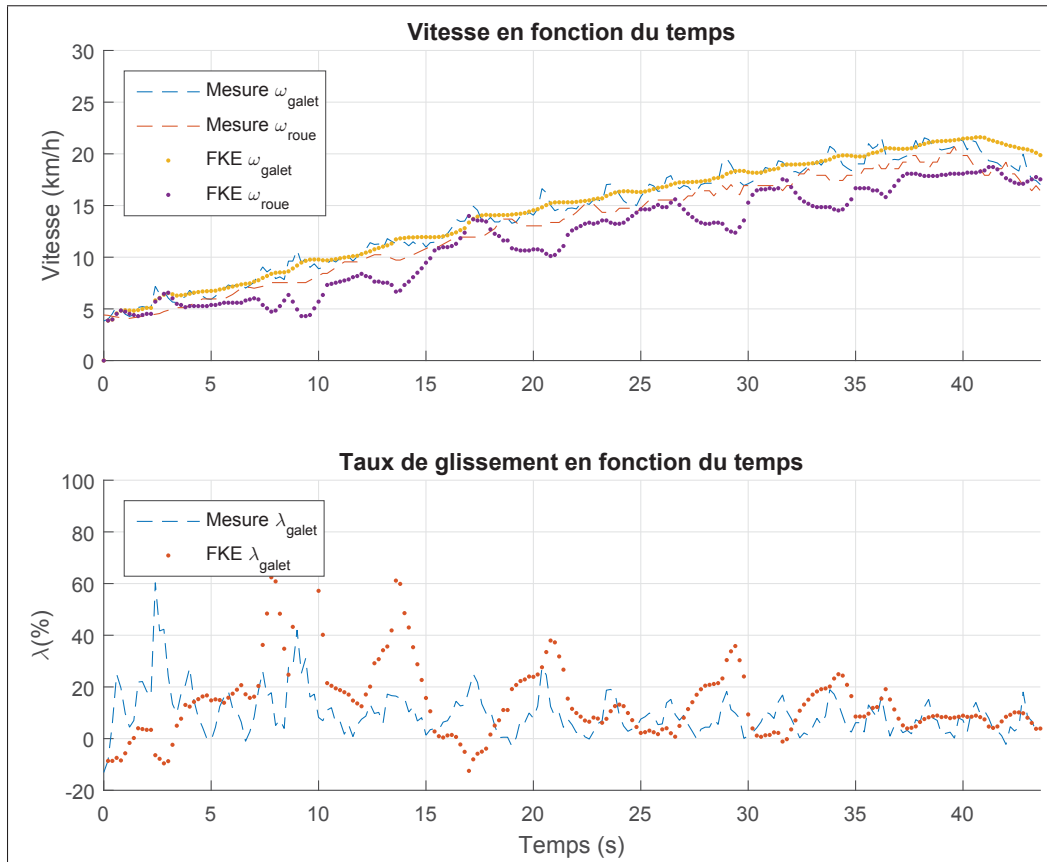


Figure 6.14 Expérimentation avec contrôleur

Par ailleurs, il est également possible d'apprécier les performances du système antipatinage de manière qualitative. En effet, lors du premier essai, le cycliste ressentait une perte d'assistance accompagnée d'un grondement aigu lorsque le galet d'entraînement patinait librement sur le pneu de la bicyclette. Lors du deuxième essai, le cycliste pouvait constater de légers soubresauts dans la puissance fournie par le galet dus aux corrections apportées par le régulateur PI. De plus, le cycliste n'est pas parvenu à faire déraiper le galet lorsque le système antipatinage était pleinement fonctionnel.

CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Dans ce mémoire, la problématique du contrôle du patinage d'un système de propulsion par friction pour bicyclette électrique développé par l'entreprise Alizeti a été abordée dans le but de proposer une solution ne nécessitant pas l'ajout de capteurs externes dans le système. Les connaissances limitées sur le comportement des galets d'entraînement en polyuréthane sur les pneus de vélos de même que la nécessité de porter le système antipatinage sur un système embarqué présentaient des défis considérables pour le concepteur.

L'objectif de ce mémoire était de concevoir un système antipatinage adapté à un produit commercial capable de fonctionner sous diverses conditions d'opérations. Pour ce faire, un système composé de trois éléments fut développé. Le premier composant de ce système est un estimateur basé sur la technique du filtre de Kalman étendu. Le second élément du système est un régulateur PID permettant d'ajuster les consignes des actionneurs du vélo électrique. Le dernier élément du système est un classificateur basé sur l'utilisation parallèle de multiple filtres de Kalman.

La validation du système antipatinage a été effectuée par l'entremise de deux méthodes distinctes. D'abord, des simulations des différents éléments du système ont permis de valider les choix de conception effectués ainsi que le fonctionnement du système. Par la suite, le système a été validé de manière expérimentale. Pour ce faire, le système fut implémenté sur un prototype fonctionnel du système de propulsion électrique de l'entreprise Alizeti et testé sur une piste d'essai intérieure dans un environnement contrôlé. Les résultats de ces essais expérimentaux furent concluant et le système antipatinage a atteint son objectif principal, soit prévenir les dérapages incontrôlés du galet d'entraînement.

La technologie des systèmes de propulsion par friction est longtemps demeurée marginale dans le domaine des vélos électriques. En effet, les pertes de performances lorsque le galet est mouillé et les dommages causés par une perte de contrôle du galet sont encore des enjeux im-

portants. L'utilisation d'un système antipatinage peut permettre de mitiger ces inconvénients. Cependant, plusieurs cas d'utilisation ne sont pas couverts par le système présenté dans ce mémoire. En effet, il serait intéressant de tirer profit de la présence du gyroscope présent dans le kit Alizeti pour permettre la détection de la variation de l'inclinaison de la route et ainsi tenir compte de la force gravitationnelle dans le modèle de la dynamique du vélo. De plus, le régulateur PI utilisé pourrait possiblement être remplacé par un contrôleur plus performant.

Enfin, il serait très intéressant de tester le système antipatinage sur une version finale du kit Alizeti afin de valider le fonctionnement du classificateur. Une meilleure instrumentation du matériel sur lequel est implémenté le système antipatinage permettrait également de mieux comprendre le fonctionnement du système et possiblement de découvrir de nouvelles corrélations entre les différentes variables d'état du vélo.

Par ailleurs, plusieurs possibilités s'offrent pour améliorer les performances du système dans le cas d'un déploiement à grande échelle. Par exemple, on peut imaginer que chaque vélo électrique communique ses estimations vers une base de données centrale où il serait possible de tirer parti des récents progrès en apprentissage automatique pour améliorer la qualité des estimations de chaque individu à l'aide des données collectives.

BIBLIOGRAPHIE

- Astrom, K. J., Klein, R. E. & Lennartsson, A. (2005). Bicycle dynamics and control : adapted bicycles for education and research. *Ieee control systems*, 25(4), 26-47. doi : 10.1109/MCS.2005.1499389.
- Burckhardt, M. & Reimpell, J. (1993). *Fahrwerktechnik : Radschlupf - regelsysteme wüzburg* (éd. 1). Würzburg : Vogel.
- Cabrera, J. A., Castillo, J. J., Carabias, E. & Ortiz, A. (2015). Evolutionary optimization of a motorcycle traction control system based on fuzzy logic. *Ieee transactions on fuzzy systems*, 23(5), 1594-1607. doi : 10.1109/TFUZZ.2014.2370681.
- Chang, S.-B., Chen, P.-C., Chuang, H.-S. & Hsiao, C.-C. (2012). Velocity control with disturbance observer for pedal-assisted electric bikes. *Vehicle system dynamics*, 50(11), 1631-1651. doi : 10.1080/00423114.2012.692477.
- ChronosWatts. (2018, Octobre, 1). Cycliste : Lance armstrong [HTLM]. Repéré à <http://www.chronoswatts.com/cyclistes/31/>.
- Colli, V., Tomassi, G. & Scarano, M. (2006). Single wheel longitudinal traction control for electric vehicles. *Ieee transactions on power electronics*, 21(3), 799-808. doi : 10.1109/TPEL.2006.872363.
- Corno, M., Berretta, D. & Savaresi, S. M. (2016). An imu-driven rider-on-saddle detection system for electric-power-assisted bicycles. *Ieee transactions on intelligent transportation systems*, 17(11), 3184-3193. doi : 10.1109/TITS.2016.2544959.
- Corno, M., Panzani, G. & Savaresi, S. (2013). *Traction-control-oriented state estimation for motorcycles*. doi : 10.1109/TCST.2013.2238539.
- Dash, B. K. & Subudhi, B. (2013). *A fuzzy adaptive sliding mode slip ratio controller of a hev*. Conference Proceedings présentée à 2013 ieee international conference on fuzzy systems (fuzz-ieee) (pp. 1-8). doi : 10.1109/FUZZ-IEEE.2013.6622325.
- Dousti, M., Baslamisli, S. C., Onder, E. T. & Solmaz, S. (2015). Design of a multiple-model switching controller for abs braking dynamics. *Transactions of the institute of measurement and control*, 37(5), 582-595. doi : 10.1177/0142331214546522.
- Eicke, S., Busch, A., Wielitzka, M., Zemke, S., Trabelsi, A., Dagen, M. & Ortmaier, T. (2016, Sept). Tire road friction estimation for improvements to traction control during drive off maneuvers in vehicles. *2016 ieee conference on control applications (cca)*, pp. 917-922.
- Elmas, C., Güvenç, U. & Doğan, M. (2015). Tire-road friction coefficient estimation and experimental setup design of electric vehicle. *Bajece*, 3(4), 202-207. doi : 10.17694/bajece.88174.

- Fu, Q., Zhao, L., Cai, M., Cheng, M. & Sun, X. (2012, April). Simulation research for quarter vehicle abs on complex surface based on pid control. *2012 2nd international conference on consumer electronics, communications and networks (cecnet)*, pp. 2072-2075. doi : 10.1109/CECNet.2012.6201828.
- Fujimoto, H., Amada, J. & Maeda, K. (2012). *Review of traction and braking control for electric vehicle*. Conference Proceedings présentée à 2012 ieee vehicle power and propulsion conference (pp. 1292-1299). doi : 10.1109/VPPC.2012.6422491.
- Gardner, A. S., Martin, J. C., Martin, D. T., Barras, M. & Jenkins, D. G. (2007). Maximal torque- and power-pedaling rate relationships for elite sprint cyclists in laboratory and field tests. *European journal of applied physiology*, 101(3), 287–292. doi : 10.1007/s00421-007-0498-4.
- Heil, D. (2001). Body mass scaling of projected frontal area in competitive cyclists. *European journal of applied physiology*, 85(3), 358-366. doi : 10.1007/s004210100424.
- Hirn, G. (2013). *Brevet d'invention n°EP2447145*. CH : EPO.
- IEA. (2017). *Global ev outlook 2017* (Rapport n°23). France : International Energy Agency Publications.
- INSG. (2014). *The global e-bike market* (Rapport n°23). Lisbonne, Portugal : INSG Secretariat Briefing Paper.
- Kataoka, H., Sado, H., Sakai, S. & Hori, Y. (2001). Optimal slip ratio estimator for traction control system of electric vehicle based on fuzzy inference. *Electrical engineering in japan*, 135(3), 56-63. doi : 10.1002/eej.1033.
- Kejun, J. & Chengye, L. (2010, Oct). Application study of fuzzy pid control with s-function on automotive abs. *2010 international conference on future information technology and management engineering*, 1, 467-470. doi : 10.1109/FITME.2010.5656552.
- Kiencke, U. & Nielsen, L. (2000). *Automotive control systems*. Society of Automotive Engineering, Incorporated. Repéré à <https://books.google.ca/books?id=Ir6Rup36J4QC>.
- Li, H., Li, L., Song, J., Wu, K., Qiao, Y., Liu, X. & Xia, Y. (2012). Algorithm for calculating torque base in vehicle traction control system. *Chinese journal of mechanical engineering*, 25(6), 1130–1137. doi : 10.3901/CJME.2012.06.1130.
- Lépine, J., Champoux, Y. & Drouet, J. M. (2013). A laboratory excitation technique to test road bike vibration transmission. *Experimental techniques*, n/a-n/a. doi : 10.1111/ext.12058.
- Lépine, J. (2013). *Détermination de la contribution relative des composants d'un vélo de route sur la transmission de vibration*. (Mémoire de maîtrise, Université de Sherbrooke, Sherbrooke).

- Lu, B., Wang, Y., j. Wu, J. & p. Li, J. (2010, Aug). Abs system design based on improved fuzzy pid control. *2010 sixth international conference on natural computation*, 1, 62-65. doi : 10.1109/ICNC.2010.5583122.
- Mason, J., Fulton, L. & McDonald, Z. (2015). *A global high shift cycling scenario* (Rapport n°23). États-Unis : Institute for Transportation and Development Policy and the University of California.
- Meijaard, J. P., Papadopoulos, J. M., Ruina, A. & Schwab, A. L. (2007). Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle : a benchmark and review. *Proceedings of the royal society a : Mathematical, physical and engineering science*, 463(2084), 1955. Repéré à <http://rspa.royalsocietypublishing.org/content/463/2084/1955.abstract>.
- Mingardo, G. (2009, Décembre). *Electric-bike as alternative to car use : Evidence from a pilot project in rotterdam*. Communication présentée à Polis conference, Bruxelles (pp. 3-23).
- Mobycon. (2014). *Electric bicycle report* (Rapport n°42). Conpenhagen, Danemark : Cykel Super Stier.
- More, H. R., Digraze, A. A. & Wayse, A. V. (2017, April). Linear pid control technique for single wheel abs (anti-lock braking system) of motorcycle. *2017 2nd international conference for convergence in technology (i2ct)*, pp. 277-281. doi : 10.1109/I2CT.2017.8226135.
- Namanis, G. (2014). *Brevet d'invention n°WO2015005757*. LT : WIPO.
- Pacejka, H. B. & Besselink, I. J. M. (1997). Magic formula tyre model with transient properties. *Vehicle system dynamics*, 27(sup001), 234-249. doi : 10.1080/00423119708969658.
- Pacejka, H. (2005). *Tire and vehicle dynamics* (éd. 2). Oxford : Butterworth-Heinemann.
- Ray, L. R. (1997). Nonlinear tire force estimation and road friction identification : Simulation and experiments. *Automatica*, 33(10), 1819-1833. doi : [https://doi.org/10.1016/S0005-1098\(97\)00093-9](https://doi.org/10.1016/S0005-1098(97)00093-9).
- Roseiro, L. M., Neto, M. A., Amaro, A. M., Alcobia, C. J. & Paulino, M. F. (2016). Hand-arm and whole-body vibrations induced in cross motorcycle and bicycle drivers. *International journal of industrial ergonomics*, 56(Supplement C), 150-160. doi : <https://doi.org/10.1016/j.ergon.2016.10.008>.
- Schwab, A. L. & Meijaard, J. P. (2013). A review on bicycle dynamics and rider control. *Vehicle system dynamics*, 51(7), 1059-1090. doi : 10.1080/00423114.2013.793365.
- Svendenius, J. (2007). *Tire modeling and friction estimation*. (Thèse de doctorat, Lund University, Lund, Sweden).
- Uil, R. (2007). *Tyre models for steady-state vehicle handling analysis*. (Mémoire de maîtrise, Eindhoven University of Technology, Eindhoven).

- Wegener, S., Michael, M. & Raich, U. (2013, Octobre). Ebikes. *The sound of cycling : Velo-city vienna 2013 conference magazine*, 4(2), 220-242.
- Weiss, M., Dekker, P., Moro, A., Scholz, H. & Patel, M. K. (2015). On the electrification of road transportation – a review of the environmental, economic, and social performance of electric two-wheelers. *Transportation research part d : Transport and environment*, 41(Supplement C), 348-366. doi : <https://doi.org/10.1016/j.trd.2015.09.007>.
- Wilson, D. & Papadopoulos, J. (2004). *Bicycling science*. MIT Press. Repéré à <https://books.google.ca/books?id=0JJo6DIF9iMC>.
- Xu, G., Xu, K., Zheng, C. & Zahid, T. (2016). Optimal operation point detection based on force transmitting behavior for wheel slip prevention of electric vehicles. *Transactions on intelligent transportation systems*, 17(2), 481-490. doi : 10.1109/TITS.2015.2480116.
- Xu, Y., Deng, B. & Xu, G. (2015, Dec). Estimation of vehicle states and road friction based on dekf. *2015 6th international conference on power electronics systems and applications (pessa)*, pp. 1-7.
- Zhang, L. & Lei, L. (2017, Aug). Intelligent system of vehicle brake on ice and snow road. *2017 9th international conference on intelligent human-machine systems and cybernetics (ihmsc)*, 1, 248-251. doi : 10.1109/IHMSC.2017.64.