

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة الدكتور الطاهر مولاي سعيدة-

Université Saida Dr Tahar Moulay –

Faculté de Sciences et Technologie



MEMOIRE

Mémoire de fin d'études présenté pour l'obtention du Diplôme de MASTER

En : Électrotechnique

Spécialité : Électrotechnique Industrielle

**Par : MEBARKI Hadj Abderrahim
et CHADLI Ali**

Sujet

Commande avancée et gestion énergétique d'un système de traction pour la stabilité longitudinale des véhicules électriques

Soutenue publiquement en **26/06/2025** devant le jury composé de :

MANKOUR Mohamed

Professeur

Univ. Saida

Président

HARTANI Kada

Professeur

Univ. Saida

Rapporteur

MOHAMMED CHIKOUCHE Tarik

Professeur

Univ. Saida

Examineur

Année universitaire 2025/2026

Remerciements

Tout d'abord, nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à Monsieur **Hartani Kada**, Professeur à l'Université Moulay Tahar Saida, pour avoir dirigé ce mémoire. Ses grandes qualités pédagogiques et humaines ainsi que ses remarques judicieuses, son soutien, sa gentillesse et sa grande disponibilité m'ont permis de finaliser au mieux ce travail.

Nous tenons à remercier spécialement Dr. **Aouadj Norediene** qui nous a aidé durant la réalisation de ce présent mémoire.

Nous exprimons notre profonde gratitude à Monsieur le Pr. MANKOUR Mohamed , Professeur à l'Université Moulay Tahar Saida, pour avoir accepté la présidence du jury. Nous remercions également le

Pr. MOHAMMED CHIKOUCHE Tarik , Enseignant à l'Université Moulay Tahar Saida pour l'intérêt qu'elle a manifesté ce mémoire en acceptant d'en être examinateur.

Mes vifs remerciements vont à nos parents, nos frères et sœurs, nous ne saurions oublier le soutien compréhensif de nos familles et tout particulièrement de celles et ceux qui m'ont encouragé, inspiré et soutenu durant toutes ces années d'études.

Nous dédions donc ce travail à toutes mes familles.

MEBARKI & CHADLI

Dédicaces

Du profond de mon cœur, je dédie ce travail à tous ceux qui me sont chers,

À mon paradis, ma mère, ce mémoire est dédié à toi, à ton amour inconditionnel, à ta patience infinie et à tes sacrifices silencieux. Chaque étape de mon parcours a été rendue plus douce grâce à ton soutien. Sans toi, rien de tout cela n'aurait été possible. Ce travail est le reflet de ton amour et de tout ce que tu m'as appris. Merci d'être ma plus grande force et mon refuge. Je t'aime infiniment.

À tous ma famille, pour son soutien, son encouragement et ses sacrifices tout au long de mon parcours.

À ma deuxième famille (LACHI), celle avec qui j'ai grandi merci pour votre présence, votre affection et tous les souvenirs partagés. et merci aussi également pour votre soutien continu

À mon encadrant HARTANI Kada, Je tiens à vous exprimer ma profonde gratitude pour votre encadrement et votre soutien tout au long de la réalisation de ce mémoire. Merci infiniment.

À mon chère binôme CHADLI Ali, compagnon de route, merci d'avoir été ce binôme sur qui j'ai toujours pu compter. Ton soutien et ton sérieux ont rendu ce parcours bien plus agréable. Ensemble, nous avons relevé tous les défis, et ce mémoire en est la preuve. Fière d'avoir partagé cette expérience avec toi !

À mes amies et mes camarades, sans oublier tous les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, du secondaire ou de l'enseignement supérieur.

-MEBARKI Hadj Abderrahim-

Dédicaces

Avec tout mon respect, ma considération et mes remerciements sincères, je dédie ce travail à tous ceux
qui ont contribué et ont été la raison de mon succès.

À mes chers parents, dont je suis très fier, qui ont lutté et travaillé dur et qui ne m'ont rien refusé pour
que je puisse profiter du confort et du bonheur. Leurs encouragements et leurs prières continues pour
moi m'ont donné la force dans mon parcours. Mes mots ne peuvent exprimer mon amour pour eux, et
peu importe combien je les remercie et écris des mots de gratitude, je ne pourrai jamais leur rendre
justice.

À ma famille, merci pour son amour, son soutien inestimable et sa confiance tout au long de ce
parcours.

À mon précieuse binôme MEBAKl Hadj Abderrahim, notre confiance mutuelle, notre coopération et
notre échange de connaissances sont la clé de notre succès. Merci beaucoup de me soutenir.

À mes amies, je les remercie infiniment pour leur présence et leur soutien continu et d'être mon plus
fidèle supporter.

-CHADLI Ali-

Table des matières

Liste des symboles	1
Liste des figures	4
Liste des tableaux	6
Introduction générale	7

Chapitre 1

Étude de la commande directe du couple d'une chaîne de traction électrique synchrone

1.1 Introduction	9
1.2 Structure et modèle de l'onduleur de traction	10
1.2.1 Structure de l'onduleur à trois niveaux	10
1.2.2 Fonctionnement d'un bras de l'onduleur à trois niveaux	12
1.2.3 Commande complémentaire	14
1.3 Représentation vectorielle dans un repère orthogonal	17
1.4 Principe de la commande directe du couple	22
1.4.1 Contrôle du flux statorique du motopropulseur SAP	23
1.4.2 Contrôle du couple électromagnétique de la machine MSAP	24
1.4.3 Estimation du flux statorique	24
1.4.4 Compérateurs à hystérésis	25
1.4.5 Table de sélection du vecteur tension	26
1.4.6 Réglage de la vitesse	27
1.5 Résultats de simulation	27
1.6 Conclusion	38
Références bibliographiques	39

Chapitre 2

Étude détaillée du contact pneu–route en dynamique longitudinale

2.1. Introduction	41
2.2. Description physique du contact pneu–route	42
2.2.1. Nature du contact pneu–route	43
2.2.2. Décomposition de l'empreinte au sol	44
2.2.3. Mécanisme physique du contact	44
2.2.4. Influence de la surface de la route	45
2.3. Définition du glissement longitudinal	45
2.4. Génération de la force longitudinale	47

2.5. Modèle d'adhérence $\mu(\lambda)$	50
2.5.1. Décomposition des zones de la courbe	51
2.5.2. Influence de la surface (3 courbes)	52
2.5.3. Point critique (très important)	53
2.6. Modèle de Pacejka	53
2.7. Modèle Brush	53
2.7.1. Hypothèses du modèle	53
2.7.2. Formulation mathématique	53
2.7.3. Interprétation physique	54
2.8. Modèle LuGre	55
2.8.1. Formulation mathématique	55
2.8.2. Interprétation physique	55
2.9. Dynamique longitudinale du véhicule	56
2.9.1. Cas de la traction	56
2.9.2. Cas du freinage	57
2.10. Effets dynamiques et instabilité	57
2.11. Importance du contrôle du glissement - Application aux véhicules électriques	58
2.12. Problématique sans contrôle	59
2.12.1. Problématique en l'absence de contrôle du glissement	59
2.13. Spécificités des véhicules électriques	60
2.14. Avantages du contrôle du glissement dans les VE	61
2.15 Conclusion	61
Références bibliographiques	62

Chapitre 3

Stabilité dynamique des véhicules électriques en conditions de faible adhérence à l'aide des systèmes de contrôle anti-patinage

3.1 Introduction	63
3.2. Principe de la perturbation mécanique due à la perte d'adhérence	65
3.2.1 Modélisation de la transmission mécanique d'un VE	65
3.3.2.1 Modélisation du contact roue-route	65
3.3.2.2 Modélisation de la transmission réducteur-roue	66
3.3.2.3 Modélisation du couplage mécanique	66
3.2 Phénomène de patinage	67
3.2.1 Description du phénomène de patinage	68
3.2.2 Mise en évidence par simulation	68
3.2.3 Analyse dynamique du phénomène	69
3.2.4 Conséquences du patinage sur la stabilité du véhicule	69
3.2.5 Analyse des résultats de simulation – Phénomène de patinage	69
3.3 Contrôle d'anti-patinage basé sur la logique floue	73
3.4. Résultats and Discussion	80
2.5. Conclusion	87
Références bibliographiques	88

Chapitre 4

Stratégies de commande longitudinale des véhicules électriques intégrant les systèmes anti-patinage et antiblocage

4.1 Introduction	89
4.2. Les systèmes antiblocage et antipatinage	90
4.2.1. Les systèmes antiblocages	90
4.2.2. Les systèmes antipatinages	91
4.2.3. Comparaison entre les systèmes ABS et ASR	92
4.2.4. Fonction ASR (Anti-Slip Regulation)	94
4.2.5. Fonction ABS (Anti-lock Braking System)	94
4.3. Modèle de véhicule à une roue	95
4.4. Synthèse des contrôleurs ASR/ABS	97
4.4.1. Accélération angulaire	100
4.4.2. Phase d'accélération	101
4.4.3. Phase de freinage	103
4.4.4. Algorithme du contrôleur ASR	105
4.4.5. Contrôleur ASR basé sur la logique floue	106
4.5. Contrôleur ABS basé sur le mode glissant (SMC)	109
4.5.1. Définition du glissement en phase de freinage	109
4.5.2. Dynamique du glissement	109
4.5.3. Dynamique roue-véhicule	110
4.5.4. Estimation de la force longitudinale	110
4.5.5. Principe du contrôle par mode glissant	110
4.6. Résultats de simulation	115
4.7 Conclusion	125
Références bibliographiques	126
Conclusion générale	127
Annexe A	129
Résumé	130
Chapitres édités dans l'ouvrage	131

Liste des symboles

Indices :

- a, b, c : Axes du repère triphasé
- $d - q$: Repère de Park
- $\alpha - \beta$: Repère de Concordia
- X_{abc} : Composante du vecteur X dans le repère triphasé (a, b, c)
- X_{dq} : Composante du vecteur X dans le repère $d - q$
- $X_{\alpha\beta}$: Composante du vecteur X dans le repère $\alpha - \beta$
- ref : Valeur de référence

Variables :

- v_a, v_b, v_c : Tensions de phase statorique
- i_a, i_b, i_c : Courants de phase statorique
- Φ_a, Φ_b, Φ_c : Flux statorique
- S_a, S_b, S_c : Etats des interrupteurs de l'onduleur
- v_d, v_q : Tensions dans le repère $d - q$
- i_d, i_q : Courants dans le repère $d - q$
- Φ_d, Φ_q : Flux dans le repère $d - q$
- E : Tension bus continue de l'onduleur
- ω_r : Vitesse de rotation angulaire mécanique
- ω_e : Vitesse électrique
- $C_{em}^{\square}$: Couple électromagnétique

Paramètres :

- R_s : Résistance statorique
- L_d : Inductance selon l'axe d
- L_q : Inductance selon l'axe q
- Φ_f : Flux de l'aimant permanent
- p : Nombre de paires de pôles
- f : Coefficient de frottement visqueux
- J : Moment d'inertie
- V_s : Vecteur tension
- S_a, S_b, S_c : Etats des interrupteurs de l'onduleur
- F_{XS} : Fonction de connexion, avec $(X = 1, 2, 3)$ et $(S = 1, 2, 3, 4)$

F_{X1}^b	: Fonction de connexion du demi bras en haut de l'onduleur triphasé à trois niveaux
F_{X0}^b	: Fonction de connexion du demi bras en bas de l'onduleur triphasé à trois niveaux
V_{dc}	: Tension continue de la batterie
V_{ref}	: Vecteur de tension de référence
θ	: La position angulaire
θ_i	: Secteur numéro i
$\vec{V}_i$	: Les vecteurs de tensions de référence pour les 27 états possible ($i = 1, \dots, 27$)
V_{r1}, V_{r2}, V_{r3}	: Les trois vecteurs de tension de référence
θ	: Position angulaire du vecteur V_{ref}
T_s	: Période d'échantillonnage de l'onduleur
d_1, d_2, d_3	: Durées d'application des vecteurs V_{r1}, V_{r2}, V_{r3} en grandeur relative
t_1, t_2, t_3	: Durées d'application des vecteurs V_{r1}, V_{r2}, V_{r3} en grandeur relative
θ	: Position électrique de la machine
C_{em}	: Couple électromagnétique
C_r	: Couple résistant appliquée sur l'arbre de la machine
V_{dc}	: Tension continue de la batterie
T_s	: Valeur de la période d'échantillonnage
T_{em}^*	: Valeur de référence du couple électromagnétique
Φ_s^*	: Valeur de référence du flux statorique
ε_Φ	: Erreur du flux statorique
ε_c	: Erreur du couple électromagnétique
τ_Φ	: Grandeur de sortie du régulateur à hystérésis sur le flux statorique
τ_c	: Grandeur de sortie du régulateur à hystérésis sur le couple électromagnétique
ε_{Φ_s}	: Erreur du flux statotique
ε_c	: Erreur du couple électromagnétique
θ_{Φ_s}	: Position du vecteur flux statorique
θ_{V_s}	: Position du vecteur tension
R_ω	: Rayon d'une roue
M_v	: Masse totale du véhicule
ρ	: Masse volumique de l'air
S_f	: Section de projection frontale
C_{px}	: Coefficient de pénétration dans l'air
g	: Accélération du pesanteur
ω_{m_r}	: Vitesse angulaire de la roue motrice droite (Right)
ω_{m_l}	: Vitesse angulaire de la roue motrice gauche (Left)
$\Delta\omega$	: Variation de la vitesse angulaire des roues motrices
F_{aero}	: Force de résistance aérodynamique
F_{roul}	: Force de résistance au roulement

F_{pente}	: Force liée à la pente
F_{acc}	: Force due à l'accélération
F_{t1}	: Force de traction de la roue motrice 1
F_{t2}	: Force de traction de la roue motrice 2
F_{t3}	: Force de traction de la roue motrice 3
F_{t4}	: Force de traction de la roue motrice 4
C_{m1}	: Couple du moteur 1
C_{m2}	: Couple du moteur 2
C_{m3}	: Couple du moteur 3
C_{m4}	: Couple du moteur 4
V_h	: Vitesse du véhicule
ω_v	: Vitesse angulaire du véhicule
v	: Vitesse linéaire du véhicule
v_y	: Vitesse latérale du véhicule
r	: Vitesse de lacet du véhicule
ψ	: Angle de Cap du véhicule
β	: Angle de dérive du véhicule
v_r	: Vitesse linéaire de la roue motrice droite (Right)
v_l	: Vitesse linéaire de la roue motrice gauche (Left)
v_{vent}	: Vitesse de vent
δ	: Angle de braquage du volant
F_z	: Charge vertical
λ	: Glissement d'une roue
μ	: Coefficient de frottement entre la roue et la roue
C_r	: Couple résistant ramené sur l'arbre de la roue
J_v	: Inertie du véhicule
J_ω	: Inertie de la roue
J_m	: Inertie du moteur
J_Ω	: Inertie des éléments en rotation ramenés et totalisés sur l'axe moteur

Liste des Figures

Figure 1.1: Schéma de principe d'un onduleur triphasé à trois niveaux de type NPC	11
Figure 1.2 : Bras de l'onduleur à trois niveaux	12
Figure 1.3 : Les différentes configurations possibles d'un bras d'onduleur à 3 niveaux	13
Figure 2.4 Architecture de commutation d'un onduleur NPC à trois niveaux	18
Figure 1.5 Représentation vectorielle des tensions de sortie d'un onduleur triphasé	18
Figure 1.6 : Schéma fonctionnel de la commande DTC appliquée au motopropulseur	22
Figure 1.7 : Trajectoire circulaire du flux statorique de la machine	23
Figure 1.8 : Evolution du couple électromagnétique vs du vecteur tension appliqué	24
Figure 1.9 : Partage du cercle trigonométrique en douze secteurs	25
Figure 1.10 : Comparateur de flux à 03 niveaux	26
Figure 1.11 : Comparateur du couple à 05 niveaux	26
Figure 1.12 : Schéma de la régulation de vitesse de bonnes performances dynamiques	27
Figure 1.13 : Vitesse de rotation de la MSAP	28
Figure 1.14 : Couple électromagnétique de la MSAP	30
Figure 1.15 : Courant triphasés de la MSAP	32
Figure 1.16 : Courant biphasés de la MSAP	34
Figure 1.17 : Flux statorique de la MSAP	35
Figure 1.18 : Trajectoire circulaire du flux statorique de la MSAP	36
Figure 1.19 : Flux statorique de la MSAP	37
Figure 2.1 : Répartition des zones d'adhérence et de glissement dans l'empreinte	x
Figure 2.2 : Coefficient d'adhérence en fonction du glissement	x
Figure 2.3 : Courbe $\mu-\lambda$ pour différentes conditions de route	x
Figure 2.4 : Courbe $\mu-\lambda$ avec zones caractérisées	x
Figure 2.5 : Modèle de Pacejka	x
Figure 2.6 : Répartition des contraintes dans l'empreinte de contact	x
Figure 2.7 : Comportement du modèle LuGre	x
Figure 2.8 : Freinage vs traction	x
Figure 2.9 : Influence de la surface sur la Courbe $\mu-\lambda$	x
Figure 3.1 : Synoptique du système de traction proposé	65
Figure 3.2 : Bilan des forces appliquées à la roue	65
Figure 3.3 : Modélisation du contact roue-route : (a) GIC et (b) REM	66
Figure 3.4 : Modélisation de la transmission mécanique: (a) GIC et (b) REM	66
Figure 3.4 : Résultats de Simulation–Phénomène de patinage	73
Figure 3.5 : Caractéristique frottement/glissement	74
Figure 3.6 : La relation entre α et R_{at}	78
Figure 3.7 : Contrôle d'anti-patinage floue basée sur R_{at}	78
Figure 3.8 : Relation $\Delta C_c - R_{at}$ déterminant les règles de base	79
Figure 3.9 : Les fonctions d'appartenance	80

Figure 3.10 : Transition route sèche–route mouillée et phénomène de glissement	80
Figure 3.11 : Résultats de simulation– Système antipatinage	86
Figure 4.1: Modèle de véhicule à une roue.	97
Figure 4.2 : Schéma de principe du contrôle ASR/ABS.	98
Figure 4.3 : Schéma de principe détaillé du contrôle ASR/ABS.	100
Figure 4.4: Les fonctions d'appartenances des variables d'entrée	107
Figure 4.5 : Illustration 1 : convergence vers la surface de glissement	111
Figure 4.6 : Illustration 2 : mouvement en régime de glissement	113
Figure 4.7 : Vitesse linéaire de référence du véhicule	116
Figure 4.8 : Vitesses linéaires des roues motrices	117
Figure 4.9 : Glissement longitudinaux des roues motrices	118
Figure 4.10 : Vitesses de rotation des moteurs	119
Figure 4.11 : Couples moteurs	120
Figure 4.12 : Couples Résistants	122
Figure 4.13 : Forces de traction	123
Figure 4.14 : Accélération longitudinale	124
Figure 4.15 : Accélération latérale	125

Liste des Tableaux

Tableau 1.1 : Détermination des vecteurs de tension de référence selon les états	14
Tableau 1.2 : Tableau d'excitation associée à la commande complémentaire	15
Tableau 1.3 Etat de commutation pour chaque bras	17
Tableau 1.4 Calcul des vecteurs tensions de référence pour les 27 états possible	20
Tableau 1.5 Etats des commutateurs et des vecteurs correspondants	21
Tableau 1.6 : Table de sélection DTC pour l'entraînement du motoprpulseur SAP	26
Tableau 3.1: Tableau des règles de décision floue	79
Tableau 4.1 : Tableau des règles floues du contrôleur ASR	109

Introduction générale

Face aux enjeux environnementaux et énergétiques actuels, les véhicules électriques (VE) occupent une place centrale dans la transition vers une mobilité durable. Grâce à leur rendement énergétique élevé, leur faible impact environnemental et leurs performances dynamiques importantes, ils représentent une alternative prometteuse aux véhicules thermiques conventionnels. Toutefois, l'amélioration des performances des véhicules électriques ne dépend pas uniquement de la capacité des sources d'énergie ou des moteurs électriques, mais également de la qualité des stratégies de commande appliquées à la chaîne de traction ainsi qu'à la gestion dynamique du véhicule dans différentes conditions de conduite.

Les architectures modernes de véhicules électriques, notamment celles intégrant des moteurs synchrones à aimants permanents et des moteurs-roues indépendants, offrent de nouvelles possibilités en matière de contrôle du couple et de répartition des efforts de traction. Ces architectures permettent un pilotage rapide et précis du couple moteur, contribuant ainsi à améliorer les performances dynamiques, la stabilité longitudinale, le confort de conduite et l'efficacité énergétique du système de traction. Cependant, cette rapidité de réponse rend également les véhicules électriques particulièrement sensibles aux variations des conditions d'adhérence entre le pneu et la route.

Le contact pneu-route constitue en effet un élément fondamental dans la dynamique du véhicule, puisqu'il représente l'unique interface de transmission des efforts de traction et de freinage. Lorsque les conditions d'adhérence deviennent défavorables, notamment sur routes mouillées, enneigées ou verglacées, des phénomènes de patinage ou de blocage des roues peuvent apparaître, entraînant une dégradation des performances, une perte de motricité et une diminution de la stabilité du véhicule. Le maintien du glissement longitudinal dans une zone optimale devient alors une condition essentielle pour garantir la sécurité et l'efficacité du système de traction.

Dans ce contexte, le développement de stratégies avancées de commande et de gestion énergétique constitue un domaine de recherche particulièrement actif. Les approches classiques basées sur des modèles linéaires montrent leurs limites face au comportement fortement non linéaire et incertain du système véhicule-pneu-route. Pour répondre à ces contraintes, plusieurs techniques de commande intelligentes et robustes ont été proposées dans la littérature, telles que la commande directe du couple (DTC), la logique floue, la commande par mode glissant et les stratégies de contrôle anti-patinage et antiblocage des roues.

Le présent mémoire s'inscrit dans cette problématique et a pour objectif principal le développement de stratégies avancées de commande appliquées à la chaîne de traction des véhicules électriques afin d'améliorer leur stabilité longitudinale, leurs performances dynamiques et leur

efficacité énergétique. Une attention particulière est portée à la gestion du glissement longitudinal ainsi qu'aux systèmes de contrôle anti-patinage (ASR/TCS) et antiblocage des roues (ABS), destinés à maintenir une adhérence optimale dans des conditions de conduite variables.

Dans un premier temps, une étude de la commande directe du couple appliquée à une machine synchrone à aimants permanents alimentée par un onduleur multiniveaux NPC à trois niveaux est réalisée. Cette étude met en évidence les avantages de la stratégie DTC en termes de rapidité dynamique, de robustesse et d'amélioration de la qualité des grandeurs électriques et mécaniques dans les applications de traction électrique.

Le deuxième chapitre est consacré à l'analyse détaillée du contact pneu-route en dynamique longitudinale. Les phénomènes de glissement et d'adhérence y sont étudiés à travers différents modèles mathématiques permettant de décrire le comportement non linéaire du pneu. Cette analyse constitue une base essentielle pour la compréhension des phénomènes de patinage et le développement des stratégies de commande associées.

Dans le troisième chapitre, une stratégie de contrôle anti-patinage basée sur la logique floue est proposée afin d'améliorer la stabilité dynamique des véhicules électriques en conditions de faible adhérence. L'objectif est de réguler le glissement longitudinal des roues motrices de manière adaptative afin d'assurer une transmission optimale des efforts de traction.

Enfin, le quatrième chapitre traite des stratégies de commande longitudinale intégrant simultanément les systèmes ASR et ABS. Une architecture de commande combinant logique floue et commande par mode glissant est développée afin d'assurer une gestion robuste du glissement des roues aussi bien en phase d'accélération qu'en phase de freinage. Les performances des stratégies proposées sont évaluées à travers des simulations réalisées sous différentes conditions d'adhérence.

L'ensemble des travaux réalisés dans ce mémoire vise ainsi à contribuer au développement de systèmes de traction intelligents et performants pour les véhicules électriques modernes, capables d'assurer simultanément stabilité, sécurité, robustesse et efficacité énergétique dans des environnements de conduite variés.

Chapitre 1

Étude de la commande directe du couple d'une chaîne de traction électrique synchrone

2.1 Introduction

Compte tenu des exigences croissantes des véhicules électriques modernes en matière de rendement énergétique, de densité de puissance, de rapidité dynamique et de robustesse de commande, l'étude des stratégies de contrôle avancées constitue aujourd'hui un axe de recherche majeur dans le domaine des entraînements électriques. Dans cette continuité, le présent chapitre porte sur l'analyse et l'implémentation de la commande directe du couple (Direct Torque Control – DTC) appliquée à un motopropulseur synchrone à aimants permanents alimenté par un onduleur multiniveaux NPC (Neutral Point Clamped) à trois niveaux destiné aux applications de traction électrique des véhicules électriques (VE).

Depuis son introduction par Takahashi et Noguchi dans les années 1980, la commande directe du couple s'est imposée comme une alternative performante aux stratégies conventionnelles telles que la commande vectorielle orientée flux (Field Oriented Control – FOC) et les techniques basées sur la modulation de largeur d'impulsion (PWM) [1, 2]. Grâce à sa structure relativement simple et à l'absence de régulateurs de courant internes ainsi que d'étape de modulation PWM, la stratégie DTC offre une dynamique rapide du couple électromagnétique et une excellente robustesse vis-à-vis des variations paramétriques de la machine, notamment dans les applications nécessitant des réponses transitoires élevées comme les systèmes de propulsion électrique [3, 4].

Initialement développée pour les machines asynchrones, la commande DTC a ensuite été étendue aux machines synchrones à aimants permanents en raison de leurs performances supérieures en termes de densité de puissance, de rendement élevé et de faible maintenance, ce qui les rend particulièrement adaptées aux véhicules électriques modernes [5, 6]. Toutefois, malgré ses nombreux avantages, la DTC conventionnelle présente certaines limitations, notamment des ondulations importantes du couple et du flux, une fréquence de commutation variable et des distorsions harmoniques relativement élevées, susceptibles d'affecter les performances globales de la chaîne de traction [7, 8].

Afin de réduire ces inconvénients, plusieurs travaux récents se sont orientés vers l'utilisation des onduleurs multiniveaux, particulièrement la structure NPC à trois niveaux, qui permet d'améliorer la qualité des tensions de sortie, de réduire les contraintes de commutation des semi-conducteurs et de diminuer les harmoniques du courant statorique [9, 10]. L'intégration de la commande DTC avec un onduleur NPC multiniveaux constitue ainsi une solution prometteuse pour les applications de traction électrique à haute performance.

Le principe fondamental de la commande DTC repose sur le contrôle direct du flux statorique et du couple électromagnétique à travers une sélection appropriée du vecteur tension appliqué par l'onduleur [11, 12]. Les grandeurs de commande sont estimées en temps réel puis comparées à leurs références à l'aide de comparateurs à hystérésis. En fonction de l'état instantané du flux et du couple, une table de commutation détermine le vecteur tension optimal permettant de maintenir les variables contrôlées à l'intérieur de leurs bandes d'hystérésis.

Dans ce contexte, ce chapitre présente d'abord la structure et la modélisation de l'onduleur NPC à trois niveaux utilisé pour l'alimentation de la machine synchrone à aimants permanents. Ensuite, les principes fondamentaux de la commande DTC seront développés à travers l'analyse du contrôle du flux statorique et du couple électromagnétique. Les méthodes d'estimation des variables de commande ainsi que les comparateurs à hystérésis associés seront également détaillés. Enfin, afin d'améliorer les performances dynamiques et de réduire les ondulations du couple et du flux observées dans les travaux antérieurs, une nouvelle table de commutation est proposée pour sélectionner le vecteur tension optimal capable de maintenir les grandeurs contrôlées dans leurs bandes d'hystérésis avec une meilleure précision et une réduction des fluctuations électromagnétiques.

1.2 Structure et modèle de l'onduleur de traction

1.2.1 Structure de l'onduleur à trois niveaux

L'onduleur à trois niveaux de type NPC (Neutral Point Clamped), introduit initialement par Nabae et al. (1981) [13] et largement repris dans la littérature récente [14], repose sur un principe fondamental : la génération d'une tension de sortie à trois niveaux distincts (+E, 0, -E), obtenue grâce à la combinaison de deux demi-bras alimentés chacun par une source de tension continue indépendante. Cette topologie constitue aujourd'hui une référence incontournable dans les applications de traction électrique à moyenne et haute puissance [15].

La structure triphasée retenue, illustrée à la Figure 2.1, est composée de trois bras et d'un bus continu divisé en deux parties égales par deux condensateurs en série, dont le point de jonction forme le point neutre. Chaque bras de l'onduleur comprend quatre interrupteurs commandables de type IGBT, ainsi que deux diodes de point neutre (clamping diodes) reliées au point neutre du bus continu.

Comme le montre la Figure 2.1, chaque interrupteur est composé d'un transistor IGBT associé à une diode de roue libre montée en antiparallèle, assurant ainsi la réversibilité du courant dans la charge.

Cette architecture, visible sur la Figure 2.1, permet à l'onduleur NPC de produire une tension de sortie dont la forme se rapproche davantage d'un signal sinusoïdal par rapport à celle issue d'un onduleur classique à deux niveaux, tout en assurant une meilleure maîtrise des contraintes en tension sur les composants de puissance. La tension d'entrée continue est partagée par deux condensateurs en cascade formant un point neutre flottant, et les diodes de blocage permettent de générer des formes d'onde alternatives à niveaux multiples [15].

Le point milieu de chaque bras de l'onduleur est relié à une source d'alimentation continue. Afin de réaliser une division équilibrée de la tension d'entrée, un diviseur capacitif est mis en œuvre à l'aide de deux condensateurs de filtrage de même capacité. Ce montage permet de générer deux sources continues intermédiaires fournissant chacune une tension égale à la moitié de la tension du bus continu ($V_{dc}/2$).

Les deux condensateurs sont connectés en série et forment un point neutre commun, noté o , assurant ainsi la symétrie du bus continu. L'égalité de leurs valeurs est essentielle afin de garantir un partage équilibré de la tension et d'éviter tout déséquilibre de charge entre les deux branches, condition indispensable pour le bon fonctionnement de la structure et la stabilité du point neutre ($V_{c1} = V_{c2}$).

Ce point neutre o est relié aux deux diodes de clamping centrales ($X1$ et $X2$), permettant de fixer les potentiels intermédiaires des bras de l'onduleur et de limiter les tensions aux bornes des interrupteurs. Cette architecture constitue la base de l'onduleur NPC (Neutral Point Clamped), largement utilisé dans les applications de moyenne et haute puissance.

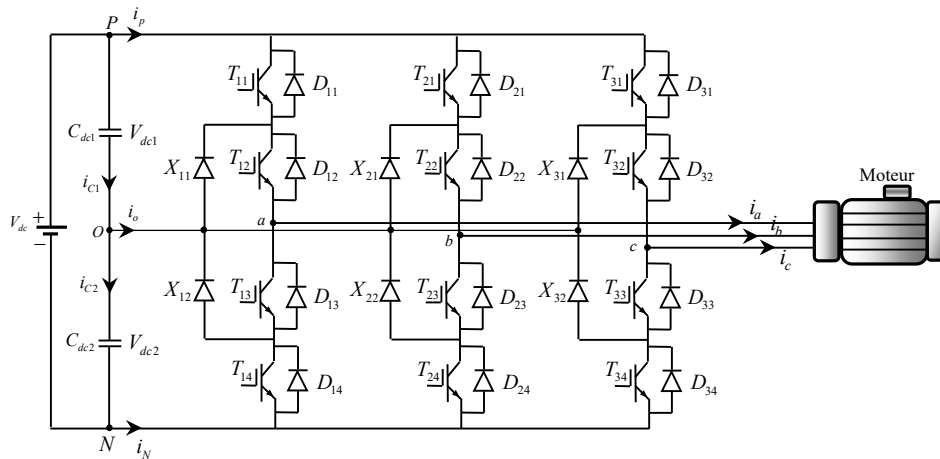


Figure 1.1: Schéma de principe d'un onduleur triphasé à trois niveaux de type NPC

1.2.2 Fonctionnement d'un bras de l'onduleur à trois niveaux

Pour expliquer le fonctionnement d'un bras d'onduleur à trois niveaux dont la structure est illustrée sur la figure 1.2, on examine deux cas de transfert d'énergie. Lorsque la source de tension continue génère l'énergie et que la source alternative la reçoit, la circulation du courant s'effectue par les transistors. En revanche, lorsque le flux d'énergie est inversé, c'est-à-dire que la source alternative devient génératrice, ce sont les diodes en antiparallèle qui conduisent le courant [16].

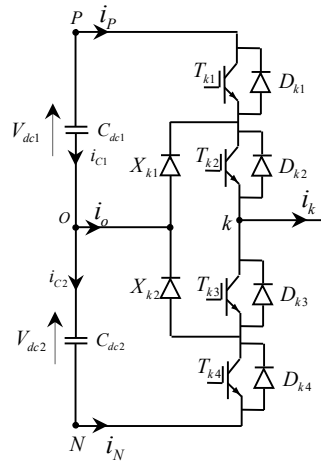
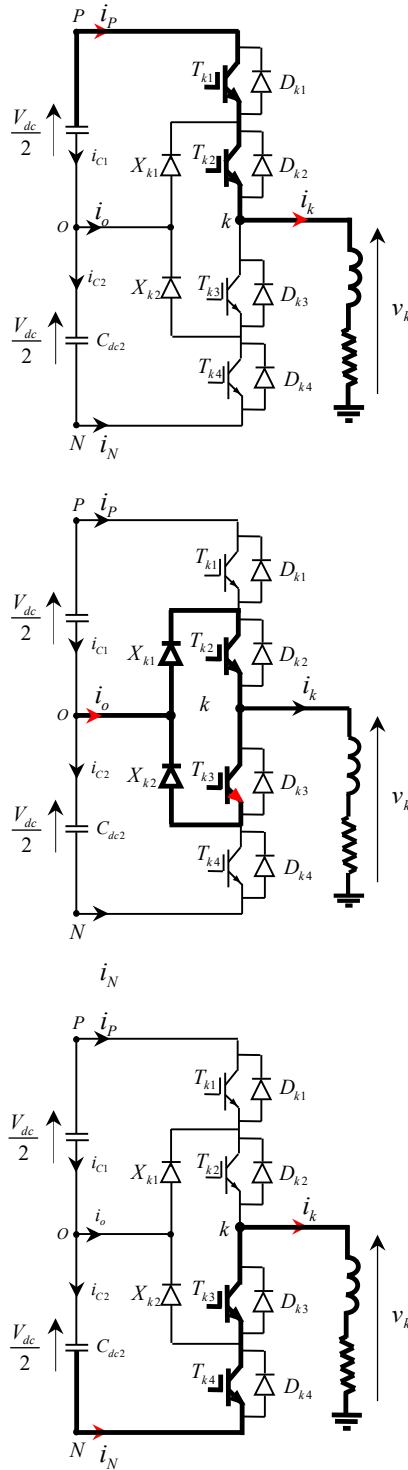


Figure 1.2 : Bras de l'onduleur à trois niveaux

L'objectif est de déterminer les valeurs possibles des tensions simples entre les bornes de la charge et le point neutre. Cette tension dépend entièrement de l'état (ouvert ou fermé) des quatre interrupteurs composant un bras du convertisseur. Parmi les $2^4 = 16$ combinaisons d'états possibles, seules trois sont effectivement utilisables. Toutes les autres séquences sont non fonctionnelles et doivent donc être évitées, car elles génèrent les défauts suivants :

- Un court-circuit de la source de tension continue pour les séquences (1111), (1101), (1011) et (1001) ;
- Un court-circuit de la source de tension continue pour les séquences (1110), (1000) et (1010) ;
- Un court-circuit de la source de tension continue pour les séquences (0111), (0001) et (0101) ;
- Une déconnexion de la source de courant alternatif pour la séquence (0000) ;
- Une impossibilité de relier la source alternative au point neutre O pour les séquences (0100) et (0010).

Les trois configurations retenues pour le bras du convertisseur, correspondant aux trois séquences fonctionnelles, sont identiques à celles utilisées lorsque cette structure fonctionne en onduleur. Les niveaux de tension de sortie ainsi obtenus sont résumés dans le tableau ci-dessous.



• **Séquences 1 :** “ Génération du niveau maximum ”

Dans ce cas, les interrupteurs (T_{k1}, T_{k2}) sont passants et (T_{k3}, T_{k4}) sont bloqués comme le montre la Figure ci-contre.

La tension de sortie $V_{ao} = V_{dc}/2$.

La tension appliquée aux interrupteurs T_{k3} et T_{k4} vaut: $V_{dc}/2$

• **Séquences 2 :** “ Génération du niveau intermédiaire ”

Les interrupteurs (T_{k2}, T_{k3}) sont passants et (T_{k1}, T_{k4}) sont bloqués, dans ce cas le point a est relié directement au point O à travers l'une des diodes de maintien, comme le montre la figure ci-contre.

La tension de sortie $V_{ao} = 0$.

La tension appliquée aux interrupteurs (T_{k1}, T_{k4}) vaut: $+V_{dc}/2$.

• **Séquences 3 :** “ Génération du niveau minimum ”

Dans ce cas, les interrupteurs (T_{k1}, T_{k2}) sont bloqués et (T_{k3}, T_{k4}) sont passants comme le montre la figure ci-contre.

La tension de sortie $V_{ao} = -V_{dc}/2$.

La tension appliquée aux interrupteurs (T_{k1}, T_{k2}) vaut : $+V_{dc}/2$

Figure 1.3 : Les différentes configurations possibles d'un bras d'onduleur à trois niveaux.

Etats de commutateurs	Tension de sortie	Interrupteurs rendus passants	Sens de courant	Le courant circule dans
P	$+V_{dc}/2$	T_{k1} et T_{k2}	$i_P < 0$	D_{k1} et D_{k2}
			$i_P > 0$	T_{k1} et T_{k2}
O	0	T_{k2} et T_{k3}	$i_O < 0$	T_{k3} et X_{k2}
			$i_O > 0$	T_{k2} et X_{k1}
N	$-V_{dc}/2$	T_{k3} et T_{k4}	$i_N < 0$	T_{k3} et T_{k4}
			$i_N > 0$	D_{k3} et D_{k4}

Tableau 1.1: Réalisation des différents niveaux pour l' onduleur NPC 3 niveaux

Les interrupteurs T_{X1} et T_{X3} (respectivement T_{X2}, T_{X4}) sont commandés de manière complémentaire. Durant la moitié de la période de modulation T_{mod} , tous les interrupteurs ne sont pas actifs pendant la totalité de la période de modulation, deux interrupteurs sur quatre sont dans un état bloqué :

- Si le signal modulant est positive, alors l'interrupteur T_{X2} est toujours passant et T_{X4} bloqué.

Si T_{X1} est amorcé alors l'interrupteur T_{X3} doit être bloqué, la tension en sortie est alors V_{dc1} . Au contraire si T_{X1} est à l'état OFF et T_{X3} est ON, la tension de sortie est égale à 0 V.

- De même si le signal modulant est négatif, les interrupteurs figés sont à l'état bloqué T_{X1} et T_{X3} à l'état passant. Si T_{X2} est amorcé et T_{X4} bloqué alors la tension de sortie est fixée 0 V et si T_{X2} est à l'état OFF et T_{X4} est ON, la tension de sortie est égale à $-V_{dc2}$.

1.2.3 Commande complémentaire

Pour un onduleur triphasé à trois niveaux en mode commandable, et pour éviter le court circuit des sources de tension due à la conduction de plusieurs interrupteurs. On définit des commandes complémentaires, qui doivent être appliquées sur un bras du onduleur.

$$\begin{cases} B_{X2} = \overline{B_{X1}} \\ B_{X2} = \overline{B_{X4}} \end{cases}, \quad \begin{cases} B_{X2} = \overline{B_{X3}} \\ B_{X1} = \overline{B_{X4}} \end{cases}, \quad \begin{cases} B_{X2} = \overline{B_{X4}} \\ B_{X1} = \overline{B_{X3}} \end{cases} \quad (1.1)$$

Où : B_{XS} étant le signal de commande du transistor T_{XS} du bras X .

Parmi ces commandes et celle qui nous permet d'avoir les trois tensions $(V_{dc1}, 0, -V_{dc2})$ on adoptera la commande complémentaire optimale suivante :

$$\begin{cases} B_{X1} = \overline{B_{X3}} \\ B_{X2} = \overline{B_{X4}} \end{cases} \quad (1.2)$$

Cette commande complémentaire permet de nous donner les cas d'excitation suivants :

B_{X1}	B_{X2}	B_{X3}	B_{X4}	V_X
1	1	0	0	V_{dc1}
0	1	0	1	<i>inconnue</i>
0	1	1	0	0
0	0	1	1	$-V_{dc2}$

Tableau 1.2 : Tableau d'excitation associée à la commande complémentaire

L'application rigoureuse des règles d'interconnexion entre les sources et les interrupteurs impose les conditions suivantes : au sein de chaque paire d'interrupteurs, ceux-ci doivent toujours se trouver dans des états complémentaires (l'un passant, l'autre bloqué). Cette obligation entraîne directement l'existence d'une commutation commandée et d'une commutation spontanée. Chacune de ces paires constitue ainsi une cellule de commutation. Cette nouvelle cellule peut alors être considérée comme l'imbrication de deux cellules de commutation élémentaires, ce qui justifie l'appellation d'onduleur à cellules imbriquées [17].

La fonction de connexion F_{XS} traduit l'état ouvert ou fermé de l'interrupteur du bras X est défini par :

$$F_{XS} = \begin{cases} 1 & \text{si } T_{XS}, D_{XS} : \text{on} \\ 0 & \text{si } T_{XS}, D_{XS} : \text{off} \end{cases} \quad (1.3)$$

En traduisant la commande complémentaire par les fonctions de connexion des interrupteurs, du bras X , on obtient :

$$\begin{aligned} B_{X2} &= \overline{B_{X4}} \\ B_{X1} &= \overline{B_{X3}} \end{aligned} \Rightarrow \begin{cases} F_{X2} = 1 - F_{X4} \\ F_{X1} = 1 - F_{X3} \end{cases} \quad (1.4)$$

Alors, la commande complémentaire pour les trois bras est exprimée par les trois relations suivantes :

$$\begin{cases} F_{11} = 1 - F_{13} \\ F_{12} = 1 - F_{14} \end{cases}, \begin{cases} F_{21} = 1 - F_{23} \\ F_{22} = 1 - F_{24} \end{cases}, \begin{cases} F_{31} = 1 - F_{33} \\ F_{32} = 1 - F_{34} \end{cases} \quad (1.5)$$

On définit en plus pour l'onduleur à trois niveaux, une fonction de connexion des demi-bras, qu'on note F_{X1}^b comme suit :

$$\begin{cases} F_{X1}^b = F_{X1} \cdot F_{X2} \\ F_{X0}^b = F_{X3} \cdot F_{X4} \end{cases} \quad (1.6)$$

F_{X1}^b est associée au demi-bas du haut (la paire (T_{X1}, T_{X2})) et F_{X0}^b est associée au demi-bas du bas la paire (T_{X3}, T_{X4}) .

Le système d'équation (1.6) montre que la fonction de connexion des demi-bras F_{Xm}^b vaut 1 dans le cas ou les deux interrupteurs associés au demi-bras F_{Xm}^b sont tous fermés et ils sont nulles dans tous les autres cas.

On appelle fonction de conversion, la fonction qui permet de passer de la tension d'entrée de l'onduleur à sa tension de sortie. On désigne par (V_{an}, V_{bn}, V_{cn}) , les tensions simples aux bornes de chaque phase de la charge, les tensions de chaque phase de l'onduleur par rapport au point milieu n de l'alimentation continue de l'onduleur. Les potentiels des noeuds a, b, c de l'onduleur triphasée à trois niveaux, avec $V_{dc1} = V_{dc2} = V_{dc}/2$ s'expriment comme suit :

$$\begin{cases} V_{an} = F_{11} \cdot F_{12} V_{dc1} - F_{13} \cdot F_{14} V_{dc2} = (F_{11} \cdot F_{12} - F_{13} \cdot F_{14}) V_{dc} / 2 \\ V_{bn} = F_{21} \cdot F_{22} V_{dc1} - F_{23} \cdot F_{24} V_{dc2} = (F_{21} \cdot F_{22} - F_{23} \cdot F_{24}) V_{dc} / 2 \\ V_{cn} = F_{31} \cdot F_{32} V_{dc1} - F_{33} \cdot F_{34} V_{dc2} = (F_{31} \cdot F_{32} - F_{33} \cdot F_{34}) V_{dc} / 2 \end{cases} \quad (1.7)$$

On constat d'après le système (1.7) que l'onduleur de tension trios niveaux est équivalent à deux niveaux en série. les fonction de connexion des demi bras sont données par:

$$\begin{cases} F_{11}^b = F_{11} \cdot F_{12} \\ F_{10}^b = F_{13} \cdot F_{14} \end{cases}, \quad \begin{cases} F_{21}^b = F_{21} \cdot F_{22} \\ F_{20}^b = F_{23} \cdot F_{24} \end{cases}, \quad \begin{cases} F_{31}^b = F_{31} \cdot F_{32} \\ F_{30}^b = F_{33} \cdot F_{34} \end{cases} \quad (1.8)$$

En introduisant les expressions de ces dernières fonctions dans les tensions d'entrée, on obtient :

$$\begin{cases} V_{an} = F_{11}^b V_{dc1} - F_{10}^b V_{dc2} \\ V_{bn} = F_{21}^b V_{dc1} - F_{20}^b V_{dc2} \\ V_{cn} = F_{31}^b V_{dc1} - F_{30}^b V_{dc2} \end{cases} \quad (1.9)$$

Les tensions composées sont données par le système suivant :

$$\begin{cases} V_{ab} = V_{an} - V_{bn} \\ V_{bc} = V_{bn} - V_{cn} \\ V_{ca} = V_{cn} - V_{an} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} V_{ab} = (F_{11} F_{12} - F_{21} F_{22}) V_{dc1} - (F_{13} F_{14} - F_{23} F_{24}) V_{dc2} \\ V_{bc} = (F_{21} F_{22} - F_{31} F_{32}) V_{dc1} - (F_{23} F_{24} - F_{33} F_{34}) V_{dc2} \\ V_{ca} = (F_{31} F_{32} - F_{11} F_{12}) V_{dc1} - (F_{33} F_{34} - F_{13} F_{14}) V_{dc2} \end{cases} \quad (1.10)$$

Les tensions simples s'écrivent :

$$\begin{cases} V_{an} = V_a = \frac{V_{ab} - V_{ca}}{3} \\ V_{bn} = V_b = \frac{V_{bc} - V_{ab}}{3} \\ V_{cn} = V_c = \frac{V_{ca} - V_{bc}}{3} \end{cases} \quad (1.11)$$

Modèle de connaissance

En utilisant la fonction de connexion des demi-bas, on obtient les tensions composées:

$$\begin{bmatrix} V_{ab} \\ V_{bc} \\ V_{ca} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \\ -1 & 0 & 2 \end{bmatrix} \left\{ \begin{bmatrix} F_{11}^b \\ F_{21}^b \\ F_{31}^b \end{bmatrix} V_{dc1} - \begin{bmatrix} F_{10}^b \\ F_{20}^b \\ F_{30}^b \end{bmatrix} V_{dc2} \right\} \quad (1.12)$$

Les tensions simples de sortie sont présentes comme suit :

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \left\{ \begin{bmatrix} F_{11}^b \\ F_{21}^b \\ F_{31}^b \end{bmatrix} V_{dc1} - \begin{bmatrix} F_{10}^b \\ F_{20}^b \\ F_{30}^b \end{bmatrix} V_{dc2} \right\} \quad (1.13)$$

Dans le cas ou ($V_{dc1} = V_{dc2} = V_{dc}/2$), on obtient :

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{11}^b - F_{10}^b \\ F_{21}^b - F_{20}^b \\ F_{31}^b - F_{30}^b \end{bmatrix} V_{dc} \quad (1.14)$$

Ou par la relation suivante :

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_a \\ S_b \\ S_c \end{bmatrix} V_{dc} \quad (1.15)$$

La détermination des états de commutation peuvent être déterminés par les relations (1.16) et le tableau 1.3.

$$\begin{bmatrix} S_a \\ S_b \\ S_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{11}^b - F_{10}^b \\ F_{21}^b - F_{20}^b \\ F_{31}^b - F_{30}^b \end{bmatrix} \quad (1.16)$$

Où $S_k = F_{k1}^b - F_{k0}^b = F_{k1} \cdot F_{k2} - F_{k3} \cdot F_{k4}$ avec $k = 1, 2, 3$

F_{k1}	F_{k2}	F_{k1}^b		F_{k3}	F_{k4}	F_{k0}^b		F_{k1}^b	F_{k0}^b	S_k	
0	0	0		0	0	0		0	0	0	O
0	1	0		0	1	0		0	1	-1	N
1	0	0		1	0	0		1	0	1	P
1	1	1		1	1	1		1	1	0	O

Tableau 1.3 Etat de commutation pour chaque bras

1.3 Représentation vectorielle dans un repère orthogonal

Chaque bras d'un onduleur triphasé à trois niveaux comporte quatre interrupteurs, dont les trois états de commutation possibles peuvent être décrits par les variables S_a , S_b , S_c répertoriées dans le Tableau 1.3. Le schéma de principe du convertisseur NPC triphasé à trois niveaux est donné sur la Figure 1.4, où les quatre interrupteurs de chaque bras sont remplacés par un commutateur équivalent à trois positions : positif (P), zéro (O) et négatif (N) [13].

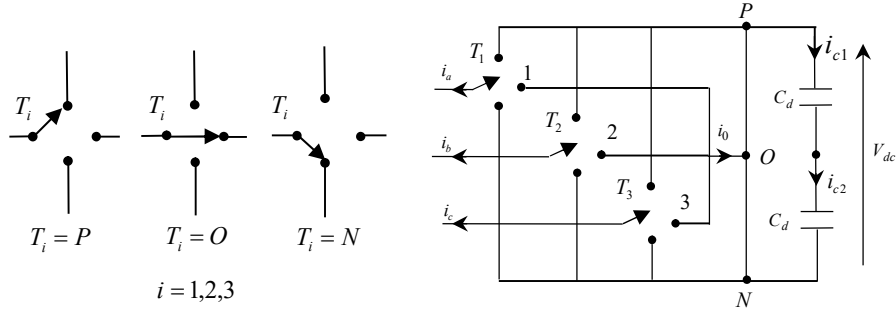


Figure 2.4 Architecture de commutation d'un onduleur NPC à trois niveaux.

D'après l'analyse précédente, on constate que l'onduleur triphasé à trois niveaux peut générer 27 vecteurs de tension de référence. Chacun de ces vecteurs correspond à une combinaison spécifique des états des interrupteurs dans le diagramme vectoriel, et peut être représenté sous la forme vectorielle donnée ci-dessous [9]:

$$V_s = V_{an}e^{j0} + V_{bn}e^{-j2\pi/3} + V_{cn}e^{-j4\pi/3} \quad (2.17)$$

Selon le principe de la transformation des grandeurs triphasées (V_{an}, V_{bn}, V_{cn}) en grandeurs biphasées (V_α, V_β) (transformation de Clarke) [18], les trois vecteurs de tension de référence peuvent être exprimés dans le repère $\alpha\beta$ comme suit :

$$\begin{bmatrix} V_{s\alpha} \\ V_{s\beta} \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{an} \\ V_{bn} \\ V_{cn} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

En fonction des différents états de commutation de l'onduleur, le vecteur V_s peut occuper diverses positions dans le repère biphasé (α, β) , comme illustré sur le diagramme vectoriel de la Figure 1.5 [19].

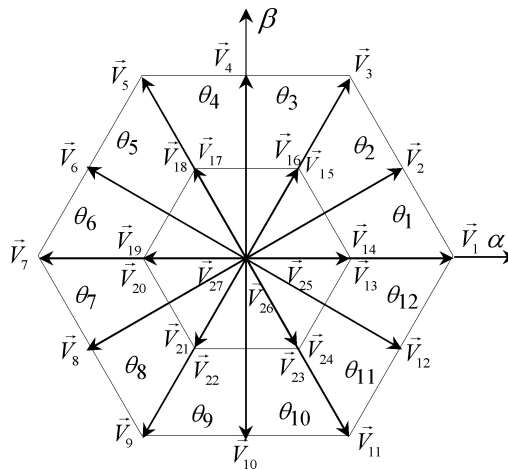


Figure 1.5 Représentation vectorielle des tensions de sortie d'un onduleur triphasé à trois niveaux

Dans le repère (α, β) , le vecteur V_s s'écrit :

$$V_s = V_{s\alpha} + jV_{s\beta} ;$$

L'amplitude du vecteur V_s est donnée par :

$$V_s = \sqrt{V_{s\alpha}^2 + V_{s\beta}^2} \quad (2.19)$$

et sa position θ est donné par :

$$\theta = \arctan \frac{V_{s\beta}}{V_{s\alpha}} \quad (2.20)$$

$\vec{V}_s$	S_a	S_b	S_c	V_{ao}	V_{bo}	V_{co}	V_{an}	V_{bn}	V_{cn}	$V_{s\alpha}$	$V_{s\beta}$	$ V_s \angle \theta$	
$\vec{V}_{13}$	0	-1	-1	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{2} \right)$	0	$\frac{V_{dc}}{3} ej^0$	Les vecteurs petits positifs
$\vec{V}_{15}$	1	1	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{6}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{4} \right)$	$\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{17}$	-1	0	-1	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{4} \right)$	$\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{2\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{19}$	0	1	1	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{2} \right)$	0	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\pi}$	
$\vec{V}_{21}$	-1	-1	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$\frac{E}{3}$	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{4} \right)$	$-\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{4\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{23}$	1	0	1	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{4} \right)$	$\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{5\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{14}$	1	0	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	0	$\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{2} \right)$	0	$\frac{V_{dc}}{3} ej^0$	Les vecteurs petits négatifs
$\vec{V}_{16}$	0	0	-1	0	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{E}{3}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{4} \right)$	$\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{18}$	0	1	0	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{4} \right)$	$\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{2\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{20}$	-1	0	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	0	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{2} \right)$	0	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\pi}$	
$\vec{V}_{22}$	0	0	1	0	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{4} \right)$	$-\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{4\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{24}$	0	-1	0	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{6}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{6}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \frac{E}{4}$	$-\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{V_{dc}}{3} ej^{\frac{5\pi}{3}}$	

$\vec{V}_2$	1	0	-1	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \frac{3V_{dc}}{4}$	$\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{\sqrt{3}V_{dc}}{3} e^{j\frac{\pi}{6}}$	Les vecteurs moyens
$\vec{V}_4$	0	1	-1	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{\sqrt{2}}$	$\frac{\sqrt{3}V_{dc}}{3} e^{j\frac{\pi}{2}}$	
$\vec{V}_6$	-1	1	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \frac{3V_{dc}}{4}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \frac{3V_{dc}}{4}$	$\frac{\sqrt{3}V_{dc}}{3} e^{j\frac{5\pi}{6}}$	
$\vec{V}_8$	-1	0	1	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \frac{3V_{dc}}{4}$	$-\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{\sqrt{3}V_{dc}}{3} e^{j\frac{7\pi}{6}}$	
$\vec{V}_{10}$	0	-1	1	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	0	$-\frac{V_{dc}}{\sqrt{2}}$	$\frac{\sqrt{3}V_{dc}}{3} e^{j\frac{3\pi}{2}}$	
$\vec{V}_{12}$	1	-1	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	0	$\sqrt{\frac{2}{3}} \frac{3V_{dc}}{4}$	$-\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{\sqrt{3}V_{dc}}{3} e^{j\frac{11\pi}{6}}$	
$\vec{V}_1$	1	-1	-1	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{2V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} V_{dc}$	0	$\frac{2V_{dc}}{3} e^{j0}$	Les vecteurs grands
$\vec{V}_3$	1	1	-1	$\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{2V_{dc}}{3}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{2}\right)$	$\frac{V_{dc}}{\sqrt{2}}$	$\frac{2V_{dc}}{3} e^{j\frac{\pi}{3}}$	
$\vec{V}_5$	-1	1	-1	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{2V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{2}\right)$	$\frac{V_{dc}}{\sqrt{2}}$	$\frac{2V_{dc}}{3} e^{j\frac{2\pi}{3}}$	
$\vec{V}_7$	-1	1	1	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{2V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} V_{dc}$	0	$\frac{2V_{dc}}{3} e^{j\pi}$	
$\vec{V}_9$	-1	-1	1	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{V_{dc}}{3}$	$\frac{2E}{3}$	$-\sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{V_{dc}}{2}\right)$	$-\frac{V_{dc}}{2\sqrt{2}}$	$\frac{2V_{dc}}{3} e^{j\frac{4\pi}{3}}$	
$\vec{V}_{11}$	1	-1	1	$\frac{V_{dc}}{2}$	$-\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{2}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$-\frac{2V_{dc}}{3}$	$\frac{V_{dc}}{3}$	$\sqrt{\frac{2}{3}} V_{dc}$	$-\frac{V_{dc}}{\sqrt{2}}$	$\frac{2V_{dc}}{3} e^{j\frac{5\pi}{3}}$	

Tableau 1.4 Calcul des vecteurs tensions de référence pour les 27 états possible de l'onduleur NPC à 3 niveaux

La combinaison des états des interrupteurs des 3 bras engendrent 27 vecteurs de tension dans le plan $(\alpha\beta)$ dont 24 sont actifs et 3 sont nuls. Les 24 vecteurs actifs sont scindés en trois catégories selon leur longueur : grande, moyenne et petite, Les 19 vecteurs de tension sont divisés en quatre groupes selon leurs amplitudes montrées dans le Tableau 1.5 :

- **Vecteur Nul** : le vecteur de tension de ce groupe est d'amplitude nulle. Il est obtenu par trois états de commutation différents ;

- **Vecteur Petit** : ces vecteurs peuvent être obtenus par deux états de commutation différents classifiés selon le type N ou le type P . Leur expression est donnée comme suit :

$$\vec{V}_s = \frac{1}{3} V_{dc} e^{j \frac{k\pi}{3}} \quad \text{avec } k \in \{0, \dots, 3\} \quad (1.21)$$

- **Vecteur Moyen** : Ces vecteurs sont obtenus par la combinaison des états P, O et N , leur expression est donnée comme suit :

$$\vec{V}_s = \frac{\sqrt{3}}{3} V_{dc} e^{j \left(\frac{k\pi}{3} + \frac{\pi}{6} \right)} \quad \text{avec } k \in \{0, \dots, 3\} \quad (1.22)$$

- **Vecteur Grand** : leur expression est donnée comme suit :

$$\vec{V}_s = \frac{2}{3} V_{dc} e^{j \frac{k\pi}{3}} \quad \text{avec } k \in \{0, \dots, 3\} \quad (1.23)$$

Vecteur	Etat des commutateurs	Le courant i_0	Classification du vecteur	Amplitude du vecteur
$\vec{V}_{25}$	PPP	$i_0 = 0$	Vecteur Nul (VN)	0
$\vec{V}_{26}$	OOO			
$\vec{V}_{27}$	NNN			
$\vec{V}_{14}$	POO	$i_0 = -i_a$	Vecteur Petit (VP) : • type P (VPP)	$\frac{1}{3} V_{dc}$
$\vec{V}_{15}$	PPO	$i_0 = i_c$		
$\vec{V}_{18}$	OPO	$i_0 = -i_b$		
$\vec{V}_{19}$	OPP	$i_0 = i_a$		
$\vec{V}_{22}$	OOP	$i_0 = -i_c$		
$\vec{V}_{23}$	POP	$i_0 = i_b$		
$\vec{V}_{13}$	ONN	$i_0 = i_a$	Vecteur Petit (VP) : • type N (VPN)	$\frac{1}{3} V_{dc}$
$\vec{V}_{16}$	OON	$i_0 = i_c$		
$\vec{V}_{17}$	NON	$i_0 = i_b$		
$\vec{V}_{20}$	NOO	$i_0 = -i_a$		
$\vec{V}_{21}$	NNO	$i_0 = i_c$		
$\vec{V}_{24}$	ONO	$i_0 = -i_b$		
$\vec{V}_2$	PON	$i_0 = i_b$	Vecteur Moyen (VM)	$\frac{\sqrt{3}}{3} V_{dc}$
$\vec{V}_4$	OPN	$i_0 = i_a$		
$\vec{V}_6$	NPO	$i_0 = i_c$		
$\vec{V}_8$	NOP	$i_0 = i_b$		
$\vec{V}_{10}$	ONP	$i_0 = i_a$		
$\vec{V}_{12}$	PNO	$i_0 = i_c$		
$\vec{V}_1$	PNN		Vecteur Grand (VG)	$\frac{2}{3} V_{dc}$
$\vec{V}_3$	PPN			

$\vec{V}_5$	<i>NPN</i>			
$\vec{V}_7$	<i>NPP</i>			
$\vec{V}_9$	<i>NNP</i>			
$\vec{V}_{11}$	<i>PNP</i>			

Tableau 1.5 Etats des commutateurs et des vecteurs correspondants

1.4 Principe de la commande directe du couple

La Figure 1.6 présente le schéma fonctionnel de la commande directe du couple (DTC) appliquée à une machine synchrone à aimants permanents (MSAP) alimentée par un onduleur de tension triphasé à trois niveaux de type NPC. Le flux statorique estimé est comparé à sa valeur de référence, tandis que le couple électromagnétique estimé est comparé à la consigne issue du régulateur de vitesse. Les erreurs ainsi obtenues sur le flux et le couple sont ensuite traitées par deux comparateurs à hystérésis. Les signaux de sortie de ces comparateurs, associés à l'information du secteur dans lequel se trouve le vecteur flux statorique, permettent de sélectionner, via une table de choix, le vecteur de tension le plus adapté parmi les 27 vecteurs disponibles. Ce vecteur est ensuite appliqué pour générer les impulsions de commande des interrupteurs de l'onduleur triphasé à trois niveaux [20].

Le principe de la commande directe du couple (DTC) consiste à sélectionner un vecteur de tension parmi les vingt-sept (27) vecteurs générés par les différentes configurations de commutation de l'onduleur NPC à trois niveaux, de manière à maintenir à la fois le flux statorique et le couple électromagnétique à l'intérieur de deux bandes d'hystérésis. Une mise en œuvre appropriée de cette stratégie permet un contrôle découplé du flux et du couple, sans qu'il soit nécessaire de recourir à une modulation de largeur d'impulsion (MLI) pour générer les signaux de commande des interrupteurs de l'onduleur [21].

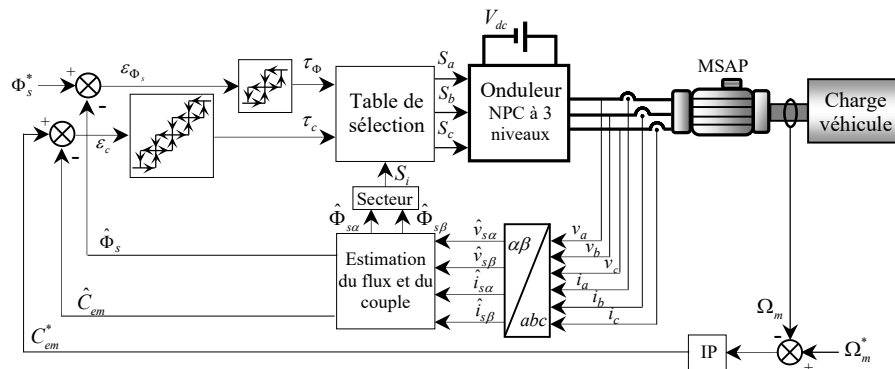


Figure 1.6 : Schéma fonctionnel de la commande DTC appliquée au motopropulseur SAP.

1.4.1 Contrôle du flux statorique du motopropulseur SAP

Il est rappelé que le flux statorique d'une machine synchrone à aimants permanents (MSAP), exprimé dans le repère (α, β) , peut être décrit en fonction du vecteur tension statorique de la manière suivante :

$$\begin{cases} \Phi_{s\alpha} = \int_0^t (v_{s\alpha} - R_s i_{s\alpha}) dt \\ \Phi_{s\beta} = \int_0^t (v_{s\beta} - R_s i_{s\beta}) dt \end{cases} \quad (1.24)$$

La méthode d'intégration numérique des rectangles permet d'obtenir une expression de l'échantillon $(k+1)$ du flux statorique sous la forme suivante :

$$\begin{cases} \Phi_{s\alpha}(k+1) = \Phi_{s\alpha}(k) + (v_{s\alpha}(k) - R_s i_{s\alpha}(k)) T_e \\ \Phi_{s\beta}(k+1) = \Phi_{s\beta}(k) + (v_{s\beta}(k) - R_s i_{s\beta}(k)) T_e \end{cases} \quad (1.25)$$

Avec T_e est la période d'échantillonnage. L'expression vectorielle du flux statorique peut être donnée par:

$$\vec{\Phi}_s(k+1) = \vec{\Phi}_s(k) + (\vec{V}_s(k) - R_s \vec{I}_s(k)) T_e \quad (1.26)$$

Si on néglige le terme résistif ($R_s \vec{I}_s$), l'équation du flux peut s'écrire :

$$\vec{\Phi}_s(k+1) = \vec{\Phi}_s(k) + \vec{V}_s(k) T_e \quad (1.27)$$

Le déplacement du vecteur flux statorique est assuré par l'application séquentielle des vecteurs de tension délivrés par l'onduleur NPC. En fonction du vecteur de tension choisi, il est possible d'agir sur l'amplitude du flux statorique, comme illustré sur la Figure 1.7. Ainsi, par une sélection judicieuse du vecteur de tension statorique sur des intervalles successifs de durée égale à la période d'échantillonnage T_e , on peut contraindre l'extrémité du vecteur flux statorique à suivre une trajectoire quasi circulaire et maintenir son module proche d'une valeur de référence constante [22].

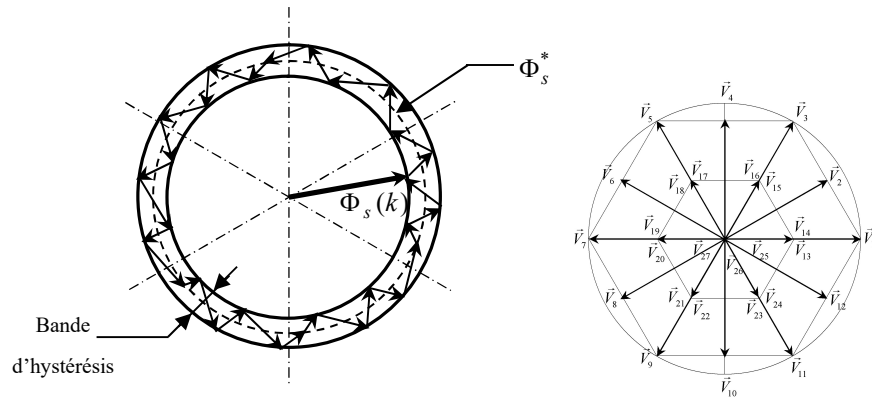


Figure 1.7 : Trajectoire circulaire du flux statorique de la machine

1.4.2 Contrôle du couple électromagnétique de la machine MSAP

Le couple électromagnétique s'exprime en fonction du flux statorique et du flux rotorique de la façon suivante :

$$C_{em} = K_c \Phi_s \Phi_r \sin(\gamma) \quad (1.28)$$

Où γ est l'angle entre les deux vecteurs flux statorique et rotorique.

Le contrôle du couple électromagnétique est directement liée à la maîtrise de la rotation du vecteur flux statorique. La Figure 1.8 illustre l'évolution du couple dans le cas où deux vecteurs de tension différents imposent au flux statorique des sens de rotation opposés. Le sens trigonométrique (anti-horaire) est pris comme sens de rotation positif.

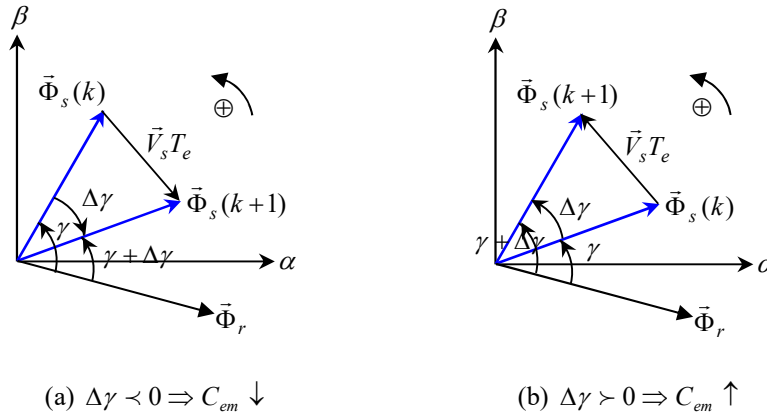


Figure 1.8 : Evolution du couple électromagnétique en fonction du vecteur tension appliqué

1.4.3 Estimation du flux statorique

a. Estimation de l'amplitude du vecteur flux statorique

L'amplitude du flux statorique est estimée à partir de ces composantes $\Phi_{s\alpha}$ et $\Phi_{s\beta}$:

$$\Phi_s = \sqrt{\Phi_{s\alpha}^2 + \Phi_{s\beta}^2} \quad (1.29)$$

où $\Phi_{s\alpha}$ et $\Phi_{s\beta}$ sont estimées en utilisant l'équation (2.24) qui nécessite la connaissance du vecteur courant statorique $i_{s\alpha}$ et $i_{s\beta}$ et du vecteur tension statorique $v_{s\alpha}$ et $v_{s\beta}$.

b. Estimation de la position du vecteur flux statorique

Dans la commande directe du couple, pour faire le choix du vecteur tension optimale à appliquer à la machine MSAP, il est indispensable de déterminer le secteur dans lequel évolue le vecteur flux statorique $\vec{\Phi}_s$, Figure 1.9. On propose une analyse qui permet de déterminer le secteur dans lequel évolue le vecteur flux statorique, en fonction de ces deux composantes $\Phi_{s\alpha}$ et $\Phi_{s\beta}$.

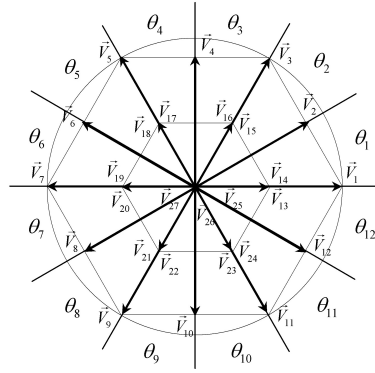


Figure 1.9 : Partage du cercle trigonométrique en douze secteurs

1.4.4 Comparateurs à hystérésis

a. Comparateur à hystérésis du flux statorique

Le comparateur à hystérésis destiné au contrôle du module du flux est un comparateur à trois (03) niveaux, illustré sur la Figure 1.8. L'erreur de flux se répartit dans trois intervalles définis par les limites suivantes :

$$\begin{cases} \varepsilon_\Phi < \Delta\Phi \\ -\Delta\Phi < \varepsilon_\Phi < \Delta\Phi \\ \varepsilon_\Phi > \Delta\Phi \end{cases} \quad (1.30)$$

Le niveau du flux statorique approprié est limité entre $-\Delta\Phi$ et $\Delta\Phi$ et contrôlé par un comparateur à hystérésis à trois (03) niveaux, Figure 1.10. Le signal de sortie du comparateur de flux τ_Φ est obtenu en fonction de l'erreur de flux, comme :

$$\begin{cases} \tau_\Phi = 1 \\ \tau_\Phi = 0 \\ \tau_\Phi = -1 \end{cases} \quad (1.31)$$

b. Comparateur à hystérésis du couple électromagnétique

Le couple électromagnétique constitue la grandeur la plus significative du point de vue des performances électromagnétiques. Une régulation de haute qualité est donc nécessaire. Afin d'améliorer cette régulation, l'erreur de couple est répartie en cinq zones distinctes définies par les conditions suivantes :

$$\begin{cases} \varepsilon_T < \Delta_{T \min 2} \\ \varepsilon_{T \min 2} < \varepsilon_T < \varepsilon_{T \min 1} \\ \varepsilon_{T \max 1} < \varepsilon_T < \varepsilon_{T \max 2} \\ \varepsilon_T > \Delta_{T \max 2} \end{cases} \quad (1.32)$$

Le contrôle du couple est ensuite effectué par un comparateur à hystérésis à cinq niveaux ou deux bandes supérieures ($\Delta_{T_{\max 1}}, \Delta_{T_{\max 2}}$) et deux bandes inférieures $\Delta_{T_{\min 1}}, \Delta_{T_{\min 2}}$ comme illustré par la Figure 1.11.

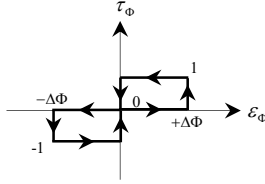


Figure 1.10 : Comparateur de flux à 3 niveaux

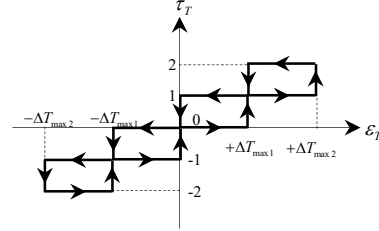


Figure 1.11 : Comparateur du couple à 5 niveaux

1.4.5 Table de sélection du vecteur tension

Afin d'assurer le contrôle direct du flux statorique et du couple électromagnétique d'une machine alimentée par un onduleur NPC triphasé à trois niveaux, il est nécessaire d'élaborer une table de sélection exploitant au mieux les capacités de l'onduleur. Cette table doit permettre de choisir les vecteurs de tension statorique appropriés pour augmenter ou diminuer respectivement le flux et le couple. Le Tableau 1.6 présente la table de sélection DTC pour une machine synchrone à aimants permanents (MSAP) commandée par un onduleur NPC à trois niveaux, utilisant un correcteur de flux à trois niveaux, un correcteur de couple à cinq niveaux et une sectorisation en douze (12) zones.

τ_ϕ	τ_T	Secteur du flux statorique											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
+1	+2	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_3$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_1$
	+1	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{15}$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{19}$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{23}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_{13}$
	0	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$
	-1	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{15}$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{19}$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{23}$
	-2	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_3$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{11}$
0	+2	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_3$
	+1	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{19}$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_3$
	0	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$
	-1	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{23}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{15}$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{19}$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_{21}$
	-2	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_3$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_9$
-1	+2	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_3$	$\vec{V}_4$
	+1	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{19}$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{23}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{15}$	$\vec{V}_4$
	0	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$	$\vec{V}_{25}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{27}$
	-1	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{23}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{15}$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{19}$	$\vec{V}_8$
	-2	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_3$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_8$

Tableau 1.6 : Table de sélection DTC pour l'entraînement du motopulseur SAP pilotée par un onduleur NPC à 3 niveaux

1.4.6 Réglage de la vitesse

Le schéma bloc de la boucle de régulation de vitesse, avec un correcteur IP, du moteur synchrone à aimants permanents commandé par le DTC, est représenté par la Figure 1.12. La fonction de transfert en boucle ouverte liant la vitesse de rotation et le couple électromagnétique est donnée par :

$$F(s) = \frac{K}{1 + \tau s} \quad (1.33)$$

Avec : $K = \frac{p}{f}$; $\tau = \frac{J}{f}$

Pour la détermination des paramètres du correcteur, nous avons utilisé la méthode de placement des pôles. Les paramètres k_p et k_i sont donnés par :

$$\begin{cases} k_p = \frac{2\zeta\omega_N\tau_m - 1}{k_m} \\ k_i = \frac{\omega_N^2\tau_m}{k_m k_p} \end{cases} \quad (1.34)$$

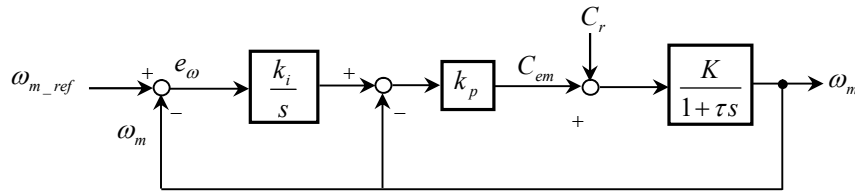


Figure 1.12 : Schéma de la régulation de vitesse

1.5 Résultats de simulation

La stratégie de commande directe du couple (DTC) a été implémentée et testée sur une machine synchrone à aimants permanents (MSAP) alimentée par un onduleur triphasé à trois niveaux de type NPC. Les simulations ont été réalisées sous l'environnement MATLAB/Simulink. La régulation de la vitesse mécanique est assurée par un correcteur de type IP (Intégral-Proportionnel), dont les paramètres ont été ajustés pour garantir stabilité et rapidité.

1.5.1 Essai de simulation

Afin d'évaluer les performances dynamiques et la robustesse de la commande DTC associée à l'onduleur NPC à trois niveaux, un essai de simulation est réalisé dans les conditions suivantes. Le comportement de la machine synchrone à aimants permanents est étudié lors d'un démarrage en charge,

avec un couple résistant initial fixé à 40 N·m. Une consigne de vitesse de forme trapézoïdale est appliquée, permettant d'observer la réponse du système en phases d'accélération, de palier et de décélération.

Ensuite, afin de tester la réaction de la commande face à une perturbation brutale du couple de charge, un échelon de couple supplémentaire est introduit. À l'instant $t = 2$ secondes, le couple résistant passe brusquement de 40 N·m à 60 N·m (soit une augmentation de 20 N·m). Cet échelon permet d'analyser la capacité du correcteur IP et de la table de sélection des vecteurs de tension à maintenir le flux statorique et le couple électromagnétique dans leurs bandes d'hystérésis respectives, tout en assurant un suivi satisfaisant de la consigne de vitesse.

Analyse de la réponse en vitesse de la MSAP commandée par DTC-NPC

La figure 1.13 présente l'évolution de la vitesse de référence (courbe noire) et de la vitesse réelle du moteur (courbe rouge) sous une commande DTC alimentée par un onduleur NPC. Globalement, la vitesse réelle suit correctement la consigne malgré les variations de vitesse et de charge, ce qui traduit de bonnes performances dynamiques et une forte robustesse du système.

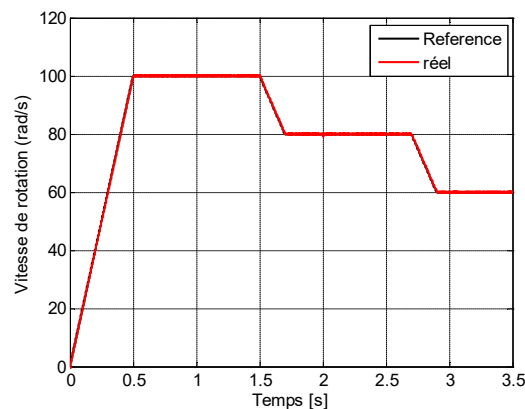


Figure 1.13 : Vitesse de rotation de la MSAP

Phase 1 — Démarrage et accélération (0 à 0,5 s)

La vitesse de référence augmente progressivement de 0 à 100 rad/s selon une rampe linéaire. La vitesse réelle suit cette évolution avec une dynamique rapide et pratiquement sans dépassement. Malgré l'application d'un couple résistant initial de 40 N·m, le système assure un démarrage stable et contrôlé. L'absence d'oscillations importantes montre la bonne efficacité du correcteur IP dans l'amélioration de la réponse transitoire et la réduction des fluctuations de vitesse.

Phase 2 — Régime permanent à 100 rad/s (0,5 s à 1,5 s)

Durant cette phase, la consigne reste constante à 100 rad/s. La vitesse réelle se stabilise rapidement autour de cette valeur avec une erreur statique quasi nulle. Ce comportement confirme la précision de la

stratégie DTC-NPC dans le maintien de la vitesse de référence ainsi que la bonne qualité de régulation en régime permanent.

Phase 3 — Première décélération (1,5 s à 1,7 s)

La consigne diminue progressivement de 100 rad/s à 80 rad/s. La vitesse réelle suit correctement cette transition descendante sans retard important ni oscillations notables. La décélération reste fluide et maîtrisée, ce qui traduit une bonne capacité du système à gérer les variations rapides de consigne.

Phase 4 — Régime permanent à 80 rad/s et rejet de perturbation (1,7 s à 2,7 s)

Après la décélération, la vitesse se stabilise autour de 80 rad/s avec une bonne précision de suivi. À l'instant $t = 2$ s, une perturbation est introduite par une augmentation brusque du couple résistant de 40 N·m à 60 N·m. Cette variation provoque une légère chute transitoire de la vitesse réelle. Toutefois, le système compense rapidement cette perturbation et ramène la vitesse vers la valeur de consigne en un temps très court.

Cette bonne capacité de rejet de perturbation s'explique par :

- la rapidité de sélection des vecteurs de tension par la table de commutation de l'onduleur NPC ;
- l'action du correcteur IP qui corrige rapidement l'erreur de vitesse.

Ainsi, le système conserve une excellente stabilité et une erreur statique négligeable malgré la variation de charge, démontrant la robustesse de la commande DTC-NPC.

Phase 5 — Deuxième décélération (2,7 s à 2,9 s)

La vitesse de référence diminue progressivement de 80 rad/s à 60 rad/s. La vitesse réelle reproduit correctement cette nouvelle rampe descendante avec un comportement stable et sans oscillations significatives. La transition reste progressive et bien contrôlée.

Phase 6 — Régime permanent à 60 rad/s (2,9 s à 3,5 s)

La vitesse réelle atteint rapidement le nouveau point de fonctionnement à 60 rad/s et demeure stable jusqu'à la fin de la simulation. L'erreur statique reste très faible, confirmant la précision et la stabilité globale de la commande.

Les résultats obtenus montrent que la commande DTC associée à l'onduleur NPC assure :

- un suivi rapide et précis de la vitesse de référence ;
- une excellente stabilité dynamique ;
- une erreur statique quasi nulle ;
- une forte robustesse face aux variations brusques de charge.

Analyse de la réponse du couple électromagnétique de la MSAP commandée par DTC-NPC

1. Description générale de la courbe

La figure 1.14 présente l'évolution temporelle du couple électromagnétique de la machine synchrone à aimants permanents (MSAP) sur un intervalle de 0 à 3,5 secondes. Trois courbes sont superposées :

- Courbe bleue : le couple de référence (consigne)
- Courbe bleu claire / cyan : le couple estimé par l'observateur DTC
- Courbe rouge : le couple réel mesuré

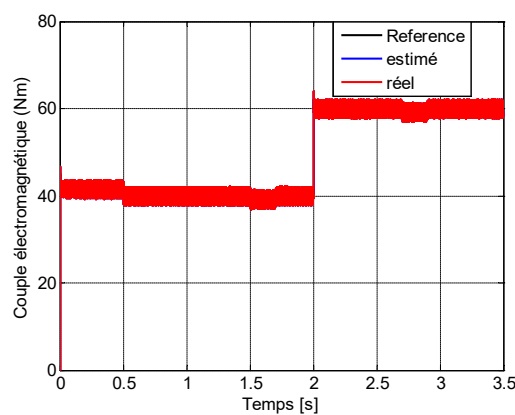


Figure 1.14 : Couple électromagnétique de la MSAP

Phase 1 — Démarrage et accélération (0 à 0,5 s)

Au démarrage, le couple électromagnétique développé par la machine augmente rapidement afin d'assurer l'accélération du moteur et de vaincre le couple résistant initial fixé à 40 N•m. Le couple réel suit correctement le couple estimé avec une dynamique très rapide. On observe de faibles ondulations autour de la valeur de référence, ce qui est caractéristique de la commande DTC. Malgré ces petites fluctuations, la réponse reste stable et permet un démarrage efficace sans oscillations importantes.

Phase 2 — Régime permanent à 100 rad/s (0,5 s à 1,5 s)

Lorsque la vitesse atteint sa valeur de consigne de 100 rad/s, le couple électromagnétique se stabilise autour de la valeur correspondant au couple de charge appliqué, soit environ 40 N•m. Le couple réel demeure proche du couple estimé avec une erreur très faible. Les ondulations observées restent limitées, traduisant la bonne qualité de régulation du système en régime permanent ainsi que l'efficacité de la stratégie DTC-NPC dans le maintien du couple demandé.

Phase 3 — Première décélération (1,5 s à 1,7 s)

Durant cette phase, la diminution de la vitesse de référence de 100 rad/s à 80 rad/s entraîne une réduction temporaire du couple électromagnétique afin d'assurer la décélération du moteur.

Le couple réel suit rapidement cette variation transitoire sans retard important. La transition reste fluide et maîtrisée, montrant la rapidité de réponse du contrôleur et la bonne adaptation du système aux changements de consigne.

Phase 4 — Régime permanent à 80 rad/s et rejet de perturbation (1,7 s à 2,7 s)

Après la phase de décélération, le couple se stabilise de nouveau autour de 40 N•m jusqu'à l'instant $t=2$ s

À cet instant, une augmentation brusque du couple résistant est appliquée, passant de 40 N•m à 60 N•m. Cette perturbation provoque une augmentation immédiate du couple électromagnétique afin de compenser la nouvelle charge imposée.

Le système réagit rapidement et le couple réel atteint la nouvelle valeur demandée avec un temps de réponse très court et sans instabilité importante. Cette bonne capacité de compensation met en évidence :

- la rapidité de la commande DTC dans la sélection des vecteurs de tension de l'onduleur NPC ;
- l'efficacité du correcteur IP dans la correction rapide de l'erreur de vitesse ;
- la robustesse globale du système face aux variations brusques de charge.

Phase 5 — Deuxième décélération (2,7 s à 2,9 s)

Lorsque la vitesse de référence diminue de 80 rad/s à 60 rad/s, le couple électromagnétique subit une nouvelle variation transitoire afin d'assurer la décélération du moteur. Le couple réel suit correctement cette évolution avec une réponse stable et rapide. Les fluctuations restent faibles et la transition demeure bien contrôlée.

Phase 6 — Régime permanent à 60 rad/s (2,9 s à 3,5 s)

À la fin de la simulation, le couple électromagnétique se stabilise autour de la valeur du couple résistant appliqué, soit environ 60 N•m. Le couple réel reste très proche du couple estimé avec une erreur négligeable et des ondulations limitées. Ce comportement confirme la stabilité du système ainsi que la précision de la commande DTC-NPC en régime permanent.

Les résultats obtenus montrent que la commande DTC associée à l'onduleur NPC permet :

- un suivi rapide et précis du couple électromagnétique ;
- une bonne stabilité dynamique durant les phases transitoires ;
- des ondulations de couple relativement faibles ;
- une excellente capacité de compensation des variations de charge ;
- une forte robustesse et une bonne précision en régime permanent.

Analyse des courants de Phase de la MSAP commandée par DTC-NPC

Description générale des deux figures

- Les deux figures 1.15 (a) et (b) présentent les courants de phase (i_a , i_b , i_c) de la MSAP :

- Image 1 : vue globale sur toute la durée de simulation (0 à 3,5 s)
- Image 2 : vue zoomée autour de $t = 2$ s (de 1,95 s à 2,05 s), permettant d'observer la forme d'onde avec précision

Trois courbes sont représentées :

- Courbe rouge : courant de phase i_a
- Courbe bleue : courant de phase i_b
- Courbe verte : courant de phase i_c

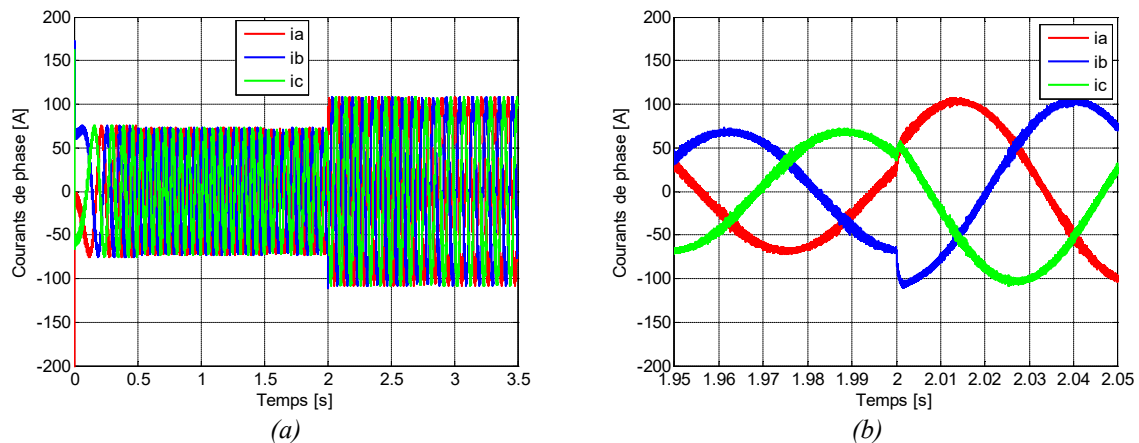


Figure 1.15 : Courant triphasés de la MSAP

Phase 1 — Démarrage et accélération (0 à 0,5 s)

Au démarrage, les courants statoriques triphasés i_a , i_b et i_c augmentent rapidement afin de fournir le couple nécessaire à l'accélération du moteur et à la compensation du couple résistant initial de 40 N•m. Les trois courants présentent une forme quasi sinusoïdale et restent équilibrés, avec un déphasage régulier de 120° entre les phases. Une légère augmentation de l'amplitude est observée durant la phase transitoire de démarrage, ce qui traduit l'appel de courant nécessaire pour produire le couple électromagnétique demandé.

Phase 2 — Régime permanent à 100 rad/s (0,5 s à 1,5 s)

Lorsque la vitesse atteint la consigne de 100 rad/s, les courants triphasés se stabilisent avec des amplitudes pratiquement constantes. Les formes d'onde restent équilibrées et périodiques, ce qui indique un fonctionnement stable de la machine ainsi qu'une bonne qualité d'alimentation fournie par l'onduleur NPC. Les faibles ondulations observées sont liées au principe de fonctionnement de la commande DTC et aux commutations de l'onduleur.

Phase 3 — Première décélération (1,5 s à 1,7 s)

Pendant la réduction de la vitesse de référence de 100 rad/s à 80 rad/s, une diminution temporaire de l'amplitude des courants est observée. Cette variation correspond à la réduction du couple

électromagnétique nécessaire pour assurer la décélération du moteur. Malgré cette transition, les courants conservent leur équilibre triphasé et ne présentent pas de distorsions importantes ni d'oscillations excessives.

Phase 4 — Régime permanent à 80 rad/s et rejet de perturbation (1,7 s à 2,7 s)

Après la décélération, les courants se stabilisent à une nouvelle amplitude correspondant au fonctionnement à 80 rad/s sous une charge de 40 N•m. À l'instant $t=2$ s, l'augmentation brusque du couple résistant de 40 N•m à 60 N•m provoque une hausse immédiate de l'amplitude des courants statoriques afin de produire un couple électromagnétique plus élevé.

Cette augmentation est rapidement compensée par la commande sans déséquilibre notable entre les phases. Les courants demeurent sinusoïdaux et équilibrés, ce qui montre :

- la rapidité de réaction de la commande DTC-NPC ;
- la bonne capacité de l'onduleur NPC à fournir l'énergie demandée ;
- la robustesse du système face aux variations brusques de charge.

Phase 5 — Deuxième décélération (2,7 s à 2,9 s)

Lors de la diminution de la vitesse de référence de 80 rad/s à 60 rad/s, les amplitudes des courants diminuent progressivement afin d'accompagner la décélération du moteur. Les signaux restent équilibrés et stables durant toute la transition, confirmant la bonne qualité dynamique de la commande.

Phase 6 — Régime permanent à 60 rad/s (2,9 s à 3,5 s)

En régime permanent final, les courants triphasés atteignent un nouvel état stable avec des amplitudes adaptées à la charge appliquée de 60 N•m. Les trois courants restent équilibrés, périodiques et déphasés de 120° , avec des ondulations limitées malgré les commutations de l'onduleur. Cela confirme la stabilité globale du système et la bonne performance de la commande DTC associée à l'onduleur NPC.

Les résultats obtenus montrent que les courants statoriques présentent :

- un bon équilibre triphasé durant toute la simulation ;
- une adaptation rapide aux variations de vitesse et de charge ;
- des formes d'onde quasi sinusoïdales avec de faibles ondulations ;
- une bonne stabilité dynamique en régime transitoire et permanent ;
- une forte robustesse de la commande DTC-NPC face aux perturbations de charge.

Analyse des courants Statoriques dans le Plan Biphasé (α - β) de la MSAP commandée par DTC-NPC

Description générale de la figure

La figure présente l'évolution temporelle des courants statoriques dans le repère biphasé stationnaire (α - β) sur un intervalle de 0 à 3,5 secondes. Deux courbes sont représentées :

- Courbe rouge : composante i_α (axe α)
- Courbe bleue : composante i_β (axe β)

Ces deux composantes sont obtenues par la transformation de Clarke appliquée aux courants triphasés (i_a , i_b , i_c) :

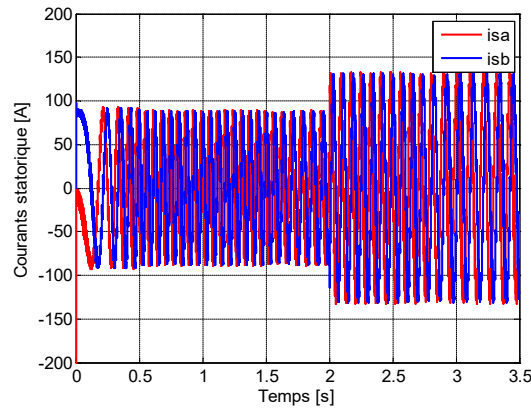


Figure 1.16 : *Courant biphasés de la MSAP*

Les courants statoriques dans le repère biphasé (α - β) présentent un comportement similaire à celui des courants triphasés, puisque cette représentation résulte directement de la transformation de Clarke appliquée aux phases i_a , i_b et i_c .

Durant les différentes phases de fonctionnement (accélération, régime permanent, décélération et variation de charge), les composantes i_α et i_β restent stables et bien équilibrées. Les variations d'amplitude observées correspondent directement aux changements de vitesse et de couple appliqués à la machine.

Lors de l'augmentation brusque du couple résistant à $t=2$ s, une augmentation rapide des amplitudes des courants dans le plan (α - β) est observée afin de satisfaire la nouvelle demande en couple électromagnétique. Le système retrouve rapidement un fonctionnement stable grâce à la rapidité de la commande DTC-NPC.

Globalement, les courants dans le plan biphasé conservent une allure quasi sinusoïdale avec de faibles ondulations, ce qui confirme :

- le bon équilibrage des courants statoriques ;
- la qualité de la transformation ;
- la stabilité et la robustesse de la stratégie DTC-NPC en régime transitoire et permanent.

Analyse du Flux Statorique de la MSAP commandée par DTC-NPC

— Amplitude du flux statorique

La figure 1.17 présente l'évolution temporelle de l'amplitude du flux statorique sur un intervalle de 0 à 3,5 secondes. Deux courbes sont superposées :

- Courbe rouge : flux statorique de référence (consigne)
- Courbe bleue : flux statorique estimé par l'observateur DTC

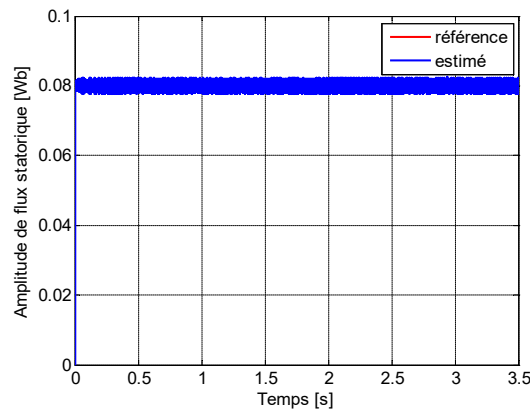


Figure 1.17 : Flux statorique de la MSAP

Dès le démarrage, l'amplitude du flux statorique estimé rejoint très rapidement sa valeur de référence fixée à 0,08 Wb, avec un temps de réponse très court et sans dépassement significatif.

En régime permanent, le flux reste parfaitement stabilisé autour de cette référence avec de très faibles ondulations dues au fonctionnement par hystérésis de la commande DTC et aux commutations de l'onduleur NPC. L'erreur entre le flux de référence et le flux estimé demeure quasi nulle, ce qui confirme la précision de l'estimation du flux.

Lors des variations de vitesse et de l'augmentation brusque du couple résistant à $t=2$ s, le flux statorique reste pratiquement inchangé et retrouve immédiatement sa valeur de référence après une très faible perturbation transitoire.

Ces résultats mettent clairement en évidence :

- la rapidité de régulation du flux statorique ;
- la forte robustesse de la commande DTC-NPC ;
- un découplage presque parfait entre le flux et le couple électromagnétique.

— Trajectoire circulaire du flux statorique

La figure 1.18 présente la trajectoire du vecteur flux statorique dans le plan biphasé stationnaire ($\phi\alpha$, $\phi\beta$), où :

- L'axe horizontal représente la composante $\phi\alpha$ (axe α) en Wb
- L'axe vertical représente la composante $\phi\beta$ (axe β) en Wb
- La courbe noire représente la trajectoire circulaire du vecteur flux

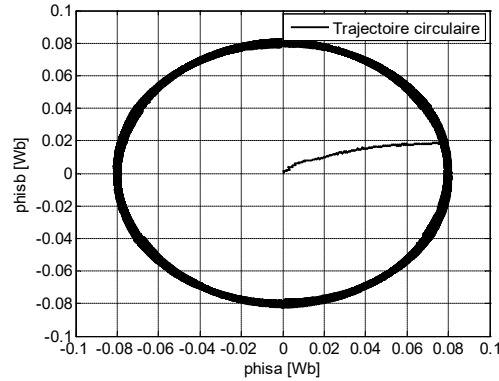


Figure 1.18 : Trajectoire circulaire du flux statorique de la MSAP

La trajectoire du flux statorique dans le plan (α - β) présente une forme parfaitement circulaire centrée à l'origine, avec un rayon d'environ 0,08 Wb, correspondant exactement à la valeur de référence du flux statorique. Cette forme circulaire traduit une excellente régulation du flux en amplitude et en phase.

Les faibles ondulations visibles sur le contour du cercle sont dues au fonctionnement par hystérésis de la commande DTC et aux commutations de l'onduleur NPC. Malgré cela, la trajectoire reste régulière et stable, ce qui confirme la bonne qualité du contrôle et la faible distorsion harmonique du flux.

Au démarrage, une légère spirale interne apparaît, représentant l'établissement progressif du flux jusqu'à sa valeur nominale. Après cette phase transitoire, le flux conserve une trajectoire circulaire stable durant toute la simulation, même lors de l'application de la perturbation de charge à $t=2$ s.

Ces résultats confirment :

- une excellente régulation du flux statorique autour de 0,08 Wb;
- un bon équilibrage du système triphasé ;
- une forte robustesse de la commande DTC-NPC ;
- un découplage pratiquement parfait entre le flux statorique et le couple électromagnétique.

Analyse du Flux Statorique dans le Repère Biphase (α - β)

Description générale

La figure 1.19 présente l'évolution temporelle des deux composantes du flux statorique dans le repère biphase stationnaire sur toute la durée de simulation. Deux courbes sont représentées :

- Courbe noire : composante ϕ_α (axe α)
- Courbe bleue : composante ϕ_β (axe β)

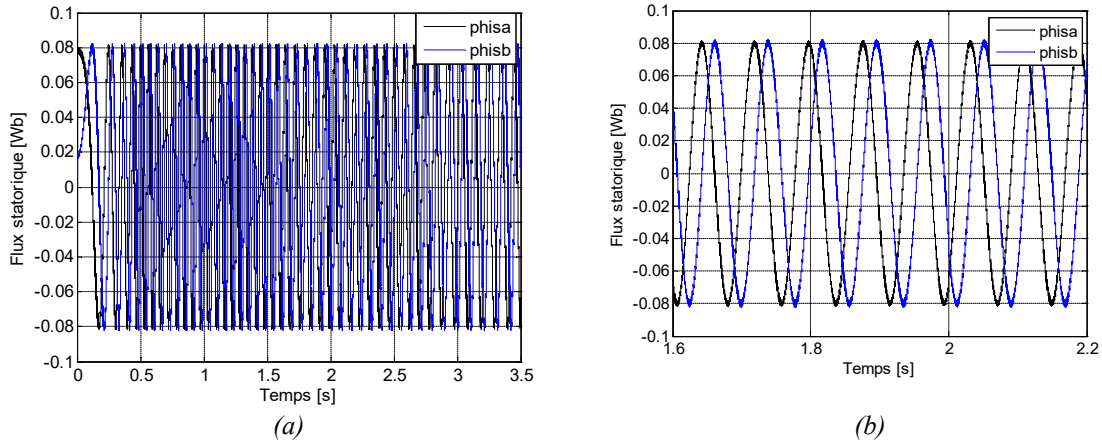


Figure 1.19 : Flux statorique de la MSAP dans le plan α, β

Les composantes du flux statorique ϕ_α et ϕ_β s'évaluent de manière sinusoïdale et équilibrée durant toute la simulation. Après le démarrage, leurs amplitudes se stabilisent rapidement autour de $\pm 0,08$ Wb, correspondant à la valeur de référence du flux statorique.

Les deux composantes conservent un déphasage de 90° , caractéristique d'un flux tournant circulaire parfaitement contrôlé dans le plan (α - β). Lors des variations de vitesse, seule la fréquence des signaux change, tandis que leur amplitude reste constante, ce qui confirme l'indépendance de la régulation du flux par rapport à la vitesse.

À l'instant $t=2$ s, l'application d'un échelon de couple provoque une très faible perturbation transitoire rapidement compensée par la commande DTC-NPC. Les faibles ondulations observées restent limitées et sont dues aux commutations de l'onduleur et au contrôle par hystérésis.

Globalement, ces résultats mettent en évidence :

- une excellente régulation du flux statorique ;
- un maintien du déphasage de 90° entre ϕ_α et ϕ_β ;
- une forte robustesse face aux variations de vitesse et de charge ;
- un découplage pratiquement parfait entre le flux et le couple électromagnétique.

Le zoom (Figure 1.19(b)) montre que les composantes du flux statorique ϕ_α et ϕ_β conservent des formes sinusoïdales régulières avec une amplitude stable d'environ $\pm 0,08$ Wb et un déphasage de 90° , caractéristique d'un flux tournant équilibré.

Les faibles ondulations visibles sur les signaux correspondent aux commutations de l'onduleur NPC et au fonctionnement par hystérésis de la commande DTC. Grâce à l'onduleur à trois niveaux, ces ondulations restent limitées et bien contrôlées.

Lors de l'échelon de couple à $t=2$ s, seule une très légère perturbation transitoire apparaît, rapidement compensée par la commande sans déformation importante des signaux. Cela confirme la robustesse de la commande DTC-NPC ainsi que le découplage efficace entre le flux statorique et le couple électromagnétique.

Les résultats de simulation obtenus confirment que la commande **DTC associée à l'onduleur NPC à trois niveaux** assure des performances dynamiques élevées pour le contrôle de la machine synchrone à aimants permanents. La vitesse de rotation suit fidèlement la consigne trapézoïdale avec un temps de réponse rapide, une erreur statique négligeable et un rejet efficace de l'échelon de couple appliqué à $t = 2$ s. Le flux statorique est maintenu constant à sa valeur de référence de 0,08 Wb tout au long de la simulation, décrivant une trajectoire circulaire régulière dans le plan biphasé (α - β), ce qui témoigne d'un découplage flux-couple satisfaisant et d'une excellente qualité d'estimation. Les courants de phase présentent une forme sinusoïdale équilibrée avec un faible taux de distorsion harmonique, grâce aux vecteurs de tension supplémentaires offerts par la topologie NPC, validant ainsi la robustesse et l'efficacité de la stratégie de commande proposée pour les applications de traction électrique.

1.6 Conclusion

Ce chapitre a été consacré à l'étude et à la mise en œuvre de la commande directe du couple (DTC) appliquée à une machine synchrone à aimants permanents (MSAP) alimentée par un onduleur triphasé à trois niveaux de type NPC. La stratégie DTC adoptée repose sur l'estimation directe du flux statorique et du couple électromagnétique à partir des grandeurs électriques mesurées, sans recours à des régulateurs de courant intermédiaires, ce qui lui confère une grande simplicité de mise en œuvre et une réactivité remarquable. Il a été montré que cette stratégie est naturellement robuste aux variations paramétriques de la machine, à l'exception de la résistance statorique dont l'influence reste limitée en régime établi.

Les résultats de simulation obtenus ont confirmé que l'association de la commande DTC avec l'onduleur NPC à trois niveaux améliore significativement la qualité des grandeurs électriques et mécaniques par rapport à la solution classique à deux niveaux. Le flux statorique est maintenu constant à sa valeur de référence avec une trajectoire circulaire régulière dans le plan biphasé, le couple

électromagnétique répond rapidement aux variations de charge avec une erreur statique négligeable, et les courants de phase présentent une forme sinusoïdale équilibrée avec un faible taux de distorsion harmonique. La vitesse de rotation suit fidèlement la consigne et rejette efficacement les perturbations de charge, confirmant ainsi les bonnes performances dynamiques et statiques de la stratégie de commande proposée pour les applications de traction électrique.

Références bibliographiques

- [1] I. Takahashi and T. J. I. T. o. I. a. Noguchi, "A new quick-response and high-efficiency control strategy of an induction motor," no. 5, pp. 820-827, 2008.
- [2] M. Depenbrock, "Direct self-control (DSC) of inverter fed induction machine," in *1987 IEEE power electronics specialists conference*, 1987, pp. 632-641: IEEE.
- [3] P. Vas, *Sensorless vector and direct torque control*. Oxford university press, 1998.
- [4] M. P. Kazmierkowski, "Control strategies for PWM rectifier/inverter-fed induction motors," in *ISIE'2000. Proceedings of the 2000 IEEE International Symposium on Industrial Electronics (Cat. No. 00TH8543)*, 2000, vol. 1, pp. TU15-TU23 vol. 1: IEEE.
- [5] R. Krishnan, *Permanent magnet synchronous and brushless DC motor drives*. CRC press, 2017.
- [6] R. Morales-Caporal, M. E. Leal-López, J. de Jesús Rangel-Magdaleno, O. Sandre-Hernández, and I. Cruz-Vega, "Direct torque control of a PMSM-drive for electric vehicle applications," in *2018 International Conference on Electronics, Communications and Computers (CONIELECOMP)*, 2018, pp. 232-237: IEEE.
- [7] B. D. Lemma, S. J. I. J. o. A. T. Pradabane, and E. Exploration, "An investigation of the ripple reduction capacity of compensated direct torque control with duty ratio optimization for permanent magnet synchronous motor drive," vol. 9, no. 89, p. 413, 2022.
- [8] R. G. Shrivastava *et al.*, "Comparison and performance analysis of DTC-dc mli driven pmsm drive using space vector modulation."
- [9] J. Rodriguez, J.-S. Lai, and F. Z. J. I. T. o. i. e. Peng, "Multilevel inverters : a survey of topologies, controls, and applications," vol. 49, no. 4, pp. 724-738, 2002.
- [10] A. Madan and E. Bostanci, "Comparison of two-level and three-level NPC inverter topologies for a PMSM drive for electric vehicle applications," in *2019 International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics (ACEMP) & 2019 International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment (OPTIM)*, 2019, pp. 147-154: IEEE.
- [11] K. Zhou and D. J. I. t. o. i. e. Wang, "Relationship between space-vector modulation and three-phase carrier-based PWM: a comprehensive analysis three-phase inverters," vol. 49, no. 1, pp. 186-196, 2002.
- [12] T. Vyncke, R. Boel, and J. Melkebeek, "Direct torque control of permanent magnet synchronous motors—an overview," in *Proceedings of the 3rd IEEE Benelux Young Researchers Symposium in Electrical Power Engineering*, 2006: UGent-EESA.
- [13] A. Nabae, I. Takahashi, and H. J. I. T. o. i. a. Akagi, "A new neutral-point-clamped PWM inverter," no. 5, pp. 518-523, 2008.
- [14] X. Zheng, X. Huang, P. Chen, Z. Chong, and Z. J. F. i. E. R. Yuan, "Reliability analysis and reliable operation of three-level ANPC inverter," vol. 10, p. 1124523, 2023.
- [15] V. T. Ha, P. T. Giang, P. J. B. o. E. E. Vu, and Informatics, "Multilevel inverter application for railway traction motor control," vol. 11, no. 4, pp. 1855-1866, 2022.

- [16] B. Wu and M. Narimani, "Diode-clamped multilevel inverters," 2017.
- [17] T. A. Meynard and H. Foch, "Multi-level conversion: high voltage choppers and voltage-source inverters," in *PESC'92 Record. 23rd Annual IEEE Power Electronics Specialists Conference*, 1992, pp. 397-403: IEEE.
- [18] E. J. Clarke, "Circuit analysis of AC power systems," 1973.
- [19] N. Celanovic and D. J. I. t. o. i. a. Boroyevich, "A fast space-vector modulation algorithm for multilevel three-phase converters," vol. 37, no. 2, pp. 637-641, 2002.
- [20] S. S. Hakami and K.-B. J. I. T. o. P. E. Lee, "Enhanced predictive torque control for three-level NPC inverter-fed PMSM drives based on optimal voltage magnitude control method," vol. 38, no. 3, pp. 3725-3738, 2022.
- [21] S. S. Hakami, I. Mohd Alsofyani, and K.-B. J. E. Lee, "Low-speed performance improvement of direct torque control for induction motor drives fed by three-level NPC inverter," vol. 9, no. 1, p. 77, 2020.
- [22] L. Tang, L. Zhong, M. F. Rahman, and Y. J. I. T. o. p. e. Hu, "A novel direct torque controlled interior permanent magnet synchronous machine drive with low ripple in flux and torque and fixed switching frequency," vol. 19, no. 2, pp. 346-354, 2004.

Chapitre 2

Étude détaillée du contact pneu–route en dynamique longitudinale

2.1. Introduction

Le développement rapide des véhicules électriques (VE) a profondément transformé les systèmes de propulsion automobile, notamment grâce à l'utilisation de moteurs électriques capables de délivrer un couple élevé dès les faibles vitesses. Cette caractéristique confère aux véhicules électriques des performances dynamiques remarquables, mais elle introduit également de nouveaux défis en matière de contrôle, en particulier dans la gestion de l'adhérence entre le pneu et la chaussée [1, 2].

Le contact pneu–route constitue l'unique interface à travers laquelle les efforts sont transmis entre le véhicule et son environnement. Il joue un rôle déterminant dans les phases de traction et de freinage, ainsi que dans la stabilité globale du véhicule [1, 3]. Dans le cas des véhicules électriques à quatre roues motrices indépendantes, chaque roue peut être entraînée par un moteur dédié, ce qui offre un degré élevé de contrôle mais rend également le système plus sensible aux variations des conditions d'adhérence.

Parmi les phénomènes critiques liés à cette interaction, le patinage des roues représente une perturbation majeure. Il apparaît lorsque le couple moteur appliqué dépasse la capacité d'adhérence du pneu, entraînant une augmentation du glissement longitudinal. Ce dernier est défini comme la différence relative entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse du véhicule [2, 3]. Lorsque le glissement dépasse une valeur optimale, la force transmissible au sol diminue, ce qui conduit à une perte de motricité, une dégradation des performances et, dans certains cas, une instabilité du véhicule.

Dans un véhicule électrique, ce phénomène est accentué par la rapidité de réponse des moteurs et l'absence d'inertie mécanique importante, contrairement aux moteurs thermiques. En présence de conditions de route variables (route sèche, mouillée ou verglacée), le coefficient d'adhérence peut chuter brusquement, provoquant un déséquilibre des forces de traction entre les roues [2, 4]. Ce déséquilibre est particulièrement critique dans les architectures à quatre moteurs, où chaque roue peut réagir différemment selon les conditions locales d'adhérence.

Face à ces enjeux, le développement de stratégies de **contrôle anti-patinage (Traction Control System – TCS)** devient indispensable. L'objectif principal de ces systèmes est de réguler le glissement des roues afin

de le maintenir autour d'une valeur optimale, garantissant ainsi une transmission maximale de la force longitudinale. Cette régulation repose sur une modélisation précise du contact pneu-route, caractérisé par une relation fortement non linéaire entre le coefficient d'adhérence et le glissement.

La littérature [1] propose plusieurs modèles pour décrire ce comportement, notamment le modèle empirique de Pacejka (*Magic Formula*), le modèle Brush basé sur une interprétation physique du contact, ainsi que des modèles dynamiques tels que le modèle de LuGre [5]. Ces approches permettent de capturer les phénomènes essentiels liés à l'adhérence et au glissement, et constituent une base pour la conception de lois de commande robustes.

Dans ce contexte, le présent travail s'inscrit dans une démarche visant à analyser et modéliser le phénomène de patinage dans un véhicule électrique à quatre roues motrices indépendantes, en vue de la conception d'une stratégie de contrôle longitudinale. L'étude considère un scénario représentatif dans lequel les roues du côté droit du véhicule passent d'une surface sèche à une surface humide, entraînant une variation brusque du coefficient d'adhérence. Ce cas permet de mettre en évidence le comportement différentiel des roues, la redistribution des forces de traction et l'apparition du patinage.

Une modélisation mathématique du système est développée en intégrant la dynamique des roues, la dynamique du véhicule et un modèle d'adhérence non linéaire. Cette modélisation est ensuite implémentée sous MATLAB afin de simuler le comportement du véhicule dans différentes conditions d'adhérence. Les résultats obtenus permettent d'analyser l'évolution du glissement, des vitesses des roues et des forces de traction, ainsi que d'identifier les situations critiques nécessitant une intervention du système de contrôle.

Enfin, ce travail vise à fournir une base solide pour le développement de stratégies avancées de contrôle anti-patinage adaptées aux véhicules électriques, en mettant en évidence les spécificités liées à leur architecture et à leurs performances dynamiques. Il contribue ainsi à l'amélioration de la sécurité, de la stabilité et de l'efficacité énergétique des véhicules électriques dans des conditions de conduite variées.

2.2. Description physique du contact pneu-route

Le contact pneu-route est une interaction complexe entre un matériau déformable (le pneu) et une surface rugueuse (la route) [1, 3]. Il se caractérise par la présence d'une empreinte au sol constituée de zones d'adhérence et de zones de glissement.

Le contact pneu-route constitue l'interface essentielle entre le véhicule et la chaussée. Il s'agit d'un phénomène physique complexe mettant en jeu l'interaction entre un matériau déformable, le pneu, et une surface rigide et rugueuse, la route [1]. Cette interaction conditionne directement les performances de traction, de freinage et de stabilité du véhicule [2, 3].

2.2.1. Nature du contact pneu–route

Le pneu est un élément fortement déformable constitué de caoutchouc et de structures internes qui lui confèrent des propriétés élastiques et viscoélastiques [1]. Lorsqu’il entre en contact avec la route, une zone de contact appelée empreinte au sol se forme. Cette zone est le siège de phénomènes complexes liés aux déformations du pneu et aux interactions microscopiques avec la rugosité de la chaussée [3].

2.2.2. Décomposition de l’empreinte au sol

L’empreinte au sol n’est pas uniformément en adhérence. Elle est composée de deux régions distinctes : une zone d’adhérence, dans laquelle les particules du pneu restent collées à la surface de la route sans glissement relatif, et une zone de glissement, dans laquelle un mouvement relatif apparaît entre le pneu et la chaussée [1, 5].

Dans la zone d’adhérence, les efforts sont transmis par déformation élastique du pneu. Dans la zone de glissement, les forces sont générées par frottement cinétique, ce qui entraîne une dissipation d’énergie et une réduction de l’efficacité de transmission des forces longitudinales [5].

Zone d’adhérence (partie avant)

- Située généralement à l’**entrée de la zone de contact**
- Les particules du pneu sont **solidaires de la route (pas de glissement relatif)**
- Les **micro-asperités** du pneu et de la chaussée sont en contact stable

Cette zone permet :

- la génération de la force longitudinale
- un comportement stable

Zone de glissement (partie arrière)

- Située vers la **sortie de la zone de contact**
- Le pneu **glisse par rapport à la route**
- Les micro-asperités sont en **glissement dynamique**

Cette zone entraîne :

- dissipation d’énergie
- perte d’efficacité de traction

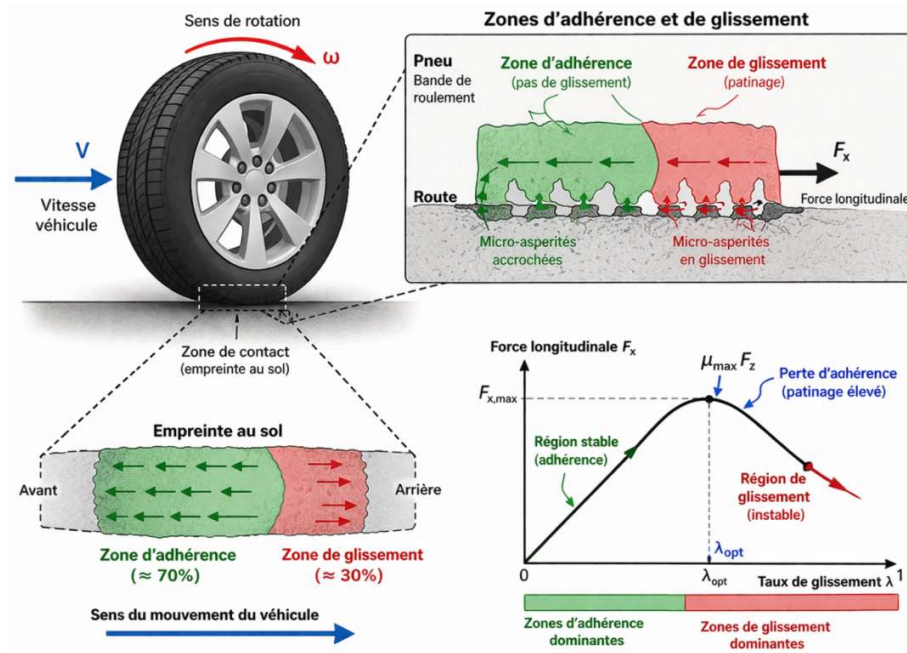


Figure 2.1 : Répartition des zones d'adhérence et de glissement dans l'empreinte pneu-route

La figure illustre le **comportement du contact pneu-route** lors d'un mouvement longitudinal (traction ou freinage). Elle met en évidence que l'interface de contact, appelée **empreinte au sol**, n'est pas uniformément en adhérence mais se compose de :

- une zone d'adhérence (zone collée)
- une zone de glissement (zone de patinage)

Ces deux zones coexistent et évoluent en fonction du taux de glissement λ [1, 5].

2.2.3. Mécanisme physique du contact

Lorsque le couple moteur ou de freinage est appliqué, le pneu se déforme dans la zone de contact. Une contrainte tangentielle se développe progressivement [1]. Lorsque cette contrainte dépasse la limite d'adhérence locale, la zone correspondante passe de l'état d'adhérence à l'état de glissement [5].

Ainsi, l'augmentation du glissement longitudinal entraîne une augmentation de la zone de glissement au détriment de la zone d'adhérence. Lorsque le glissement devient important, la quasi-totalité de l'empreinte est en glissement, ce qui correspond à une perte d'adhérence et à l'apparition du patinage.

2.2.4. Influence de la surface de la route

Les propriétés du contact pneu-route dépendent fortement de l'état de la surface. Sur une route sèche, l'adhérence est élevée grâce à une interaction efficace entre le pneu et les aspérités de la chaussée. En

revanche, sur une surface mouillée ou verglacée, la présence d'un film d'eau ou de glace réduit considérablement le coefficient d'adhérence, augmentant ainsi le risque de glissement et de patinage [1].

Le contact pneu-route est un phénomène fondamental en dynamique des véhicules. La compréhension des mécanismes physiques impliqués, notamment la coexistence des zones d'adhérence et de glissement, est essentielle pour la modélisation et le développement de systèmes de contrôle tels que les systèmes anti-patinage [2, 3].

2.3. Définition du glissement longitudinal

Le glissement longitudinal constitue un paramètre fondamental dans la dynamique du contact pneu-route. Il permet de caractériser la différence entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse du véhicule [1, 2].

$$\lambda = \frac{R\omega - V}{V} \quad (2.1)$$

où R est le rayon de la roue, ω la vitesse angulaire et V la vitesse du véhicule [3].

$\lambda = 0$ correspond à une adhérence parfaite. $\lambda > 0$ correspond à la traction, $\lambda < 0$ correspond au freinage.

2.4. Génération de la force longitudinale

La génération de la force longitudinale constitue un élément fondamental dans la dynamique du véhicule. Cette force permet la propulsion et le freinage, et dépend directement de l'interaction entre le pneu et la route [1].

La force longitudinale est donnée par l'expression suivante :

$$F_x = \mu(\lambda) \cdot F_z \quad (2.2)$$

où F_x représente la force longitudinale, $\mu(\lambda)$ le coefficient d'adhérence dépendant du glissement λ , et F_z la charge normale [3].

La relation (2.2) met en évidence le rôle central du glissement dans la génération des forces longitudinales. Une bonne maîtrise de ce phénomène est essentielle pour les systèmes de contrôle anti-patinage.

Cette relation montre que la force longitudinale dépend fortement du coefficient d'adhérence. Lorsque le glissement augmente, le coefficient μ évolue de manière non linéaire et atteint un maximum avant de diminuer [2].

La figure 2.2 montre l'évolution du coefficient d'adhérence en fonction du glissement.

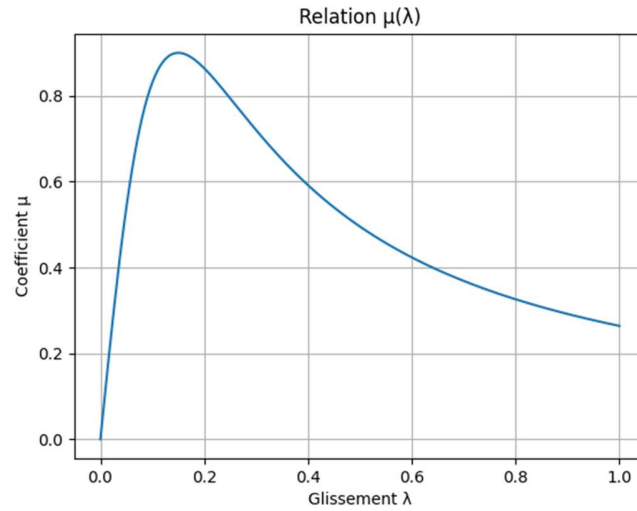


Figure 2.2 : Coefficient d'adhérence en fonction du glissement

2.5. Modèle d'adhérence $\mu(\lambda)$

La relation entre μ et λ présente un maximum correspondant au glissement optimal. Au-delà de ce point, l'adhérence diminue et le patinage apparaît. Le coefficient d'adhérence est modélisé par :

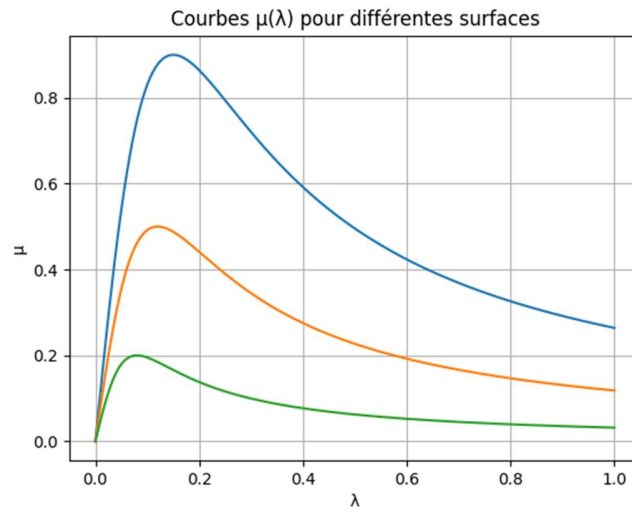
$$\mu(\lambda) = \frac{2 \mu_{\max} \lambda \lambda_0}{(\lambda^2 + \lambda_0^2)} \quad (2.3)$$

Ce modèle permet de représenter la non-linéarité du contact pneu-route [2].

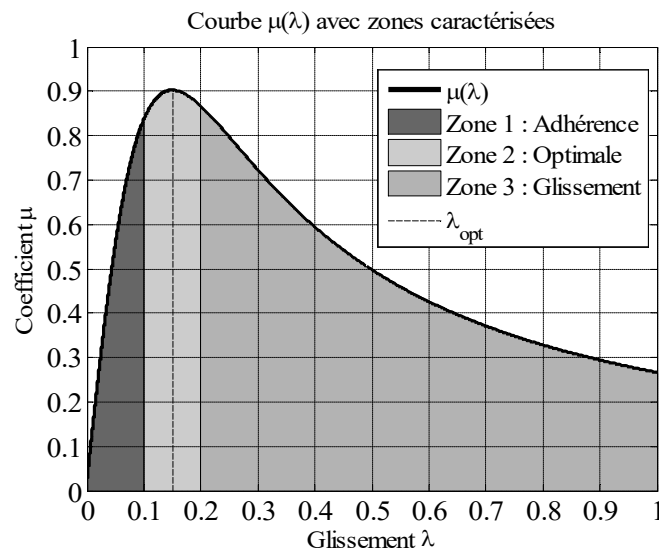
La figure 2.3 représente l'évolution du coefficient d'adhérence en fonction du glissement longitudinal pour différentes conditions de route. On observe que le coefficient d'adhérence augmente rapidement avec le glissement jusqu'à atteindre une valeur maximale correspondant au glissement optimal. Au-delà de ce point, toute augmentation du glissement entraîne une diminution de l'adhérence, traduisant l'apparition du phénomène de patinage. Par ailleurs, les conditions de surface influencent fortement cette relation : une route sèche permet d'atteindre des niveaux d'adhérence élevés, tandis qu'une surface mouillée ou verglacée réduit considérablement la capacité de transmission des forces. Cette caractéristique non linéaire justifie l'utilisation de stratégies de contrôle visant à maintenir le glissement autour de sa valeur optimale.

Cette figure montre :

- ✓ la non-linéarité du contact pneu-route ;
- ✓ l'existence d'un optimum ;
- ✓ la perte d'adhérence après saturation ;
- ✓ l'effet critique de la surface.

Figure 2.3 : Courbe μ - λ pour différentes conditions de route

2.5.1. Décomposition des zones de la courbe

Figure 2.4 : Courbe μ - λ avec zones caractérisées

Zone 1 : Faible glissement ($\lambda \approx 0 \rightarrow 0.05$)

Dans cette zone, correspondant à de faibles valeurs du glissement longitudinal, le coefficient d'adhérence μ augmente rapidement avec λ . Le contact pneu-route est alors dominé par un régime d'adhérence, caractérisé par l'absence de glissement relatif significatif entre la bande de roulement et la surface de la chaussée.

D'un point de vue physique, les éléments du pneu restent en contact quasi-statique avec la route et subissent principalement des déformations élastiques. Ces déformations permettent l'accumulation progressive des contraintes tangentielles au sein de l'empreinte de contact, ce qui conduit à une augmentation continue de la force longitudinale transmise. Ainsi, dans ce régime, le pneu « adhère » à la chaussée, assurant une transmission efficace et stable des efforts de traction ou de freinage.

Ce comportement correspond à une zone de fonctionnement stable, dans laquelle une augmentation du glissement entraîne une augmentation de la force longitudinale, ce qui est favorable au contrôle du véhicule.

- ✓ μ augmente rapidement
- ✓ régime **adhérence dominante**

Physiquement :

- le pneu colle à la route
- déformation élastique
- génération progressive de force

Zone 2 : Zone optimale ($\lambda \approx 0.1 - 0.2$)

Cette zone correspond au domaine dans lequel le coefficient d'adhérence μ atteint sa valeur maximale, notée $\mu = \mu_{\max}$. Elle est caractérisée par un équilibre optimal entre les mécanismes d'adhérence et de glissement au sein de l'empreinte de contact du pneu. À ce niveau de glissement, la capacité de transmission des efforts longitudinaux est maximale, ce qui se traduit par une force de traction (ou de freinage) optimale, donnée par :

$$F_x = \mu_{\max} \cdot F_z \quad (2.4)$$

Le point correspondant, défini par λ_{opt} , constitue une condition de fonctionnement idéale du système pneu-route. En effet, il permet d'exploiter au maximum les propriétés d'adhérence sans entrer dans un régime de glissement excessif susceptible de dégrader les performances.

Du point de vue du contrôle, cette zone revêt une importance majeure, car elle représente l'objectif principal des systèmes anti-patinage (Traction Control System – TCS). Ces systèmes visent à réguler le glissement longitudinal afin de maintenir λ au voisinage de λ_{opt} , garantissant ainsi une motricité maximale, une meilleure stabilité du véhicule et une utilisation optimale de l'adhérence disponible.

- ✓ μ atteint son maximum $\rightarrow \mu_{\max}$
- ✓ **traction maximale**

C'est le point le plus important : $\lambda = \lambda_{\text{opt}} \rightarrow$ objectif du contrôle anti-patinage (TCS)

Zone 3 : Zone de saturation ($\lambda > 0.2$)

Cette zone correspond au régime dans lequel le glissement longitudinal dépasse la valeur optimale. Elle est caractérisée par une diminution du coefficient d'adhérence avec l'augmentation du glissement, ce qui se traduit par la condition suivante :

$$\frac{d\mu}{d\lambda} < 0 \quad (2.5)$$

Dans ce domaine, le coefficient d'adhérence devient inférieur à sa valeur maximale :

$$\mu < \mu_{max} \quad (2.6)$$

et, par conséquent, la force longitudinale transmissible diminue :

$$F_x = \mu(\lambda) \cdot F_z \text{ avec } F_x < F_x^{max} \quad (2.7)$$

D'un point de vue physique, cette zone est dominée par le glissement. Les éléments de la bande de roulement ne restent plus en adhérence avec la chaussée, mais subissent un mouvement relatif important. Le pneu ne parvient plus à transmettre efficacement les efforts, car la majorité de l'empreinte de contact est en régime de glissement.

Cette situation engendre une dégradation significative des performances du véhicule. En effet, une augmentation du glissement conduit paradoxalement à une diminution de la force longitudinale, ce qui accentue encore le phénomène de patinage. Ce comportement peut être interprété à partir de la dynamique du système :

$$J \frac{d\omega}{dt} = C_m - C_r \quad (2.8)$$

Lorsque F_x diminue, la roue continue d'accélérer sous l'effet du couple moteur C_m , ce qui entraîne une augmentation supplémentaire du glissement :

$$\lambda = \frac{R\omega - V}{V} \quad (2.9)$$

Ce mécanisme conduit à un phénomène d'instabilité caractérisé par une amplification du glissement. En l'absence de contrôle, le système évolue vers un régime de patinage prononcé, pouvant être assimilé à la condition :

$$\lambda \rightarrow 1 \quad (2.10)$$

Du point de vue du contrôle, cette zone est à éviter, car elle correspond à une perte d'adhérence et à une dégradation de la stabilité du véhicule. Les systèmes anti-patinage (TCS) ont précisément pour objectif d'empêcher le fonctionnement dans ce domaine en régulant le couple moteur afin de ramener le glissement vers sa valeur optimale :

$$\lambda \rightarrow \lambda_{opt} \quad (2.11)$$

- ✓ μ diminue
- ✓ perte d'adhérence

Physiquement :

- le pneu glisse
- plus de transmission efficace

➔ patinage

2.5.2. Influence de la surface (3 courbes)

Route sèche	Route mouillée	Verglas / neige
• $\mu_{max} \approx 0.9$	• $\mu_{max} \approx 0.5$	• $\mu_{max} \approx 0.2$
• excellente adhérence	• adhérence réduite	• très faible adhérence
• zone stable large	• perte plus rapide	• zone instable très courte
comportement idéal	risque modéré de patinage	patinage très rapide

2.5.3. Point critique (très important)

Plus la route est glissante :

Surface	λ optimal
Sec	~ 0.15
Mouillé	~ 0.1
Verglas	~ 0.05

Donc :

- ✓ λ_{opt} diminue
- ✓ système devient plus sensible

L'analyse des courbes du coefficient d'adhérence $\mu(\lambda)$ met en évidence l'influence déterminante de l'état de la chaussée sur le comportement dynamique du contact pneu-route. Les trois conditions étudiées — route sèche, mouillée et verglacée — présentent des caractéristiques nettement distinctes, tant au niveau de l'adhérence maximale que de la stabilité du système.

1. Cas de la route sèche

Sur une route sèche, le coefficient d'adhérence atteint des valeurs élevées, généralement comprises entre $\mu_{\max} \approx 0.8$ et 1.0 .

Caractéristiques principales :

- Forte interaction entre le pneu et les aspérités de la chaussée
- Transmission efficace des efforts longitudinaux
- Zone d'adhérence dominante étendue
- Glissement optimal relativement élevé : $\lambda_{opt} \approx 0.1$ à 0.2

Conséquences :

- ✓ Excellente motricité
- ✓ Grande stabilité du véhicule
- ✓ Réponse progressive du système

2. Cas de la route mouillée

Sur une route mouillée, la présence d'un film d'eau réduit l'interaction directe entre le pneu et la chaussée.

Caractéristiques principales :

- Réduction du coefficient d'adhérence : $\mu_{\max} \approx 0.4$ à 0.6
- Diminution de la zone d'adhérence
- Transition plus rapide vers le glissement
- Glissement optimal plus faible : $\lambda_{opt} \approx 0.08$ à 0.12

Conséquences :

- ✓ Risque accru de patinage
- ✓ Réduction des performances de traction
- ✓ Sensibilité plus importante aux variations de couple

3. Cas du verglas (ou neige)

Sur une surface verglacée, l'adhérence est extrêmement faible en raison de la quasi-absence de contact direct entre le pneu et la route.

Caractéristiques principales :

- Très faible coefficient d'adhérence : $\mu_{\max} \approx 0.1$ à 0.2

- Zone d'adhérence quasi inexistante
- Passage immédiat au glissement
- Glissement optimal très faible : $\lambda_{opt} \approx 0.02$ à 0.05

Conséquences :

- ✓ Patinage très rapide
- ✓ Perte quasi totale de traction
- ✓ Instabilité importante

4. Analyse dynamique (point clé)

Lorsque $\lambda > \lambda_{opt}$:

$$\frac{d\mu}{d\lambda} < 0 \quad (2.12)$$

➡ Le système devient **instable**

- ✓ Sur route sèche → instabilité progressive
- ✓ Sur mouillé → instabilité rapide
- ✓ Sur verglas → instabilité immédiate

2.6. Modèle de Pacejka

Le modèle de Pacejka, également connu sous le nom de Magic Formula, est largement utilisé pour modéliser le comportement du pneu en dynamique du véhicule. Il permet d'ajuster avec précision les courbes expérimentales reliant la force longitudinale au glissement [1, 2].

$$F_x = D \sin(C \arctan(B\lambda - E(B\lambda - \arctan(B\lambda)))) \quad (2.13)$$

où B, C, D et E sont des paramètres ajustables permettant de représenter fidèlement les caractéristiques du pneu [1]. Le paramètre D correspond à l'amplitude maximale de la force, C contrôle la forme globale de la courbe, B influence la pente initiale, et E ajuste la courbure près du maximum.

La figure 2.5 illustre la forme typique de la courbe obtenue avec le modèle de Pacejka. Il constitue une référence en modélisation des pneus grâce à sa précision et sa flexibilité.

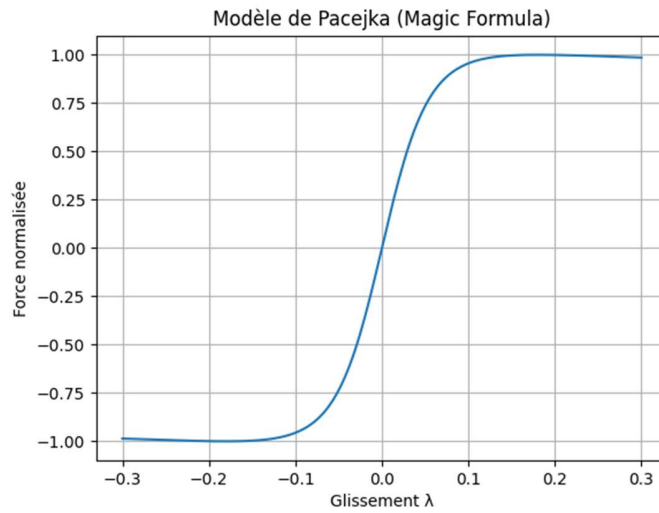


Figure 2.5 : Modèle de Pacejka

2.7. Modèle Brush

Le modèle Brush, ou modèle des brosses, représente le pneu comme un ensemble de brins élastiques en contact avec la route. Chaque brin (ou « brosse ») se déforme sous l'effet des efforts longitudinaux, permettant de modéliser finement la répartition des contraintes dans l'empreinte de contact. Ce modèle offre une interprétation physique claire du phénomène d'adhérence et de glissement et constitue une base importante pour l'analyse du contact pneu-route [1, 2].

2.7.1. Hypothèses du modèle

Le modèle Brush repose sur les hypothèses suivantes :

- Le pneu est modélisé comme un ensemble de brosses indépendantes réparties sur la longueur de l'empreinte de contact ;
- Chaque brosse se comporte comme un ressort élastique de raideur longitudinale constante ;
- Le contact peut être divisé en deux zones : une zone d'adhérence et une zone de glissement ;
- La transition entre ces zones dépend du niveau de glissement longitudinal λ .

2.7.2. Formulation mathématique

Dans la zone d'adhérence, la contrainte tangentielle est proportionnelle à la déformation élastique :

$$\tau(x) = k_t u(x) \quad (2.14)$$

où $\tau(x)$ est la contrainte tangentielle, k_t la raideur des brosses et $u(x)$ la déformation locale.

La force longitudinale totale est obtenue par intégration sur la longueur de contact :

$$F_X = \frac{\int_0^L \tau(x) dx}{1} \quad (2.15)$$

Dans la zone de glissement, la contrainte est limitée par la loi de frottement :

$$|\tau(x)| \leq \mu F_Z / L \quad (2.16)$$

2.7.3. Interprétation physique

Au début du contact, toutes les brosses sont en adhérence et se déforment progressivement. Lorsque la contrainte dépasse la limite d'adhérence, une partie des brosses entre en glissement. Ainsi, l'empreinte de contact est divisée en deux régions :

- Une zone d'adhérence (comportement élastique) ;
- Une zone de glissement (frottement cinétique).

Lorsque le glissement λ augmente, la zone de glissement s'étend progressivement, ce qui entraîne une diminution de la force longitudinale transmissible et l'apparition du patinage.

La figure 2.6 illustre la répartition des contraintes dans l'empreinte de contact, en distinguant les zones d'adhérence et de glissement.

Le modèle Brush offre une représentation physique intuitive du contact pneu-route en distinguant explicitement les zones d'adhérence et de glissement. Bien que simplifié, il permet de comprendre les mécanismes fondamentaux du patinage et constitue une base pour le développement de modèles plus avancés.

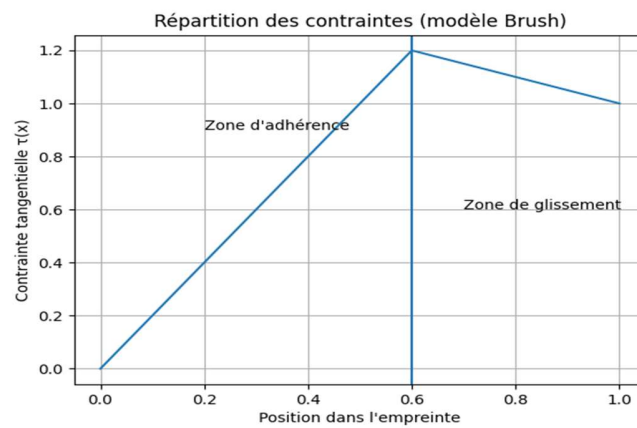


Figure 2.6 : Répartition des contraintes dans l'empreinte de contact

2.8. Modèle LuGre

Le modèle LuGre introduit une dynamique interne du frottement en représentant le contact pneu-route à l'aide d'un état interne. Il permet de modéliser les phénomènes de pré-glissement, d'hystérésis et les transitions dynamiques entre adhérence et glissement [5, 6].

2.8.1. Formulation mathématique

$$\dot{x} = v - \left(\frac{|v|}{g(v)} \right) x \quad (2.17)$$

$$F = \sigma^0 x + \sigma^1 \dot{x} + \sigma^2 v \quad (2.18)$$

où x est l'état interne représentant la déformation moyenne des aspérités, v la vitesse relative, et σ^0 , σ^1 , σ^2 des paramètres du modèle.

$$g(v) = \mu_c + (\mu_s - \mu_c) e^{\left\{ -\left(\frac{v}{v_s} \right)^2 \right\}} \quad (2.19)$$

2.8.2. Interprétation physique

Le modèle LuGre décrit le frottement comme la déformation d'un ensemble de micro-contacts, Figure 2.7. À faible vitesse, les micro-contacts se déforment (pré-glissement). À vitesse élevée, ils glissent, ce qui génère un comportement non linéaire et hystérétique.

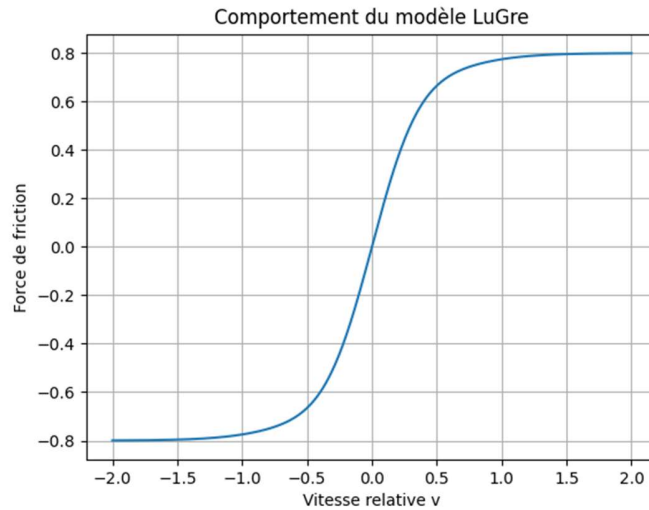


Figure 2.7 : Comportement du modèle LuGre

Le modèle LuGre permet une description dynamique du frottement et capture les effets transitoires absents des modèles statiques. Il est particulièrement adapté pour le contrôle avancé.

2.9. Dynamique longitudinale du véhicule

La dynamique longitudinale du véhicule est décrite par deux équations fondamentales reliant la rotation des roues et le mouvement du véhicule [1, 2].

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_m - R F_x \quad (2.20)$$

$$m \frac{dV}{dt} = \Sigma F_x \quad (2.21)$$

où J est l'inertie de la roue, ω la vitesse angulaire, T_m le couple moteur, R le rayon de la roue, F_x la force longitudinale et m la masse du véhicule.

2.9.1. Cas de la traction

En phase d'accélération, la vitesse périphérique de la roue devient supérieure à celle du véhicule, ce qui entraîne un glissement positif ($\lambda > 0$). Si le couple moteur dépasse la capacité d'adhérence, les roues patinent, ce qui réduit la force transmissible et peut dégrader la stabilité [2].

2.9.2. Cas du freinage

En phase de freinage, la vitesse des roues est inférieure à celle du véhicule, ce qui correspond à un glissement négatif ($\lambda < 0$). Un glissement excessif peut entraîner le blocage des roues, réduisant la capacité de contrôle du véhicule [3].

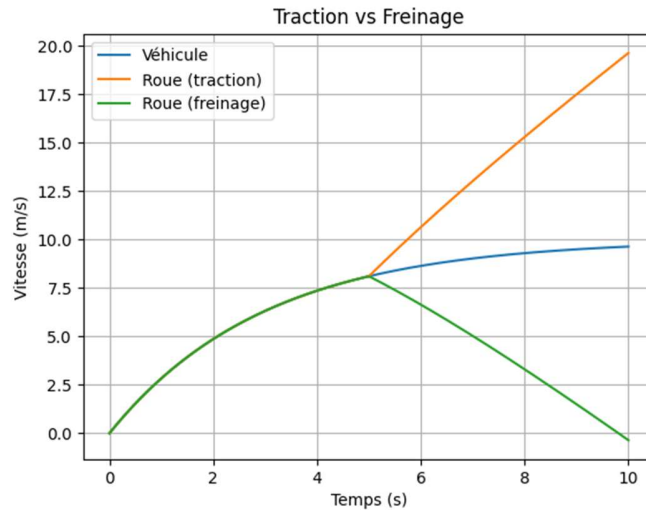


Figure 2.8 : Freinage vs traction

2.9.3. Influence de la surface de la route

Le coefficient d'adhérence μ dépend fortement de l'état de la surface (sec, mouillé, neige, verglas). Cette influence modifie directement la capacité de transmission des forces longitudinales.

$$F_x = \mu(\lambda) \cdot F_z \quad (2.22)$$

où F_x représente la force longitudinale, $\mu(\lambda)$ le coefficient d'adhérence dépendant du glissement λ , et F_z la charge normale.

Analyse des surfaces

Route sèche : $\mu \approx 0.8 - 1.0 \rightarrow$ forte adhérence.

Route mouillée : $\mu \approx 0.4 - 0.6 \rightarrow$ adhérence réduite.

Neige : $\mu \approx 0.2 - 0.3 \rightarrow$ faible adhérence.

Verglas : $\mu \approx 0.05 - 0.2 \rightarrow$ adhérence très faible.

La surface de la route influence fortement la dynamique du véhicule et nécessite des stratégies de contrôle adaptées.

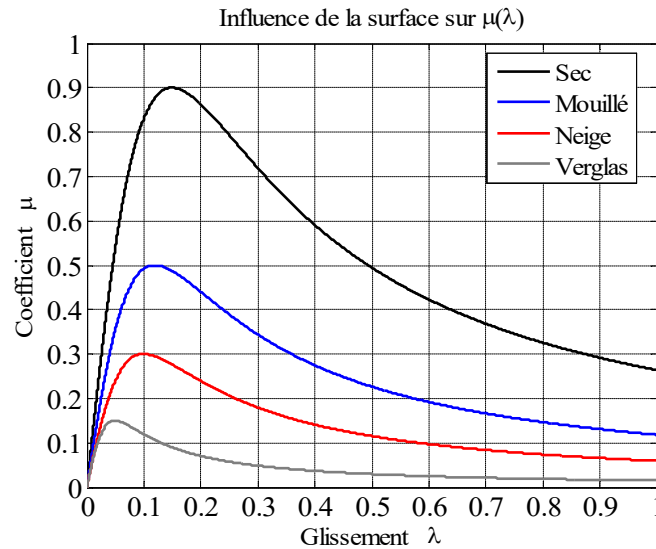


Figure 2.9 : Influence de la surface sur la Courbe μ - λ

2.10. Effets dynamiques et instabilité

Le système est non linéaire et peut devenir instable lorsque λ dépasse λ_{opt} . Lorsque le glissement longitudinal dépasse la valeur optimale, la pente de la courbe d'adhérence devient négative, ce qui signifie qu'une augmentation du glissement entraîne une diminution de la force transmissible.

Ce comportement engendre une instabilité dynamique caractérisée par un effet d'amplification du glissement. En effet, la réduction de la force longitudinale limite l'accélération du véhicule, tandis que la vitesse de rotation de la roue continue d'augmenter sous l'effet du couple moteur, ce qui accentue davantage le glissement. Ce phénomène justifie l'utilisation de stratégies de contrôle anti-patinage visant à maintenir le glissement autour de sa valeur optimale.

2.11. Importance du contrôle du glissement - Application aux véhicules électriques

Le contrôle du glissement longitudinal constitue un élément fondamental dans la dynamique et la sécurité des véhicules modernes. Il vise à réguler la différence entre la vitesse périphérique des roues et la vitesse réelle du véhicule afin de maintenir un niveau optimal d'adhérence entre le pneumatique et la chaussée. En effet, la force de traction transmise par la roue dépend directement du taux de glissement λ , dont la valeur optimale permet d'exploiter au mieux le coefficient d'adhérence pneu-route sans provoquer de perte de stabilité ni de patinage excessif.

Dans les véhicules conventionnels comme dans les véhicules électriques, le glissement excessif des roues motrices peut entraîner une dégradation importante des performances dynamiques, notamment lors des phases d'accélération, de freinage ou de circulation sur des chaussées à faible adhérence (route mouillée, verglacée ou enneigée). Un glissement mal maîtrisé provoque une diminution de la motricité, une augmentation des distances de freinage, une usure prématurée des pneumatiques ainsi qu'une perte de stabilité directionnelle pouvant compromettre la sécurité du véhicule et de ses occupants.

L'importance du contrôle du glissement devient encore plus marquée dans le cas des véhicules électriques. Grâce à leurs moteurs électriques à réponse rapide et à couple instantané élevé, ces véhicules présentent des performances dynamiques supérieures, mais également une plus grande sensibilité au patinage des roues, particulièrement lors des démarrages brusques ou des variations rapides du couple moteur. Par conséquent, un système de contrôle performant est indispensable pour limiter le glissement et assurer une exploitation optimale du couple électrique disponible.

De plus, le contrôle du glissement joue un rôle essentiel dans plusieurs systèmes avancés d'assistance à la conduite, tels que le système antipatinage (TCS), le système antiblocage des roues (ABS) et le contrôle électronique de stabilité (ESP). Dans les véhicules électriques intelligents et autonomes, il constitue également une composante essentielle des stratégies globales de commande dynamique du véhicule.

Ainsi, le contrôle du glissement longitudinal représente aujourd'hui un enjeu majeur dans le développement des véhicules électriques modernes, car il contribue directement à l'amélioration de la sécurité, de la stabilité, des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique du système de propulsion.

2.12. Problématique sans contrôle

2.12.1. Problématique en l'absence de contrôle du glissement

En l'absence de toute stratégie de régulation, le couple moteur est appliqué directement aux roues sans prise en compte de l'état d'adhérence pneu-route. Dans ces conditions, le glissement longitudinal peut rapidement dépasser sa valeur optimale, définie par $\lambda = \lambda_{opt}$, correspondant au maximum du coefficient d'adhérence.

Le comportement dynamique du système est régi par les équations suivantes :

$$J \frac{d\omega}{dt} = C_m - R F_x \quad (2.23)$$

$$m \frac{dV}{dt} = \Sigma F_x \quad (2.24)$$

Lorsque le glissement devient supérieur à la valeur optimale, soit $> \lambda_{opt}$, la pente de la courbe d'adhérence devient négative :

$$\frac{d\mu}{d\lambda} < 0 \quad (2.25)$$

Dans ce régime, une augmentation du glissement entraîne une diminution du coefficient d'adhérence, ce qui provoque une réduction de la force longitudinale : $F_x \downarrow$

Par conséquent, la vitesse de rotation de la roue augmente : $\omega \uparrow$

ce qui engendre une augmentation supplémentaire du glissement : $\lambda \uparrow$

Ce mécanisme conduit à un phénomène d'amplification du glissement, caractéristique d'un comportement instable. En l'absence de régulation, le système évolue ainsi vers un régime de patinage, entraînant une perte d'adhérence, une dégradation des performances de traction et une diminution de la stabilité du véhicule.

Sans régulation :

- le couple moteur est appliqué directement
- le glissement peut dépasser λ_{opt}

Conséquence dynamique :

Si $\lambda > \lambda_{opt}$:

$$\frac{d\mu}{d\lambda} < 0 \quad (2.26)$$

donc : $F_x \downarrow$; $\omega \uparrow$; $\lambda \uparrow$

➡ **instabilité + patinage**

2.13. Spécificités des véhicules électriques

Les VE présentent des caractéristiques uniques :

1. Couple instantané

- pas de délai (contrairement aux moteurs thermiques)
- risque élevé de patinage

2. Commande indépendante des roues

- moteurs multiples (4WD électrique)
- contrôle individuel possible

3. Précision de commande

- commande électronique rapide
- possibilité de régulation en temps réel

Cela permet :

- ✓ implémentation de **contrôle avancé (TCS)**
- ✓ optimisation dynamique de l'adhérence

Résultat :

- ✓ stabilisation du glissement
- ✓ suppression du patinage
- ✓ amélioration de la traction

Le système de contrôle anti-patinage ajuste dynamiquement le couple moteur en fonction du glissement longitudinal afin de maintenir ce dernier autour d'une valeur optimale. Cette régulation permet d'éviter la perte d'adhérence associée à un glissement excessif et d'assurer une transmission maximale de la force longitudinale. Les résultats de simulation montrent que l'introduction du TCS stabilise efficacement le système et supprime le phénomène de patinage, même en présence de variations des conditions d'adhérence.

2.14. Avantages du contrôle du glissement dans les VE

➤ Performance

- maximisation de la force de traction

➤ Sécurité

- évite :
 - patinage (traction)
 - blocage (freinage)

➤ **Stabilité**

- réduction des oscillations
- comportement prévisible

➤ **Efficacité énergétique**

- moins de pertes par glissement
- meilleure utilisation de l'énergie

2.15. Conclusion

Dans ce chapitre, une étude détaillée du contact pneu-route en dynamique longitudinale a été présentée dans le contexte des véhicules électriques. L'analyse a montré que l'adhérence entre le pneu et la chaussée joue un rôle essentiel dans la transmission des forces de traction et de freinage. Le phénomène de glissement longitudinal a été étudié à travers la courbe caractéristique $\mu-\lambda$, mettant en évidence l'existence d'un glissement optimal garantissant une adhérence maximale. Les différentes zones de fonctionnement du pneu ainsi que l'influence des conditions de la route sur les performances du véhicule ont également été analysées. Plusieurs modèles d'adhérence, notamment Pacejka, Brush et LuGre, ont été présentés afin de décrire le comportement non linéaire du contact pneu-route. L'étude de la dynamique longitudinale a permis de relier le couple moteur, la rotation des roues et le déplacement du véhicule en traction et en freinage. Les résultats ont montré que les véhicules électriques sont particulièrement sensibles au patinage en raison de la rapidité de réponse des moteurs électriques. Ainsi, le contrôle du glissement apparaît indispensable pour garantir la stabilité, la sécurité, les performances de traction et l'efficacité énergétique du véhicule. Ce chapitre constitue donc une base fondamentale pour le développement des stratégies de contrôle anti-patinage présentées dans la suite du travail.

Références bibliographiques

- [1] H. Pacejka, *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
- [2] R. Rajamani, "Longitudinal vehicle dynamics," in *Vehicle dynamics and control*: Springer, 2011, pp. 87-111.
- [3] T. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE international, 2021.
- [4] U. Kiencke and L. Nielsen, "Automotive Control Systems, Springer," ed: Germany, 2005.
- [5] C. Canudas de Wit, R. Horowitz, and P. Tsiotras, "Model-based observers for tire/road contact friction prediction," in *New Directions in nonlinear observer design*: Springer, 2007, pp. 23-42.
- [6] H. Olsson, K. J. Åström, C. C. De Wit, M. Gäfvert, and P. J. E. J. C. Lischinsky, "Friction models and friction compensation," vol. 4, no. 3, pp. 176-195, 1998.

Chapitre 3

Stabilité dynamique des véhicules électriques en conditions de faible adhérence à l'aide des systèmes de contrôle anti-patinage

Résumé

Ce chapitre traite de la problématique de la stabilité dynamique des véhicules électriques en conditions de faible adhérence, en mettant l'accent sur le phénomène de glissement des roues. La perte d'adhérence constitue une perturbation majeure affectant les performances de la chaîne de traction et la stabilité du véhicule.

Afin de pallier ce problème, une stratégie de contrôle anti-patinage basée sur la logique floue est proposée. Cette approche vise à réguler le glissement longitudinal autour de sa valeur optimale afin d'assurer une transmission efficace des efforts et d'améliorer la stabilité du système.

Un modèle de simulation de la chaîne de traction électrique a été développé pour évaluer le comportement du système face à des variations de l'état de la route. Les résultats obtenus montrent que le contrôleur à logique floue permet de réduire efficacement le glissement et de stabiliser les vitesses des roues motrices, même en présence de conditions d'adhérence variables.

Ainsi, cette approche contribue à l'amélioration des performances dynamiques et de la sécurité des véhicules électriques.

3.1. Introduction

Le contrôle d'un véhicule électrique repose principalement sur la gestion de sa chaîne de traction, qui regroupe l'ensemble des composants assurant la conversion de l'énergie électrique en énergie mécanique nécessaire au déplacement du véhicule. Cette chaîne comprend notamment les moteurs électriques, les convertisseurs de puissance (onduleurs), les transmissions mécaniques et les roues en contact direct avec la chaussée.

Dans les architectures modernes, en particulier celles intégrant des moteurs-roues, le contrôle est réalisé de manière décentralisée, chaque roue étant entraînée par un moteur indépendant. Cette configuration permet une gestion fine du couple électromagnétique, de la vitesse de rotation et de la position angulaire, à travers des stratégies de commande avancées telles que la commande vectorielle, le

contrôle direct du couple (DTC) ou encore les approches intelligentes. Elle contribue ainsi à améliorer les performances dynamiques, la sécurité et l'efficacité énergétique du véhicule [1-3].

Le pilotage des moteurs-roues repose sur des algorithmes de commande embarqués dans les unités électroniques de contrôle (ECU), capables de traiter en temps réel les informations issues de différents capteurs (vitesse, courant, position, température, état d'adhérence). Cette approche permet une répartition optimale du couple entre les roues et une adaptation dynamique aux conditions de fonctionnement du véhicule. Elle offre également des possibilités avancées de contrôle longitudinal (accélération et freinage), ainsi que des fonctions telles que la gestion de l'adhérence, la vectorisation du couple et l'optimisation de la consommation énergétique [3-5].

Contrairement aux moteurs thermiques, les moteurs électriques présentent l'avantage majeur de fournir un couple instantané et facilement contrôlable via le courant. Cette propriété permet de mettre en œuvre des stratégies de régulation rapides et précises, particulièrement adaptées aux systèmes de contrôle anti-patinage. Ainsi, la maîtrise du couple moteur permet d'agir directement sur la dynamique des roues afin de limiter le glissement et de maintenir un fonctionnement optimal du système de traction [6, 7].

Cependant, l'un des défis majeurs des systèmes de traction électrique réside dans la perte d'adhérence entre le pneu et la route. Ce phénomène constitue une perturbation mécanique importante, susceptible de dégrader la stabilité du véhicule et ses performances. Il survient généralement dans des conditions de faible adhérence telles que les routes mouillées, enneigées ou verglacées, mais également lors de fortes accélérations, de freinages brusques ou d'une répartition inégale des charges sur les roues [8, 9].

La perte d'adhérence entraîne des conséquences significatives sur le comportement du système, notamment une diminution de l'efficacité de transmission de l'énergie, des fluctuations du couple et de la vitesse des roues, ainsi que l'apparition de vibrations et de contraintes mécaniques pouvant endommager les composants. De plus, elle perturbe les signaux de mesure utilisés par les systèmes de commande, ce qui peut compromettre la stabilité globale du véhicule.

Face à ces enjeux, l'utilisation de stratégies de commande robustes devient indispensable. Dans ce travail, une approche basée sur la logique floue est proposée pour assurer la fonction anti-patinage. Appliquée au contrôle longitudinal du véhicule, cette méthode permet de réguler le glissement des roues de manière adaptative, en tenant compte des incertitudes et des variations des conditions d'adhérence, contribuant ainsi à améliorer la stabilité dynamique et la sécurité du véhicule électrique.

3.2. Principe de la perturbation mécanique due à la perte d'adhérence dans un système de traction électrique

Au début, le système de traction proposé dans ce travail est composé de deux moteurs synchrones à aimants permanents, alimentés par un onduleur de tensions triphasées, et entraînant les deux roues arrières d'un véhicule via un réducteur (Figure 3.1). L'objectif de la structure est de reproduire au moins le comportement d'un différentiel mécanique en y ajoutant une fonction de sécurité anti-patinage, Figure 3.1.

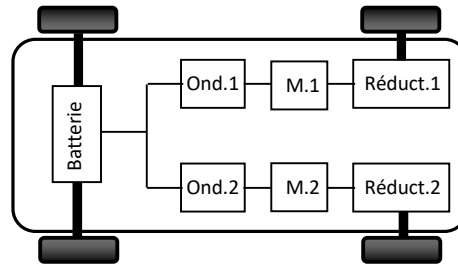


Figure 3.1 : Synoptique du système de traction proposé

3.2.1 Modélisation de la transmission mécanique d'un VE

3.3.2.1 Modélisation du contact roue-route

L'expression de la force longitudinale d'interaction roue-sol (Figure 3.2)) est donnée par :

$$F_t = \mu N \quad (3.1)$$

où N désigne la réaction du sol sur la roue et μ le coefficient d'adhésion. Ce coefficient est fonction de plusieurs facteurs. Il dépend en particulier du glissement λ et des caractéristiques du contact roue-route (de la pression et la surface, ainsi que du type de pneu, de l'humidité de la route).

La non-linéarité principale affectant la stabilité du véhicule est la fonction d'adhérence donnée par l'équation (3.1) et représentée par la Figure 3.2.

On modélise, sous la forme d'un GIC (Figure 3.3-a) et d'une REM (Figure 3.3-b), la conversion mécanique induite par le contact roue-route.

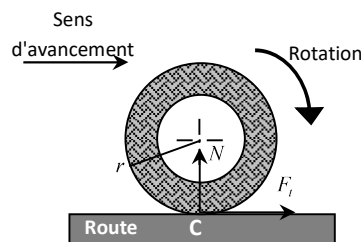


Figure 3.2 : Bilan des forces appliquées à la roue

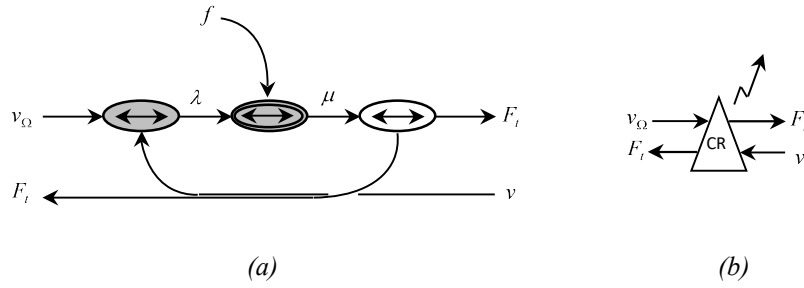


Figure 3.3 : Modélisation du contact roue-route : (a) GIC et (b) REM

3.3.2.2 Modélisation de la transmission réducteur-roue

De manière très classique on modélise la transmission réducteur-roue par les équations (3.2) et (3.3) où r et k_{red} désignent respectivement le rayon de la roue et le rapport de transformation du réducteur :

$$\begin{cases} v_{\Omega} = r\Omega \\ C_r = rF_t \end{cases} \quad (3.2)$$

$$\begin{cases} \Omega = k_{red}\Omega_m \\ C_{rm} = k_{red}C_r \end{cases} \quad (3.3)$$

où C_r et C_{rm} désignent respectivement le couple résistant ramené sur l'arbre de la roue et le couple résistant ramené sur l'arbre moteur. Le GIC et la REM de cette transmission sont donnés Figure 5.9.

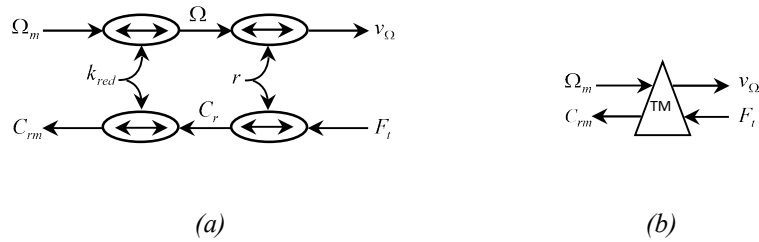


Figure 2.4 : Modélisation de la transmission mécanique: (a) GIC et (b) REM

3.3.2.3 Modélisation du couplage mécanique

La modélisation des phénomènes liés au contact roue-route nous permet de séparer les accumulateurs d'énergie du processus de part et d'autre du point de contact entre la roue et la route. Les accumulateurs d'énergie sont représentés par les moments d'inertie des éléments en rotation ramenés et totalisés sous la forme d'une inertie J_{Ω} sur l'axe moteur d'une part, et par la masse M du véhicule d'autre part.

- pour chaque moteur en globalisant les inerties des pièces de la transmission en rotation :

$$J_{\Omega} \frac{d\Omega_m}{dt} = C_m - C_{rm} - f\Omega_m \quad (3.4)$$

avec :

$$J_{\Omega} = J_m + J_v k_{red}^2 \quad (3.5)$$

J_m est l'inertie du moteur

$J_v = Mr^2$ est l'inertie du véhicule

- pour le véhicule en considérant la contribution de chaque roue à l'avancement du VE :

$$M \frac{dv}{dt} = F_{t1} + F_{t2} - F_r \quad (3.6)$$

La masse du véhicule est un élément d'accumulation dont la variable d'état est la vitesse v induite par la force globale de traction ($F_{t1} + F_{t2}$) et celle de résistance à l'avancement F_r .

3.2 Phénomène de patinage

Dans un système de traction électrique, l'objectif principal est d'assurer une conversion efficace de l'énergie électrique en énergie mécanique afin de propulser le véhicule. Ce processus repose sur une chaîne de traction comprenant des éléments tels que les moteurs électriques, les transmissions mécaniques, les arbres de transmission et, surtout, les roues qui assurent le contact direct avec la surface de la route.

L'un des défis majeurs de ce système réside dans la perte d'adhérence d'une roue, qui constitue la principale perturbation mécanique susceptible d'affecter la stabilité et les performances de l'ensemble du système.

a. Nature de la perte d'adhérence

La perte d'adhérence se produit lorsqu'il existe un glissement entre la roue motrice et la surface de la route. Ce phénomène survient principalement dans les situations suivantes :

- Surfaces glissantes (pluie, neige, verglas)
- Accélérations brusques ou freinages intenses
- Répartition inégale de la charge sur les roues
- Mauvais état des pneus ou pression inadéquate

b. Conséquences sur la chaîne de traction

Lorsque la roue perd son adhérence, plusieurs perturbations apparaissent dans la chaîne de traction :

- **Perturbation du couple transmis** : Le couple fourni par le moteur électrique n'est plus efficacement converti en force de propulsion. Une partie de l'énergie est dissipée sous forme de glissement, ce qui réduit le rendement énergétique du système.
- **Déséquilibre mécanique** : Le glissement d'une roue entraîne des variations brusques du couple et des vitesses de rotation au sein des composants de transmission. Cela génère des vibrations, des chocs mécaniques et peut provoquer une dégradation progressive des éléments mécaniques.
- **Réactions en chaîne dans le système de commande** : Les systèmes de commande (commande vectorielle, DTC, etc.) reçoivent des informations erronées (vitesse incorrecte, couple mal estimé), ce qui peut conduire à des actions de correction inadaptées (surcompensation, oscillations, instabilité du système).
- **Échauffement anormal des composants** : Un glissement prolongé peut provoquer une élévation de température des moteurs et des organes de transmission (embrayage, différentiel, etc.), accélérant ainsi leur usure.

3.2.1 Description du phénomène de patinage

Dans un système de traction électrique, la perte d'adhérence d'une roue motrice, communément appelée patinage, constitue l'une des perturbations mécaniques les plus critiques. Ce phénomène apparaît lorsqu'une roue motrice glisse par rapport à la surface de la route, généralement à la suite d'une diminution brusque de la capacité d'adhérence de la chaussée, par exemple lors du passage d'une surface sèche à une surface mouillée ou verglacée.

La perte d'adhérence entraîne un déséquilibre dans la transmission des efforts de traction entre les roues, perturbant ainsi le fonctionnement global de la chaîne de traction. En effet, la force longitudinale transmise au sol par la roue affectée devient insuffisante, ce qui se traduit par une variation brutale de la fonction d'adhérence $\mu(\lambda)$.

Sous l'effet d'un couple moteur maintenu constant, et en raison de la chute du couple résistant lié à l'adhérence, la roue concernée subit une **accélération excessive de sa vitesse de rotation, conduisant à une augmentation rapide du glissement**.

3.2.2 Mise en évidence par simulation

Dans le cadre de cette étude, le phénomène de patinage est analysé à travers une simulation numérique. Le véhicule considéré est équipé de quatre moteurs indépendants intégrés aux roues, pilotés par une stratégie de commande directe du couple (Direct Torque Control – DTC).

L'expérience de simulation consiste à appliquer un couple constant de 25 N·m à chaque roue. À l'instant $t=5$ s, la roue avant gauche (roue 1, moteur 1) est soumise à une transition brutale d'une surface sèche vers une surface mouillée, alors que le véhicule est en phase d'accélération.

Suite à cette perte d'adhérence, on observe une **divergence de la vitesse de rotation** de la roue perturbée par rapport aux autres roues ou à la vitesse du véhicule. La roue affectée entre dans un régime

de sur-accélération, puisque le moteur continue de fournir le couple imposé malgré la diminution du couple résistant dû à l'adhérence.

3.2.3 Analyse dynamique du phénomène

Le comportement dynamique de la roue peut être décrit par l'équation suivante :

$$J \left(\frac{d\omega}{dt} \right) = C_m - R \cdot F_x \quad (3.7)$$

Lorsque l'adhérence diminue :

- la force longitudinale F_x diminue
- le couple résistant chute
- la vitesse de rotation ω augmente

Le glissement longitudinal, défini par :

$$\lambda = \frac{(R\omega - V)}{V} \quad (3.8)$$

augmente alors rapidement, traduisant l'entrée du système dans un régime de patinage.

3.2.4 Conséquences du patinage sur la stabilité du véhicule

Le phénomène de patinage entraîne deux conséquences majeures susceptibles de compromettre la stabilité du véhicule :

a. Déséquilibre des forces de traction

La perte d'adhérence d'une roue provoque une rupture dans la répartition symétrique des efforts de propulsion entre les roues. Ce déséquilibre peut entraîner :

- une dérive de la trajectoire
- un transfert de charge non maîtrisé
- une dégradation du comportement longitudinal du véhicule

b. Réduction des forces latérales

L'augmentation du glissement réduit la capacité du pneu à générer des forces latérales nécessaires au maintien de la trajectoire, notamment en virage ou lors de manœuvres dynamiques.

Cela se traduit par :

- une diminution de la stabilité directionnelle
- un risque accru de perte de contrôle, particulièrement sur des surfaces à faible adhérence

3.2.5 Analyse des résultats de simulation – Phénomène de patinage

Les résultats de simulation présentés permettent de mettre en évidence le comportement dynamique d'un véhicule électrique soumis à une perte d'adhérence sur l'une de ses roues motrices. L'analyse est

basée sur six grandeurs physiques fondamentales : les vitesses linéaires, les vitesses de rotation, le glissement, le coefficient d'adhérence, les forces de traction et le couple résistant.

(a) Vitesse linéaire du véhicule et des roues

La figure 3.4 (a) montre l'évolution des vitesses linéaires du véhicule et des roues. Durant la phase initiale ($0 \text{ s} \leq t \leq 5 \text{ s}$), les vitesses des roues coïncident parfaitement avec celle du véhicule, ce qui traduit un régime d'adhérence caractérisé par une absence de glissement significatif. Cependant, à partir de $t=5 \text{ s}$, une divergence nette apparaît : la roue 1 (perturbée) voit sa vitesse augmenter rapidement, tandis que la vitesse du véhicule évolue plus lentement. Cette différence indique un découplage entre la roue et le véhicule, caractéristique du phénomène de patinage.

(b) Vitesse de rotation des roues

La figure 3.4 (b) met en évidence l'évolution des vitesses angulaires des roues. Avant la perturbation, les deux roues présentent des vitesses similaires, confirmant un fonctionnement symétrique. Après $t=5 \text{ s}$, la vitesse de rotation de la roue 1 augmente de manière significative, contrairement à la roue 2 qui suit une évolution normale. Cette augmentation rapide est due à la diminution du couple résistant liée à la perte d'adhérence, ce qui entraîne une accélération excessive de la roue perturbée.

(c) Glissement des roues

La figure 3.4 (c) illustre l'évolution du glissement longitudinal. Avant la transition, le glissement est quasi nul pour les deux roues, traduisant une adhérence optimale. Après la perturbation, le glissement de la roue 1 augmente fortement pour atteindre des valeurs élevées, indiquant un régime de patinage sévère. En revanche, la roue 2 conserve un glissement faible, confirmant que la perte d'adhérence est localisée. Cette figure met clairement en évidence l'apparition du phénomène de patinage.

(d) Coefficient d'adhérence

La figure 3.4 (d) montre l'évolution du coefficient d'adhérence. Avant $t=5 \text{ s}$, les deux roues présentent des coefficients similaires correspondant à une surface sèche. Après la transition, le coefficient d'adhérence de la roue 1 chute brutalement, traduisant le passage à une surface à faible adhérence. Cette diminution explique directement l'augmentation du glissement observée précédemment, conformément au comportement non linéaire de la relation $\mu(\lambda)$.

(e) Forces de traction

La figure 3.4 (e) représente les forces longitudinales transmises par les roues. Avant la perturbation, les forces sont équilibrées entre les deux roues, assurant une propulsion stable. Après la perte d'adhérence, la force de traction de la roue 1 chute significativement, tandis que celle de la roue 2 reste

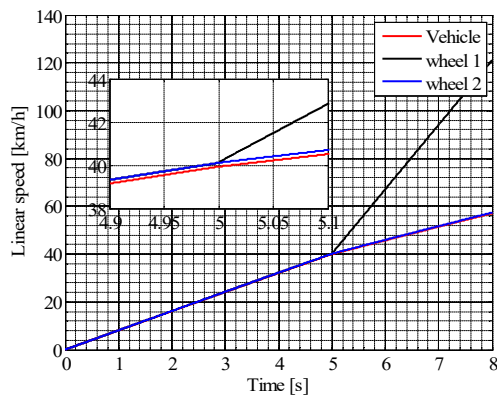
élevée. Ce déséquilibre des forces de traction entraîne une dégradation des performances longitudinales du véhicule et peut engendrer des perturbations de trajectoire.

(f) Couple résistant

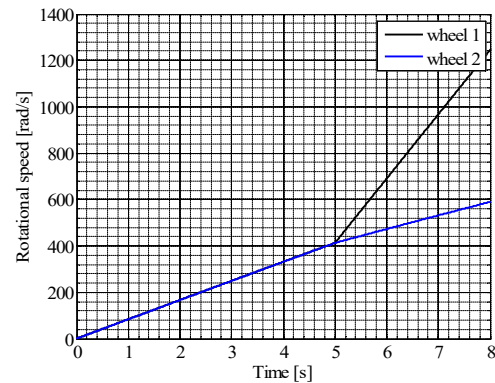
La figure 3.4 (f) présente l'évolution du couple résistant appliqué aux roues. Avant la transition, les deux roues sont soumises à un couple similaire. Après $t=5s$, le couple résistant de la roue 1 diminue fortement en raison de la perte d'adhérence, tandis que celui de la roue 2 reste inchangé. Cette réduction du couple résistant explique l'augmentation rapide de la vitesse de rotation de la roue perturbée, conformément à la dynamique :

$$J \left(\frac{d\omega}{dt} \right) = C_m - R \cdot F_x \quad (3.9)$$

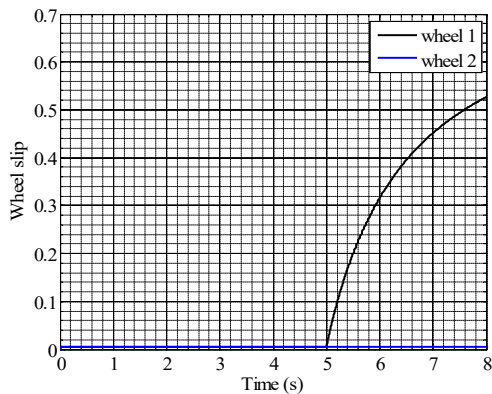
L'ensemble des résultats met clairement en évidence le mécanisme du patinage : la perte d'adhérence entraîne une diminution de la force de traction et du couple résistant, ce qui provoque une augmentation incontrôlée de la vitesse de rotation de la roue et du glissement. Ce phénomène engendre un déséquilibre des forces de traction et une dégradation de la stabilité dynamique du véhicule. Ces observations confirment la nécessité d'un système de contrôle anti-patinage capable de réguler le glissement et de maintenir le fonctionnement du système dans une zone optimale d'adhérence.



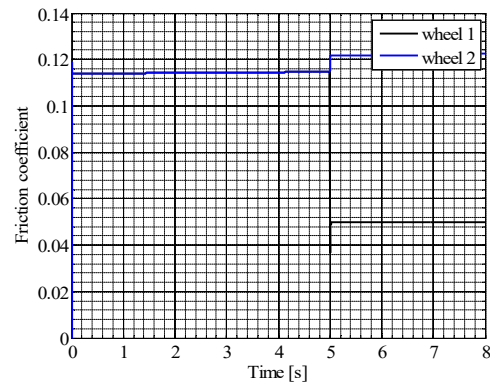
(a) Vitesse linéaire du véhicule et des roues



(b) Vitesse de rotation des roues



(c) Glissement des roues



(d) Coefficient d'adhérence

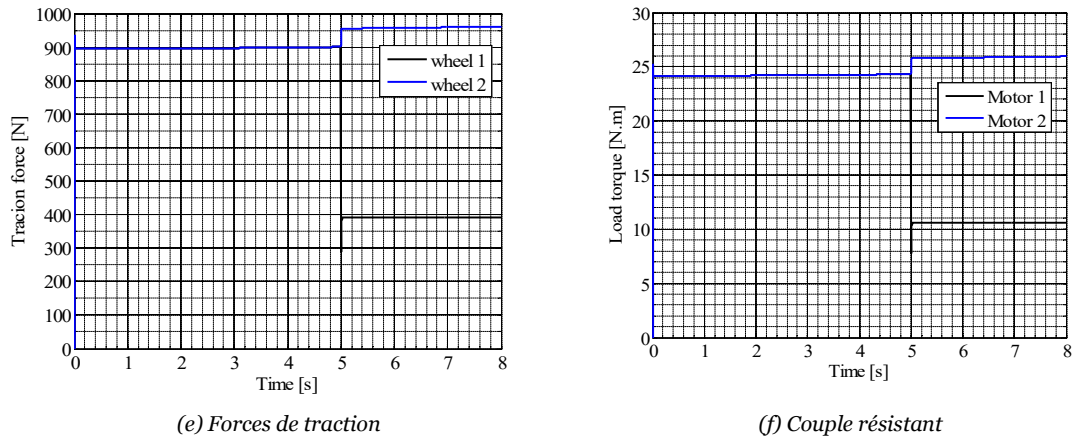


Figure 3.4 : Résultats de Simulation–Phénomène de patinage

Ainsi, bien que le patinage soit initialement un phénomène localisé au niveau d'une seule roue, ses effets se propagent à l'ensemble du véhicule, affectant profondément son comportement dynamique global.

Ce constat met en évidence la nécessité de développer des stratégies de commande avancées capables de :

- détecter rapidement la perte d'adhérence
- réguler le glissement des roues
- redistribuer le couple de manière optimale

Dans ce contexte, les approches intelligentes, telles que la logique floue, apparaissent particulièrement adaptées pour traiter la non-linéarité du phénomène et assurer une réponse robuste face aux variations des conditions de la route.

Le phénomène de patinage constitue une perturbation critique dans les systèmes de traction électrique. Sa compréhension approfondie et sa modélisation sont essentielles pour la conception de systèmes de contrôle anti-patinage performants, capables de garantir la stabilité, la sécurité et l'efficacité énergétique du véhicule en conditions de faible adhérence.

3.3 Contrôle d'anti-patinage basé sur la logique floue

Les modèles statiques de type frottement–glissement figurent parmi les approches les plus couramment utilisées pour la simulation de la dynamique longitudinale des véhicules, comme illustré à la Figure 3.5 [1, 2]. Ces modèles décrivent la relation non linéaire entre le coefficient d'adhérence μ et le glissement longitudinal λ , qui constitue un élément clé dans l'analyse du contact pneu–route et dans la modélisation des performances de traction [3, 6].

En effet, pour de faibles valeurs du glissement, la relation $\mu(\lambda)$ est approximativement linéaire, ce qui correspond à une zone d'adhérence dominante où le pneu adhère efficacement à la surface de la route. Dans cette région, une augmentation du glissement entraîne une augmentation proportionnelle de la force de traction. Lorsque le glissement augmente davantage, le coefficient d'adhérence atteint une valeur maximale $\mu_{\max}$, définissant ainsi une zone optimale de fonctionnement du système [10]. Cette zone correspond généralement à un glissement de l'ordre de $\lambda \approx 0.1$ soit environ 10 %, où la capacité de transmission des efforts longitudinaux est maximale.

Au-delà de cette valeur optimale, le système entre dans une région non linéaire décroissante, parfois qualifiée de zone de saturation ou de dégradation thermique, dans laquelle le coefficient d'adhérence diminue avec l'augmentation du glissement. Dans ce régime, la roue ne parvient plus à transmettre efficacement les efforts au sol, ce qui conduit à une perte d'adhérence et à l'apparition du phénomène de patinage [6] [10].

Dans le cas des surfaces à faible adhérence (routes mouillées, enneigées ou verglacées), l'application d'un couple moteur excessif entraîne une augmentation rapide du glissement. Cette situation provoque un déplacement du point de fonctionnement vers la région instable de la caractéristique $\mu(\lambda)$, où la force de traction diminue malgré l'augmentation du couple appliqué. Il en résulte une accélération excessive de la roue et une dégradation des performances de traction du véhicule [9].

Face à ce comportement fortement non linéaire et dépendant des conditions de la route, l'utilisation de techniques de commande classiques devient limitée. C'est dans ce contexte que la logique floue apparaît comme une solution particulièrement adaptée. En effet, elle permet de modéliser le comportement du système sans nécessiter une connaissance précise du modèle mathématique, tout en intégrant des règles heuristiques basées sur l'expérience, ce qui améliore la robustesse du système face aux incertitudes et aux variations des conditions d'adhérence [11, 12].

Le contrôle anti-patinage basé sur la logique floue consiste ainsi à réguler le couple moteur de manière à maintenir le glissement autour de sa valeur optimale : $\lambda \approx \lambda_{\text{opt}}$

Cette approche permet d'assurer une exploitation maximale de l'adhérence disponible, d'améliorer la stabilité dynamique du véhicule et de limiter les pertes d'énergie dues au patinage [11, 13].

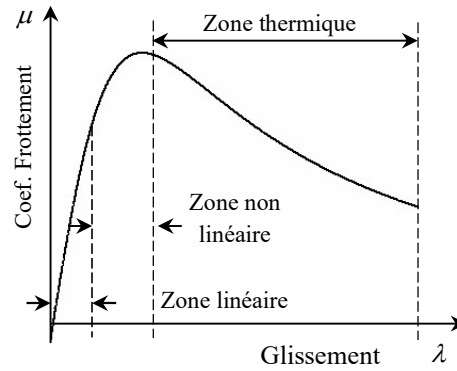


Figure 3.5 : Caractéristique frottement/glisserment

Contrairement aux moteurs à combustion interne, les moteurs électriques présentent l'avantage de fournir un couple facilement estimable et précisément contrôlable à partir du courant moteur. Cette capacité de régulation fine du couple ouvre la voie à des stratégies de commande avancées pour les systèmes de traction.

Dans ce contexte, le présent travail s'intéresse à la mise en œuvre d'une méthode de contrôle anti-patinage appliquée aux véhicules électriques, reposant sur la régulation de l'accélération des roues afin d'ajuster dynamiquement le couple moteur. Cette approche permet d'améliorer l'adhérence et de limiter le phénomène de glissement dans des conditions de conduite variables [14].

Le modèle de la dynamique longitudinale du véhicule est exprimé par :

$$J_{\omega} \dot{\omega} = C - f R_{\omega} \quad (3.10)$$

$$M_v \dot{v} = F_d \quad (3.11)$$

$$F_d = f \quad (3.12)$$

La dynamique reliant l'accélération de la roue à celle du véhicule peut être décrite par la relation suivante:

$$\dot{v}_{\omega} = \frac{C R_{\omega} - M_v \dot{v} R_{\omega}^2}{J_{\omega}} \quad (3.13)$$

Plus précisément,

$$J_{\omega} \dot{v}_{\omega} + M_v \dot{v} R_{\omega}^2 = C R_{\omega} \quad (3.14)$$

Le rapport caractérisant la dynamique entre l'accélération du véhicule $\dot{v}$ et celle de la roue est exprimé par $\dot{v}_{\omega}$:

$$\alpha = \frac{\dot{v}}{\dot{v}_{\omega}} \quad (3.15)$$

Compte tenu de la difficulté d'estimation précise de l'accélération du véhicule $\dot{v}$, un paramètre auxiliaire R_{at} est introduit dans la stratégie de contrôle anti-patinage. Ce paramètre est défini comme le rapport entre l'accélération de la roue $\dot{v}_\omega$ et le couple moteur appliqué C , en mode traction ou freinage, permettant ainsi de caractériser indirectement l'état d'adhérence du système [14].

$$R_{at} \cong \frac{\dot{v}_\omega}{C} = \frac{R_\omega}{J_\omega + \alpha M_v R_\omega^2} \quad (3.16)$$

Autrement dit,

$$\alpha = \frac{\frac{R_\omega}{R_{at}} - J_\omega}{M_v R_\omega^2} \quad (3.17)$$

Dans le cas d'une accélération, le glissement longitudinal λ et α peuvent être défini par la relation suivante :

$$\lambda = 1 - \frac{v}{v_\omega} = 1 - \frac{\int_0^t \dot{v}(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} = 1 - \frac{\int_0^t \alpha \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} \quad (3.18)$$

La stratégie de contrôle anti-patinage développée dans ce travail consiste à réguler indirectement α en le maintenant dans un intervalle de sécurité. Par conséquent, ce dernier peut être modélisé comme une fonction bornée dans le temps. En considérant des bornes inférieure et supérieure, notées respectivement α_L et α_H , la plage de variation du glissement λ peut être déduite à partir de l'équation (3.18) et s'écrit comme suit :

$$1 - \frac{\int_0^t \alpha_H \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} \leq \lambda \leq 1 - \frac{\int_0^t \alpha_L \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} \quad (3.19)$$

En particulier,, λ est dans la plage de $[1 - \alpha_H, 1 - \alpha_L]$. Par conséquent, la plage du coefficient R_{at} peut être également déterminée comme :

$$R_{atH} = \frac{R_\omega}{J_\omega + \alpha_L M_v R_\omega^2} \quad (3.20)$$

$$R_{atL} = \frac{R_\omega}{J_\omega + \alpha_H M_v R_\omega^2} \quad (3.21)$$

Où R_{atL} et R_{atH} sont respectivement, les limites supérieure et inférieure de R_{at} .

Comme précédemment souligné, en raison de la difficulté d'estimation directe α , une régulation indirecte est mise en œuvre. Celle-ci repose sur le contrôle de R_{at} pour rester dans l'intervalle $[R_{atL}, R_{atH}]$.

Lors d'une phase de freinage, le glissement longitudinal est défini en fonction de la vitesse du véhicule et de la vitesse périphérique de la roue comme suit :

$$\lambda = \frac{v_\omega}{v} - 1 = \frac{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}(t) dt} - 1 = \frac{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \alpha \dot{v}_\omega(t) dt} - 1 \quad (3.22)$$

Et

$$\frac{1}{\alpha_H} - 1 \leq \lambda \leq \frac{1}{\alpha_L} - 1 \quad (3.23)$$

La stratégie de contrôle anti-patinage proposée, basée sur la régulation du paramètre R_{at} , est applicable aussi bien en phase d'accélération qu'en phase de freinage du véhicule. Toutefois, dans le cadre de cette étude, l'analyse est principalement orientée vers le cas de l'accélération (mode de traction).

Dans ce contexte, le paramètre R_{at} est défini comme le rapport entre l'accélération linéaire de la roue $\dot{v}_\omega$ et le couple moteur appliqué C_m . Ce paramètre constitue ainsi un indicateur pertinent de l'état d'adhérence et permet d'agir indirectement sur le glissement par le biais du contrôle du couple moteur C_m .

$$R_{at} \cong \frac{\dot{v}_\omega}{C_m} \quad (3.24)$$

Le problème posé est lié au caractère non-linéaire du contact roue-route et la valeur de l'accélération du véhicule est également limitée dans une certaine plage. Si l'accélération de la roue est largement s'écarte de l'accélération du véhicule, le véhicule se trouve dans une situation de patinage. Généralement, un glissement λ allant de 0,1 à 0,3 est considéré comme optimale ((Bau-96))((Col-06))((Har-08)). Selon l'équation (3.18), le paramètre correspondant α est de 0,7 à 0,9 pour éviter le patinage du véhicule. Si α est inférieur à 0,7 la roue perd son adhérence et le véhicule se trouve dans une situation de patinage. Tandis que, si α est supérieur à 0.9 le véhicule perd ces performances d'accélération [14].

Le problème étudié est intrinsèquement lié au caractère fortement non linéaire du contact pneu–route, ainsi qu’aux limitations physiques de l’accélération du véhicule, qui demeure bornée dans une certaine plage de fonctionnement. Lorsque l’accélération de la roue s’écarte significativement de celle du véhicule, un déséquilibre dynamique apparaît, traduisant une situation de patinage.

D’une manière générale, un glissement longitudinal λ compris entre 0,1 et 0,3 est considéré comme optimal, car il correspond à une zone où l’adhérence est maximale et la transmission des efforts est la plus efficace. En s’appuyant sur l’équation (3.18), le paramètre associé α doit être maintenu dans un intervalle compris entre 0,7 et 0,9 afin d’éviter le patinage du véhicule.

En effet, lorsque : $\alpha < 0.7$ la roue perd progressivement son adhérence, ce qui conduit à un régime de patinage. À l’inverse, lorsque : $\alpha > 0.9$ le véhicule fonctionne dans une zone trop conservatrice, ce qui entraîne une dégradation de ses performances en accélération.

Ainsi, le maintien du paramètre α dans l’intervalle optimal : $0.7 \leq \alpha \leq 0.9$ permet d’assurer un compromis entre stabilité et performance, en garantissant une adhérence suffisante tout en préservant les capacités dynamiques du véhicule.

Comme il est indiqué dans l’équation (3.17) et la Figure (3.9), le paramètre R_{at} a une relation avec α . Par conséquent, le glissement de la roue peut être estimé et contrôlé à l’aide d’un nouveau paramètre R_{at} . On remarque que dans l’équation (3.16) que le dénominateur $J_{\omega} + \alpha M_v R_{\omega}^2$ est directement lié à l’inertie totale ramenée sur l’arbre du moteur $J_{\omega} + \alpha M_v R_{\omega}^2$ ou α le rapport de l’accélération du véhicule $\dot{v}$ à l’accélération de la roue $\dot{v}_{\omega}$ est maintenue constant. Le maintien souhaité d’un contact roue-route dans les régions de pseudo- glissement de caractéristiques $\mu = f(\lambda)$ est admise (glissement faible) pour amener une inertie équivalente du véhicule à partir de sa valeur nominale. Par conséquent, l’accélération de la roue peut être évité en réglant la plage de variation admise de l’inertie équivalente grâce au paramètre R_{at} . Pour un bon compromis entre les performances d’accélération du véhicule et à la prévention de glissement, le réglage dans une plage admissible est préférable de maintenir une valeur fixe de R_{at} [14]

En outre, la dynamique du véhicule est fortement non linéaire avec de nombreuses incertitudes incluses. Des régulateurs flous ont été connus pour avoir des performances de contrôle satisfaisantes pour les systèmes non linéaires. Par conséquent, un contrôleur anti-patinage basé sur la logique floue est proposé pour la régulation du R_{at} dans la plage déterminée par $\alpha \in [0,7 \div 0,9]$ (voir Equation (3.20) et Equation (3.21)).

La figure 3.7 montre le schéma bloc du contrôle d’anti-patinage basé sur le réglage floue du paramètre R_{at} . Celui ci est calculé à partir du couple moteur et l’accélération de la roue entraînée. Un régulateur

flou est conçu à partir de R_{at} et sa dérivée, pour obtenir la variation du couple de compensation ΔC_c , qui est intégré pour donner le couple de compensation C_c de prévention de glissement du véhicule [14].

Le couple moteur de commande C_m^* est ajusté à l'aide de l'équation suivante :

$$C_m^* = C_{cmd} - \Sigma \Delta C_c \quad (3.25)$$

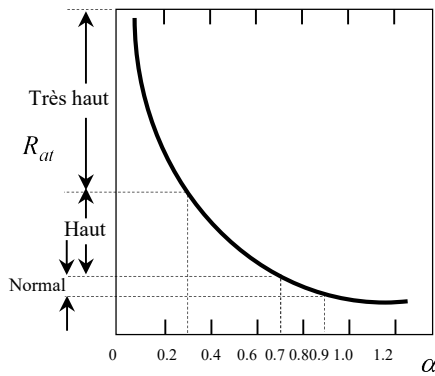


Figure 3.6 : La relation entre α et R_{at}

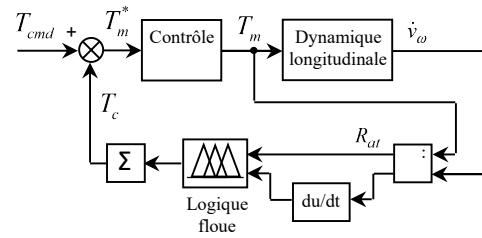


Figure 3.7 : Contrôle d'anti-patinage flou basé sur R_{at}

Dans la commande directe du couple (DTC) du moteur de traction, le couple moteur C_m développé peut être considéré comme égale au couple moteur C_m^* . La relation entre α et R_{at} est représentée sur la Figure (3.7). Si R_{at} est «très élevé», il indique une situation dangereuse qui peut conduire à un patinage grave du véhicule, une forte augmentation du couple de compensation est nécessaire pour diminuer le couple moteur C_m . Au contraire, si R_{at} est «très faible», les performances d'accélération du véhicule sera limitée. Comparant avec le cas d'un R_{at} "très élevé", dans cette situation qui n'est pas dangereuse, une faible diminution du couple de compensation de sortie peut être appliquée. Les règles de base de la stratégie de contrôle sont décrites comme suit [14]:

1. Si R_{at} est très élevé alors ΔC_c est fortement augmenté ;
2. Si R_{at} est élevé alors ΔC_c est légèrement augmenté ;
3. Si R_{at} est normale alors ΔC_c est nulle ;
4. Si R_{at} est faible, alors ΔC_c est légèrement diminué ;
5. Si R_{at} est très faible alors ΔC_c est fortement diminué ;

La relation entre l'entrée R_{at} et la sortie ΔC_c du régulateur flou est représentée en Figure (3.11).

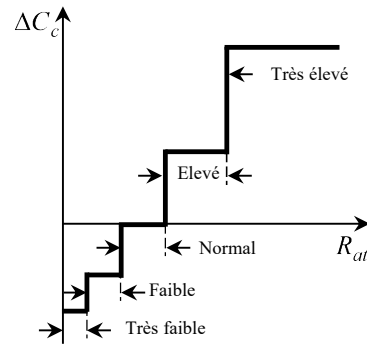


Figure 3.8 : Relation $\Delta C_c - R_{at}$ déterminant les règles de base

Comme montre le Tableau (3.1) des règles floues, si R_{at} est très élevé et $\dot{R}_{at}$ est négative, le couple de compensation ΔC_c augmente légèrement, si R_{at} est très élevé et $\dot{R}_{at}$ est positive ou nulle, ΔC_c augmente beaucoup. Les autres règles suivent des considérations similaires. Les fonctions d'appartenance pour les deux variables d'entrée R_{at} , et sa dérivée $\dot{R}_{at}$, et la variable de sortie ΔC_c sont présentées dans la Figure (3.9). Sur la base de la stratégie de commande floue ci-dessus, l'augmentation de couple de compensation ΔC_c est élevée quand il est nécessaire d'éviter tout glissement du véhicule dès que possible, tandis que pour éviter l'effet négatif sur les performances d'accélération du véhicule la diminution est relativement faible lorsqu'il n'y a pas de patinage [14].

Tableau 3.1: Tableau des règles de décision floue

R_{at}	$\dot{R}_{at}$		
	négative	zéro	positive
très élevé	PP	PG	PG
élevé	zéro	PP	PP
normale	NP	zéro	PP
faible	NP	NP	zéro
très faible	NG	NG	NP

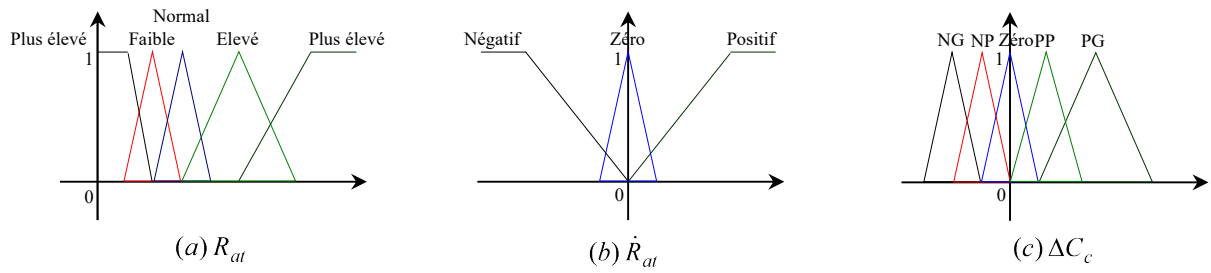


Figure 3.9 : Les fonctions d'appartenance pour les variables d'entrée et de sortie du régulateur flou

3.4. Résultats de simulation

Comportement du système de traction en présence de patinage

Dans ce test de simulation, l'objectif principal est de mettre en évidence l'efficacité de la commande longitudinale du véhicule, basée sur la logique floue, en assurant la fonction de sécurité anti-patinage. Cette étude vise à analyser la capacité du système de contrôle à maintenir la stabilité dynamique du véhicule et à limiter les effets du glissement en présence de perturbations liées aux conditions de la route.

Pour ce faire, un scénario de patinage est introduit à l'instant $t=5$ s, au cours duquel une roue motrice (entraînée par le moteur 1) subit une perte brusque d'adhérence. Cette perturbation est simulée par un changement instantané des conditions de contact pneu–route, correspondant au passage d'une surface sèche, caractérisée par un coefficient d'adhérence élevé, à une surface mouillée présentant une adhérence réduite, comme illustré à la Figure 3.10.

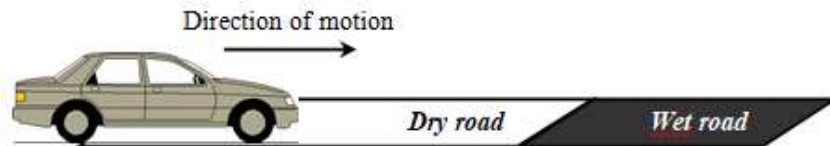


Figure 3.10 : Transition route sèche–route mouillée et mise en évidence du phénomène de glissement des roues.

Figure 3.11(a) – Vitesse linéaire du véhicule et des roues

La Figure 3.11(a) illustre l'évolution des vitesses linéaires du véhicule ainsi que celles des roues motrices dans un scénario de perte d'adhérence survenant à l'instant $t=5$ s. Avant cette perturbation, les vitesses des deux roues coïncident parfaitement avec celle du véhicule, ce qui traduit un fonctionnement en régime d'adhérence, caractérisé par une absence de glissement significatif et une transmission optimale des efforts de traction.

À partir de $t=5$ s, une transition brusque des conditions de la route est imposée à la roue 1 (passage d'une surface sèche à une surface mouillée), ce qui entraîne théoriquement une perte d'adhérence. Toutefois, contrairement au cas sans contrôle, aucune divergence notable n'est observée entre la vitesse de la roue perturbée et celle du véhicule. En effet, les courbes restent quasi superposées, comme le confirme le zoom présenté dans la figure.

Ce comportement met clairement en évidence l'efficacité de la stratégie de contrôle anti-patinage basée sur la logique floue. Le contrôleur agit en temps réel pour ajuster le couple moteur appliqué à la roue affectée, permettant ainsi de maintenir la condition d'adhérence et de limiter le glissement longitudinal.

Par ailleurs, la synchronisation observée entre les deux roues motrices indique une répartition équilibrée de l'effort de traction, malgré la dégradation locale de l'adhérence. Cette propriété est essentielle pour garantir la stabilité dynamique du véhicule et éviter tout déséquilibre susceptible d'affecter sa trajectoire.

Ainsi, contrairement au comportement observé en absence de contrôle, où une divergence rapide des vitesses est généralement constatée, le système proposé assure une régulation efficace des vitesses linéaires, empêchant l'apparition du patinage. Cette performance confirme la robustesse du contrôleur flou face aux variations brusques des conditions d'adhérence.

La Figure 3.11(a) démontre que le système de contrôle anti-patinage permet de :

- maintenir la cohérence entre la vitesse des roues et celle du véhicule
- éviter la divergence des vitesses en présence de perturbations
- assurer une traction optimale même en conditions de faible adhérence

Figure 3.11(b) – Vitesse de rotation des roues

La Figure 3.11(b) présente l'évolution des vitesses de rotation des deux roues motrices en présence d'une perturbation liée à une perte d'adhérence appliquée à la roue 1 à l'instant $t=5$ s. Avant cette transition, les deux roues présentent des vitesses angulaires quasi identiques, ce qui traduit un fonctionnement symétrique du système de traction et une répartition homogène du couple moteur.

Au moment de la perturbation, une dégradation des conditions d'adhérence est introduite pour la roue 1. En absence de stratégie de contrôle, une telle situation entraînerait une augmentation rapide de la vitesse de rotation de la roue affectée, traduisant un phénomène de patinage. Cependant, les résultats obtenus montrent que la vitesse de rotation de la roue 1 reste proche de celle de la roue 2, sans divergence significative.

Le zoom présenté dans la figure met en évidence une légère variation transitoire autour de $t=5$ s, suivie d'une stabilisation rapide. Ce comportement traduit la capacité du contrôleur flou à détecter la

perte d'adhérence et à ajuster instantanément le couple moteur appliqué à la roue perturbée. En effet, la dynamique de la roue est régie par :

$$J \frac{d\omega}{dt} = C_m - R F_x$$

Lorsque l'adhérence diminue, la force de traction F_x tend à diminuer, ce qui pourrait provoquer une augmentation de la vitesse angulaire ω . Toutefois, le contrôleur agit en réduisant le couple moteur C_m , compensant ainsi la diminution du couple résistant et empêchant toute accélération excessive de la roue.

Par conséquent, les vitesses de rotation des deux roues restent synchronisées, ce qui témoigne d'un bon découplage des processus de commande et d'une coordination efficace entre les actionneurs. Cette synchronisation est essentielle pour garantir la stabilité du véhicule et éviter les déséquilibres de couple pouvant engendrer des dérives de trajectoire.

La Figure 3.11(b) met en évidence que le système de contrôle anti-patinage :

- empêche l'augmentation excessive de la vitesse de rotation de la roue perturbée
- assure la synchronisation des roues motrices
- compense efficacement la perte d'adhérence par une adaptation du couple moteur

Figure 3.11(c) – Glissement des roues

La Figure 3.11(c) présente l'évolution du glissement longitudinal des deux roues motrices en présence d'une perturbation d'adhérence introduite à l'instant $t=5$ s. Avant cette transition, les deux roues présentent un glissement quasi constant et très faible, ce qui correspond à un régime d'adhérence optimale où la condition suivante est vérifiée :

$$\lambda = \frac{R\omega - V}{V} \approx 0$$

Ce comportement traduit une parfaite adéquation entre la vitesse périphérique des roues et la vitesse du véhicule, garantissant une transmission efficace de la force de traction.

À l'instant $t=5$ s, une dégradation brutale de l'adhérence est appliquée à la roue 1. Cette perturbation se manifeste par une augmentation transitoire du glissement, comme le montre le zoom de la figure. Toutefois, contrairement à un système non contrôlé où le glissement divergerait rapidement, l'augmentation observée reste limitée et rapidement stabilisée.

En effet, le glissement de la roue perturbée augmente momentanément avant de se stabiliser dans une plage modérée. Cela indique que le système fonctionne dans une zone dite de pseudo-glissement, où le glissement est non nul mais contrôlé, permettant de maintenir une adhérence efficace.

Par ailleurs, les deux roues présentent des valeurs de glissement proches après la phase transitoire, ce qui traduit une action coordonnée du contrôleur flou. Celui-ci agit de manière à réduire l'écart de glissement entre les roues, contribuant ainsi à une meilleure répartition de l'effort de traction.

Le maintien du glissement dans une plage admissible est essentiel, car au-delà d'une certaine valeur optimale $\lambda > \lambda_{\text{opt}}$ le coefficient d'adhérence diminue, ce qui entraîne une perte d'efficacité de la traction. Dans le cas présent, le contrôleur permet de maintenir $\lambda \approx \lambda_{\text{opt}}$ garantissant ainsi un fonctionnement optimal du système.

La Figure 3.11(c) met clairement en évidence que le système de contrôle anti-patinage :

- limite efficacement l'augmentation du glissement en présence de perturbations
- maintient le glissement dans une zone optimale (pseudo-glissement)
- assure une coordination entre les roues motrices
- améliore la stabilité et les performances de traction du véhicule

Figure 3.11(d) – Coefficient d'adhérence

La Figure 3.11(d) présente l'évolution du coefficient d'adhérence des deux roues motrices en présence d'une perturbation introduite à l'instant $t=5$ s. Avant cette transition, les deux roues évoluent sur une surface sèche caractérisée par un coefficient d'adhérence relativement élevé et constant. Cela traduit un fonctionnement normal du système, où les conditions de contact pneu-roue permettent une transmission efficace des efforts de traction.

À l'instant $t=5$ s, une dégradation brutale des conditions d'adhérence est appliquée à la roue 1, simulant le passage vers une surface mouillée. Cette transition se manifeste par une chute significative du coefficient d'adhérence de la roue perturbée, tandis que celui de la roue 2 reste pratiquement inchangé. Cette dissymétrie met en évidence le caractère local de la perturbation.

Le comportement observé est en accord avec la relation non linéaire reliant le coefficient d'adhérence au glissement : $\mu = f(\lambda)$

En effet, la diminution du coefficient d'adhérence est directement liée à la dégradation des conditions de contact pneu-roue. Dans un système non contrôlé, cette chute entraînerait une augmentation du glissement et une perte de stabilité. Toutefois, dans le cas présent, l'action du contrôleur flou permet de limiter les effets de cette perturbation.

Par ailleurs, la réduction du coefficient d'adhérence pour la roue 1 entraîne une diminution de la force de traction, conformément à la relation : $F_x = \mu \cdot F_z$

Le contrôleur agit alors en ajustant le couple moteur afin de compenser cette perte d'adhérence et de maintenir le système dans une zone de fonctionnement stable.

Malgré la chute de μ , le système conserve un comportement stable, ce qui démontre la robustesse de la stratégie de contrôle face à des variations brusques des conditions de la route. La roue perturbée ne bascule pas dans un régime de patinage sévère, ce qui confirme l'efficacité du contrôle anti-patinage.

La Figure 3.11(d) met en évidence que :

- le coefficient d'adhérence est fortement dépendant des conditions de la route
- la perturbation affecte localement la roue 1
- la diminution de μ est correctement compensée par le contrôleur
- le système reste stable malgré la dégradation de l'adhérence

Figure 3.11(e) – Forces de traction

La Figure 3.11(e) illustre l'évolution des forces de traction générées par les roues motrices en présence d'une perturbation d'adhérence appliquée à la roue 1 à l'instant $t=5$ s. Avant cette transition, les forces de traction des deux roues sont pratiquement identiques et évoluent de manière progressive, traduisant une répartition équilibrée de l'effort de propulsion et un fonctionnement symétrique du système de traction.

À partir de $t=5$ s, une chute brutale de la force de traction associée à la roue 1 est observée. Cette diminution est directement liée à la perte d'adhérence due au passage d'une surface sèche à une surface mouillée. En effet, la force de traction est donnée par :

$$F_x = \mu \cdot F_z$$

La réduction du coefficient d'adhérence μ entraîne ainsi une diminution immédiate de la force transmissible au sol, ce qui explique la chute observée sur la courbe de la roue 1.

En revanche, la force de traction de la roue 2 reste élevée et continue d'augmenter de manière régulière, puisque cette roue n'est pas affectée par la perturbation. Cette dissymétrie met en évidence l'impact local de la perte d'adhérence sur la distribution des efforts longitudinaux.

L'intervention du contrôleur anti-patinage basé sur la logique floue permet d'adapter dynamiquement le couple moteur appliqué à la roue perturbée afin de limiter le glissement et de favoriser une ré-adhérence progressive. Ainsi, malgré la chute initiale de la force de traction, le système évite une dégradation excessive des performances globales.

Par ailleurs, le maintien d'une force de traction significative sur la roue non perturbée contribue à compenser partiellement la perte d'efficacité de la roue affectée, assurant ainsi la continuité de la propulsion du véhicule. Ce mécanisme participe également à la stabilité dynamique du système.

La Figure 3.11(e) met en évidence que :

- la force de traction est directement dépendante du coefficient d'adhérence
- la perte d'adhérence entraîne une chute immédiate de F_x
- le contrôleur permet de limiter l'impact de cette perturbation
- la répartition des efforts reste globalement maîtrisée

Figure 3.11(f) – Couples résistants aux roues

La Figure 3.11(f) présente l'évolution des couples résistants appliqués aux roues motrices dans un scénario de perte d'adhérence affectant la roue 1 à l'instant $t=5$ s. Avant cette perturbation, les deux roues sont soumises à des couples résistants quasi identiques, traduisant des conditions d'adhérence homogènes et une transmission équilibrée des efforts au sein du système de traction.

À partir de $t=5$ s, une diminution brutale du couple résistant de la roue 1 est observée, consécutive à la dégradation des conditions d'adhérence. En effet, le couple résistant est directement lié à la force de traction transmise au sol selon la relation :

$$C_r = R \cdot F_x$$

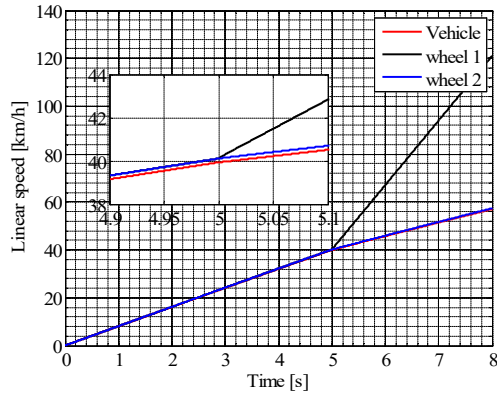
Ainsi, la chute du coefficient d'adhérence entraîne une diminution de la force de traction F_x , ce qui se traduit par une réduction du couple résistant appliqué à la roue perturbée. Cette diminution réduit l'opposition au couple moteur, ce qui tend naturellement à accélérer la roue et à favoriser le phénomène de patinage.

Cependant, les résultats montrent que cette situation est efficacement maîtrisée par le contrôleur anti-patinage basé sur la logique floue. En réponse à la perte d'adhérence, le système ajuste dynamiquement le couple moteur appliqué à la roue 1, limitant ainsi l'écart entre le couple moteur et le couple résistant. Cette action permet d'éviter une augmentation excessive de la vitesse de rotation et de maintenir le système dans un régime stable.

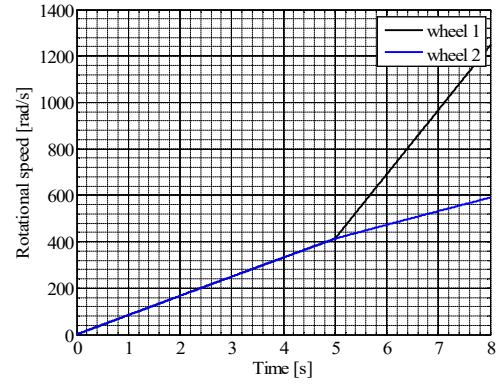
En parallèle, le couple résistant de la roue 2 reste élevé et évolue de manière régulière, ce qui confirme que la perturbation est localisée et que le système conserve une capacité de propulsion suffisante grâce à la roue non affectée.

La Figure 3.11(f) met en évidence que :

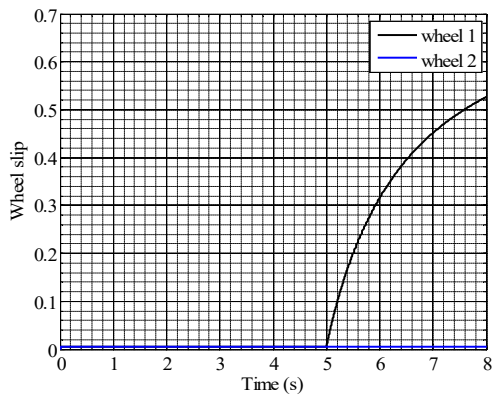
- le couple résistant est directement lié aux conditions d'adhérence
- la perte d'adhérence entraîne une chute du couple résistant
- le déséquilibre entre couple moteur et couple résistant est maîtrisé par le contrôleur
- la stabilité du système est préservée malgré la perturbation



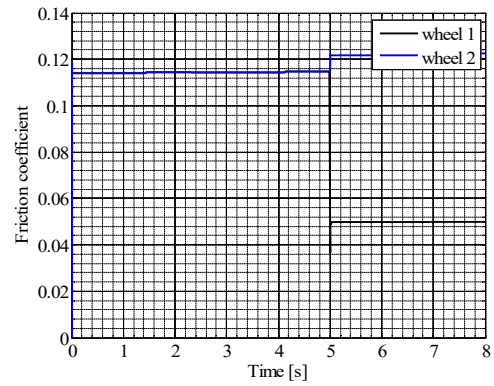
(a) Vitesse linéaire du véhicule et des roues



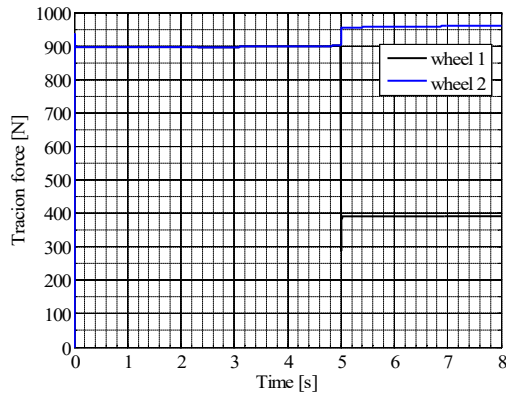
(b) Vitesse de rotation des roues



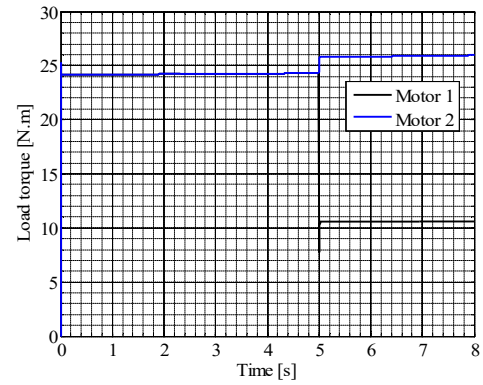
(c) Glissement des roues



(d) Coefficient d'adhérence



(e) Forces de traction



(f) Couple résistant

Figure 3.11 : Résultats de simulation– Système antipatinage

3.5. Conclusion

Ce chapitre a été consacré à l'étude de la stabilité dynamique des véhicules électriques en conditions de faible adhérence, en mettant l'accent sur le phénomène de glissement des roues et sur le rôle des systèmes de contrôle anti-patinage dans l'amélioration des performances du système de traction.

Dans une première partie, l'analyse théorique a permis de mettre en évidence le caractère fortement non linéaire du contact pneu-route, décrit par la relation entre le coefficient d'adhérence et le glissement longitudinal. Il a été montré que la transmission optimale des efforts de traction est obtenue pour une valeur de glissement située dans une zone spécifique, généralement autour de $\lambda_{opt} \approx 0.1$. Au-delà de cette valeur, la diminution du coefficient d'adhérence entraîne une perte d'efficacité et peut conduire à une instabilité du système. Ces éléments soulignent la nécessité de maintenir le glissement dans une plage optimale afin de garantir à la fois la stabilité et les performances du véhicule.

Dans une seconde partie, la modélisation de la dynamique longitudinale du véhicule a permis de décrire les interactions entre le couple moteur, la force de traction et le comportement des roues. Cette modélisation a servi de base au développement d'une stratégie de contrôle anti-patinage fondée sur la logique floue, capable de prendre en compte les incertitudes et les variations des conditions d'adhérence.

Les résultats de simulation ont confirmé la pertinence de l'approche proposée. En effet, lors du scénario de perte d'adhérence simulé, le contrôleur flou a permis de limiter efficacement le glissement des roues, d'éviter la divergence des vitesses de rotation et de maintenir la synchronisation entre les roues motrices. Par ailleurs, l'analyse des grandeurs dynamiques telles que les forces de traction et les couples résistants a montré que le système s'adapte rapidement aux perturbations, en assurant une répartition équilibrée des efforts et en évitant les régimes de patinage sévère.

Ainsi, la stratégie de contrôle développée permet de maintenir le système dans une zone de fonctionnement optimale, caractérisée par un glissement modéré et une adhérence maximale. Elle contribue de manière significative à l'amélioration de la stabilité dynamique, de la sécurité et des performances globales du véhicule électrique, notamment en conditions de faible adhérence.

En conclusion, ce travail met en évidence l'intérêt des approches intelligentes, telles que la logique floue, pour le contrôle des systèmes de traction. Ces méthodes offrent une robustesse accrue face aux non-linéarités et aux incertitudes du système, et constituent une solution prometteuse pour le développement de systèmes de contrôle avancés dans les véhicules électriques modernes.

Références bibliographiques

- [1] H. Pacejka, *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
- [2] R. Rajamani, "Longitudinal vehicle dynamics," in *Vehicle dynamics and control*: Springer, 2011, pp. 87-111.
- [3] M. Ehsani, Y. Gao, S. Longo, and K. Ebrahimi, *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. CRC press, 2018.
- [4] J. Larminie and J. Lowry, *Electric vehicle technology explained*. John Wiley & Sons, 2012.
- [5] C. C. J. P. o. t. I. Chan, "The state of the art of electric and hybrid vehicles [Prolog]," vol. 90, no. 2, pp. 245-246, 2002.
- [6] T. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE international, 2021.
- [7] L. Guzzella and A. Sciarretta, "Electric and hybrid-electric propulsion systems," in *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*: Springer, 2013, pp. 67-162.
- [8] J. Van Der Burg and P. Blazevic, "Anti-lock braking and traction control concept for all-terrain robotic vehicles," in *Proceedings of International Conference on Robotics and Automation*, 1997, vol. 2, pp. 1400-1405: IEEE.
- [9] U. Kiencke and L. Nielsen, "Automotive Control Systems, Springer," ed: Germany, 2005.
- [10] H. B. Pacejka and E. Bakker, "The magic formula tyre model," *Vehicle system dynamics*, vol. 21, no. S1, pp. 1-18, 1992.
- [11] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons, 2022.
- [12] J. Shi, X. Zhou, and M. Tian, "Fuzzy logic based traction control for electric vehicles," ed: Google Patents, 2022.
- [13] L. Gang, Z. Changfu, and Z. Qiang, "Acceleration slip regulation control of 4WID electric vehicles based on fuzzy road identification," *Journal of South China University of Technology*, vol. 40, no. 12, pp. 99-104, 2012.
- [14] M. Sekour, K. Hartani, and A. Merah, "Electric Vehicle Longitudinal Stability Control Based on a New Multimachine Nonlinear Model Predictive Direct Torque Control," *Journal of Advanced Transportation*, vol. 2017, 2017.

Chapitre 4

Stratégies de commande longitudinale des véhicules électriques intégrant les systèmes anti-patinage et antiblocage

4.1. Introduction

Le contrôle longitudinal des véhicules électriques constitue un enjeu majeur dans l'amélioration de la sécurité, des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique. Contrairement aux véhicules conventionnels, les architectures modernes de véhicules électriques, notamment celles équipées de moteurs intégrés aux roues, offrent une capacité de contrôle fine et indépendante du couple appliqué à chaque roue. Cette caractéristique permet une gestion avancée de la traction et du freinage, particulièrement essentielle en conditions de faible adhérence, où les phénomènes de patinage et de blocage des roues peuvent compromettre la stabilité du véhicule [1, 2].

Dans ce contexte, les systèmes de contrôle anti-patinage (ASR) et antiblocage des roues (ABS) jouent un rôle fondamental dans la régulation du glissement longitudinal. Leur objectif principal est de maintenir le glissement des roues dans une plage optimale, garantissant une adhérence maximale et une transmission efficace des efforts longitudinaux. En effet, il est bien établi que la performance du contact pneu-route dépend fortement du taux de glissement, qui doit être régulé autour d'une valeur optimale afin d'éviter les pertes d'adhérence et les instabilités dynamiques [1] [3].

Les approches classiques de commande, basées sur des modèles linéaires, montrent leurs limites face au caractère fortement non linéaire et incertain du contact pneu-route. Pour pallier ces limitations, des techniques de commande intelligentes, notamment la logique floue, ont été largement explorées dans la littérature récente. Ces approches permettent de prendre en compte les incertitudes du système et d'adapter dynamiquement les actions de commande en fonction des conditions de conduite [1] [4]. Par exemple, des travaux récents ont démontré que l'intégration d'un contrôleur flou dans les systèmes de traction permet d'optimiser le glissement des roues et d'améliorer significativement la stabilité du véhicule, notamment sur des surfaces à faible adhérence.

Par ailleurs, la combinaison des systèmes ASR et ABS dans une architecture de contrôle unifiée constitue une solution particulièrement efficace pour gérer simultanément les phases d'accélération et de freinage. Cette intégration permet une régulation cohérente du couple moteur et du couple de freinage, tout en assurant une répartition optimale des efforts entre les roues. Des études récentes ont également montré que l'utilisation

conjointe de la logique floue et des stratégies de distribution de couple (torque vectoring) permet d'améliorer la stabilité, le confort de conduite et l'efficacité énergétique des véhicules électriques.

En outre, l'évolution des technologies de commande intelligente, combinant logique floue, apprentissage automatique et observateurs dynamiques, ouvre de nouvelles perspectives pour le développement de systèmes de contrôle robustes et adaptatifs. Ces approches permettent d'assurer une meilleure gestion des perturbations liées aux variations des conditions de la route et d'améliorer la sécurité globale du véhicule.

Dans ce chapitre, une étude approfondie du contrôle longitudinal des véhicules électriques sera présentée, en mettant l'accent sur les systèmes anti-patinage et antiblocage. Une modélisation du système sera d'abord développée, suivie de la conception de stratégies de commande adaptées. Enfin, des résultats de simulation seront analysés afin d'évaluer les performances des approches proposées en termes de stabilité, de robustesse et d'efficacité énergétique.

4.2. Les systèmes antiblocage et antipatinage

4.2.1. Les systèmes antiblocages

Le système de freinage constitue l'un des éléments fondamentaux assurant la sécurité et la maîtrise du véhicule. Il repose sur un ensemble de dispositifs mécaniques et électroniques permettant de générer des forces de frottement opposées au mouvement des roues, afin de ralentir ou d'arrêter le véhicule. Sur le plan énergétique, ce système réalise une conversion de l'énergie cinétique en énergie thermique dissipée au niveau des organes de freinage (disques et plaquettes). En raison de l'importance de ce processus, de nombreuses recherches ont été menées afin d'optimiser les performances de freinage, notamment à travers le développement de systèmes de commande avancés [5] [6].

Parmi ces technologies, le système de freinage antiblocage (Anti-lock Braking System – ABS) occupe une place centrale dans les véhicules modernes. Il vise à empêcher le blocage des roues lors des phases de freinage intense, en régulant le couple de freinage appliqué à chaque roue. Cette régulation permet de maintenir le glissement longitudinal dans une plage optimale, garantissant ainsi une adhérence maximale et une meilleure stabilité directionnelle du véhicule [3].

Historiquement, les premiers travaux sur les systèmes antiblocage remontent au début du XXe siècle, avec un premier brevet déposé en Allemagne en 1905. Par la suite, ces systèmes ont été introduits dans le domaine ferroviaire dans les années 1940, puis dans l'aéronautique dans les années 1960, où ils étaient utilisés pour éviter le dérapage et réduire l'usure des pneus lors de l'atterrissage. L'intégration de l'ABS dans les véhicules routiers s'est progressivement généralisée à partir de la fin des années 1960, notamment sur les modèles haut de gamme, avant de devenir un équipement standard dans la majorité des véhicules à partir des années 1990 [7]. Aujourd'hui, l'ABS constitue une technologie incontournable, intégrée dans presque tous les véhicules modernes, souvent en combinaison avec d'autres systèmes d'aide à la conduite.

Du point de vue fonctionnel, le blocage des roues survient lorsque le couple de freinage appliqué dépasse la capacité d'adhérence entre le pneu et la route. Dans ce cas, la roue cesse de tourner et entre dans un régime de glissement total, ce qui entraîne une perte de contrôle directionnel et une diminution de la force de freinage efficace. En absence d'ABS, ce phénomène peut conduire à des situations dangereuses telles que le dérapage, la dérive ou encore la perte de stabilité du véhicule, notamment à grande vitesse ou sur des surfaces à faible adhérence [6] [8].

Le rôle principal de l'ABS est donc de réguler le glissement longitudinal des roues afin d'éviter leur blocage, tout en maximisant la force de freinage. Cette régulation permet non seulement de réduire la distance d'arrêt, mais également de maintenir la stabilité et la contrôlabilité du véhicule, en particulier lors de freinages d'urgence ou en conditions de route défavorables (pluie, neige, verglas). Par ailleurs, l'ABS contribue à améliorer le confort de conduite et à limiter l'usure des pneumatiques en évitant les glissements prolongés [3].

Les avancées récentes dans le domaine des systèmes de freinage ont permis d'intégrer des techniques de commande intelligentes, telles que la logique floue, les observateurs d'état et les méthodes d'apprentissage automatique, afin d'améliorer les performances de l'ABS face aux incertitudes et aux variations des conditions d'adhérence. Ces approches permettent une adaptation en temps réel des stratégies de freinage, renforçant ainsi la robustesse et l'efficacité du système.

4.2.2. Les systèmes antipatinages

La perte de contrôlabilité d'un véhicule ne se limite pas uniquement au blocage des roues lors du freinage, mais peut également survenir en phase d'accélération lorsque les roues motrices entrent en patinage. Ce phénomène apparaît généralement lorsque le couple moteur appliqué dépasse la capacité d'adhérence disponible entre le pneu et la chaussée. Afin de compléter les fonctionnalités du système antiblocage (ABS), des systèmes de contrôle de traction, communément appelés Traction Control System (TCS) ou Anti-Slip Regulation (ASR), ont été développés pour limiter le glissement des roues motrices et améliorer la stabilité du véhicule [9].

Le patinage des roues engendre deux conséquences majeures sur la dynamique du véhicule. D'une part, il provoque une diminution de la force longitudinale transmise au sol, réduisant ainsi l'efficacité de la traction. D'autre part, il altère la capacité du pneu à générer des forces latérales, essentielles au maintien de la trajectoire, notamment en virage. Ces deux effets combinés conduisent à une dégradation significative de la stabilité et de la tenue de route du véhicule, en particulier sur des surfaces à faible adhérence [3].

Dans ce contexte, le système anti-patinage constitue un élément clé du contrôle dynamique des véhicules modernes. Il intervient lorsque le couple moteur demandé par le conducteur excède la capacité maximale d'adhérence de la route. Le rôle principal du contrôleur ASR est alors de réguler le glissement longitudinal en ajustant le couple moteur transmis aux roues motrices, afin d'éviter un patinage excessif. Cette régulation permet de maintenir le glissement dans une zone optimale, garantissant une transmission efficace des efforts de traction et une meilleure stabilité du véhicule [2].

Les systèmes TCS modernes exploitent les capacités offertes par les véhicules électriques, notamment la rapidité de réponse des moteurs électriques et la possibilité de contrôler indépendamment le couple de chaque

roue. Cela permet une mise en œuvre précise et rapide des stratégies de contrôle, renforçant ainsi la robustesse du système face aux variations des conditions d'adhérence. Par ailleurs, l'intégration de techniques de commande intelligentes, telles que la logique floue, les contrôleurs adaptatifs ou les méthodes basées sur l'apprentissage automatique, a permis d'améliorer significativement les performances des systèmes anti-patinage [4].

En définitive, les systèmes ASR jouent un rôle essentiel dans l'amélioration de la sécurité et des performances des véhicules électriques. Ils permettent non seulement de prévenir le patinage, mais aussi d'optimiser l'exploitation de l'adhérence disponible, contribuant ainsi à une meilleure efficacité énergétique et à une stabilité dynamique accrue, notamment en conditions de faible adhérence.

4.2.3. Comparaison entre les systèmes ABS et ASR

Les systèmes antiblocage (ABS) et antipatinage (ASR/TCS) constituent deux piliers fondamentaux du contrôle longitudinal des véhicules modernes. Bien qu'ils poursuivent des objectifs similaires en matière de sécurité et de stabilité, ils interviennent dans des phases de conduite différentes et reposent sur des principes de fonctionnement complémentaires.

4.2.3.1. Principe de fonctionnement

Le système ABS intervient lors des phases de freinage afin d'éviter le blocage des roues, tandis que le système ASR agit en phase d'accélération pour limiter le patinage des roues motrices. Dans les deux cas, l'objectif est de réguler le glissement longitudinal autour d'une valeur optimale.

Freinage (ABS)

$$\lambda = \frac{V - R\omega}{V} \quad (4.1)$$

Traction (ASR)

$$\lambda = \frac{R\omega - V}{V} \quad (4.2)$$

4.2.3.2. Objectif de contrôle

- **ABS** : empêcher le blocage des roues et maintenir la capacité directionnelle du véhicule
- **ASR** : éviter le patinage et maximiser la force de traction

Dans les deux cas, la condition recherchée est :

$$\lambda \approx \lambda_{\{opt\}} \quad (4.3)$$

4.2.3.3. Effets sur la dynamique du véhicule

Critère	ABS	ASR
Phase d'action	Freinage	Accélération
Phénomène traité	Blocage des roues	Patinage des roues
Effet principal	Maintien de la direction	Amélioration de la traction
Stabilité	Directionnelle	Longitudinale
Sécurité	Évite dérapage	Évite perte d'adhérence

4.2.3.4. Action sur le système

- **ABS** : agit principalement sur le **couple de freinage**
- **ASR** : agit sur le **couple moteur**

Dynamique associée :

$$J \frac{d\omega}{dt} = T_m - T_r \quad (4.4)$$

- ABS → modifie T_r
- ASR → modifie T_m

2.2.3.5. Comportement en conditions de faible adhérence

En conditions de route glissante :

- **ABS** : empêche le blocage → permet de garder le contrôle directionnel
- **ASR** : empêche le patinage → assure une accélération stable

Relation physique commune :

$$F_x = \mu(\lambda) \cdot F_z \quad (4.5)$$

2.2.3.6. Complémentarité des systèmes

Les systèmes ABS et ASR ne sont pas concurrents mais complémentaires :

- ABS agit en décélération
- ASR agit en accélération

Ensemble, ils assurent :

- ✓ stabilité globale du véhicule
- ✓ sécurité en toutes conditions
- ✓ optimisation de l'adhérence

2.2.3.7. Intégration dans les véhicules électriques

Dans les véhicules électriques, cette complémentarité est renforcée par :

- contrôle précis du couple moteur
- réponse rapide des actionneurs
- possibilité de commande indépendante par roue

Cela permet une fusion ABS–ASR avancée, souvent intégrée dans :

- ✓ ESP (Electronic Stability Program)

contrôle vectoriel du couple

Le système ABS et le système ASR constituent deux approches complémentaires visant à maîtriser le glissement des roues dans des situations critiques. Tandis que l'ABS garantit la stabilité directionnelle lors du

freinage en évitant le blocage des roues, l'ASR assure une traction optimale lors de l'accélération en limitant le patinage. Leur combinaison permet de maintenir le véhicule dans une zone d'adhérence optimale, améliorant ainsi la sécurité, la stabilité et les performances dynamiques, en particulier en conditions de faible adhérence.

4.2.4. Fonction ASR (Anti-Slip Regulation)

La fonction ASR a pour objectif principal de réguler le patinage des roues motrices en phase de traction, c'est-à-dire lorsque le couple moteur appliqué est positif. Elle repose sur la définition d'un glissement de référence, noté λ^* , souvent désigné comme pseudo-glissement, permettant de maintenir un niveau optimal de motricité, notamment en conditions de faible adhérence ou lors de situations dynamiques critiques. Ce paramètre constitue un compromis entre plusieurs exigences antagonistes, telles que les performances dynamiques, le confort de conduite et la stabilité du véhicule [10].

En pratique, la valeur du glissement de référence n'est pas constante et dépend fortement de la vitesse du véhicule ainsi que des conditions de conduite. À basse vitesse, une valeur relativement élevée de λ^* est généralement adoptée afin de ne pas limiter excessivement le couple moteur, ce qui permet de garantir de bonnes performances au démarrage et lors des manœuvres. En revanche, lorsque la vitesse du véhicule augmente, le glissement de référence est progressivement réduit afin d'améliorer la stabilité et d'éviter toute dégradation de l'adhérence [6].

Dans le cadre de cette étude, le glissement de référence est considéré comme une valeur fixée a priori. Toutefois, de nombreux travaux récents s'intéressent à l'estimation en temps réel du glissement optimal, en fonction des conditions d'adhérence et des caractéristiques du contact pneu-route. En effet, si l'on considère uniquement la transmission de l'effort longitudinal, le glissement optimal λ_{opt} correspond à la valeur permettant de maximiser la force de traction transmise au sol, conformément à la relation non linéaire $\mu(\lambda)$ [3, 8].

Étant donné que le coefficient d'adhérence dépend fortement du type de surface (route sèche, mouillée, enneigée ou verglacée), la valeur de λ_{opt} varie de manière significative. Il est donc essentiel de disposer de méthodes d'estimation ou d'adaptation en temps réel permettant d'ajuster dynamiquement le glissement de référence. Dans ce contexte, des approches avancées basées sur la logique floue, les observateurs d'état ou encore les techniques d'apprentissage automatique ont été proposées pour améliorer la robustesse et les performances des systèmes ASR [11, 12].

Ainsi, la régulation du glissement autour de $\lambda \approx \lambda_{opt}$ permet d'assurer une exploitation optimale de l'adhérence disponible, tout en garantissant un compromis efficace entre performance, stabilité et sécurité du véhicule, notamment dans des conditions de conduite difficiles.

4.2.5. Fonction ABS (Anti-lock Braking System)

La fonction ABS étudiée dans ce chapitre vise à réguler le glissement des roues en phase de freinage, c'est-à-dire lorsque le couple appliqué est négatif. Dans le contexte des véhicules électriques, cette fonction revêt une importance particulière, puisqu'elle permet non seulement d'éviter le blocage des roues, mais également d'optimiser la récupération d'énergie par freinage régénératif. En effet, une régulation adéquate du glissement

permet de maximiser l'énergie récupérable par les moteurs électriques, tout en maintenant la stabilité et la contrôlabilité du véhicule [13, 14].

Le blocage des roues correspond à une situation extrême de glissement, où la vitesse de rotation de la roue devient nulle par rapport à la vitesse du véhicule. Ce phénomène entraîne une perte totale d'adhérence longitudinale et latérale, compromettant ainsi la capacité de direction et augmentant les risques de dérapage. Le rôle principal de l'ABS est donc de maintenir le glissement dans une zone optimale, permettant de garantir une force de freinage maximale tout en préservant la stabilité dynamique du véhicule [3, 6].

À l'instar du système anti-patinage (ASR), la définition du glissement optimal constitue un enjeu majeur dans la conception des systèmes ABS. En effet, le glissement optimal correspond à la valeur pour laquelle le coefficient d'adhérence est maximal, ce qui permet d'optimiser la force de freinage. Cependant, cette valeur dépend fortement des conditions de la route et peut varier en fonction du type de surface (sèche, mouillée, enneigée ou verglacée) [8].

Dans le cadre de cette étude, une approche simplifiée est adoptée, consistant à fixer a priori une valeur de pseudo-glissement désiré, considérée constante par rapport à la vitesse du véhicule. Bien que cette hypothèse facilite la mise en œuvre du système de contrôle, elle reste une approximation du comportement réel. En effet, des travaux récents ont montré que l'adaptation en temps réel du glissement de référence permet d'améliorer significativement les performances des systèmes ABS, notamment en conditions de faible adhérence [15].

Ainsi, la régulation du glissement autour d'une valeur de référence permet d'assurer un compromis optimal entre efficacité du freinage, récupération d'énergie et stabilité du véhicule. Cette approche constitue une base solide pour le développement de stratégies de contrôle plus avancées, intégrant des techniques intelligentes telles que la logique floue ou les méthodes adaptatives.

4.3. Modèle de véhicule à une roue

Le point de départ de la démarche adoptée dans ce travail repose sur l'utilisation du modèle simplifié dit modèle quart de véhicule (ou modèle à une roue). Bien que ce modèle soit relativement simple, il constitue une représentation pertinente et largement utilisée pour analyser la dynamique longitudinale des véhicules et développer des stratégies de commande efficaces. En effet, il permet de capturer les phénomènes essentiels liés au contact pneu-route tout en conservant une complexité mathématique maîtrisée, ce qui en fait un outil privilégié dans les études de contrôle des systèmes de traction et de freinage [5, 6].

Une représentation longitudinale de ce modèle est illustrée à la Figure 4.1. Ce modèle considère une seule roue motrice associée à une masse équivalente représentant le quart du véhicule. Les équations dynamiques globales du système, intégrant à la fois la dynamique du véhicule et celle de la roue, peuvent être formulées à partir des principes fondamentaux de la mécanique (seconde loi de Newton et dynamique de rotation) [8].

Dans ce cadre, la dynamique longitudinale du véhicule est décrite en supposant une route plane, c'est-à-dire sans inclinaison, ce qui permet de négliger les effets de pente. La dynamique de rotation de la roue est quant à elle modélisée en tenant compte du couple appliqué (traction ou freinage), des forces de contact au sol ainsi que

des résistances au roulement. Le couple moteur ou de freinage, noté C_m , constitue l'entrée principale du système et agit directement sur la vitesse de rotation de la roue.

Afin de simplifier le modèle, plusieurs hypothèses sont adoptées. Les roues sont supposées être en contact permanent avec la surface de la route, et la distance entre le centre de la roue et le sol est considérée constante. Par conséquent, les effets liés à la déformation du pneu sont négligés, ce qui permet de réduire la complexité du modèle sans altérer de manière significative la précision des résultats dans le cadre de l'étude longitudinale [3]. De plus, les forces verticales sont supposées s'appliquer perpendiculairement au point de contact, et la force normale exercée sur le pneu est considérée constante, en l'absence de modélisation du système de suspension.

L'interaction entre le pneu et la route est modélisée à travers la force de friction longitudinale, généralement exprimée sous la forme :

$$F_x = \mu(\lambda) \cdot F_z \quad (4.6)$$

où le coefficient d'adhérence μ dépend du glissement longitudinal λ , lui-même défini par :

$$\lambda = \frac{R\omega - V}{\max(R\omega, V)} \quad (4.7)$$

Ce couplage non linéaire entre le glissement et la force de traction constitue un élément central dans la modélisation du comportement dynamique du véhicule.

Malgré sa simplicité, ce modèle permet de représenter les phénomènes fondamentaux tels que le patinage en phase d'accélération et le blocage des roues en phase de freinage. Les effets non modélisés, tels que les variations de charge dynamique ou les irrégularités de la route, peuvent être considérés comme des perturbations externes agissant sur le système.

Ainsi, le modèle à une roue constitue une base solide pour la conception et l'analyse des lois de commande du contrôle longitudinal. Il permet notamment de valider la robustesse des stratégies développées avant leur extension à des modèles plus complexes, tels que le modèle complet à quatre roues, plus représentatif du comportement réel du véhicule.

Les équations globales du système incluant le véhicule et la dynamique de roue peuvent être écrites comme suit :

$$M_v \dot{V}_x = F_z - F_{res} \quad (4.8)$$

$$J_w \dot{\omega} = C_m - R_w F_x - R_x \quad (4.9)$$

$$F_x = \mu(\lambda) \cdot F_z \quad (4.10)$$

$$F_z = M_v g \quad (4.11)$$

$$\lambda = \frac{R_w \omega - V_x}{\max(R_w \omega, V_x)} \quad (4.7)$$

$$F_{aero} = \rho C_d \frac{V_x^2}{2} \quad (4.13)$$

$$R_x = M_v g C_r \quad (4.14)$$

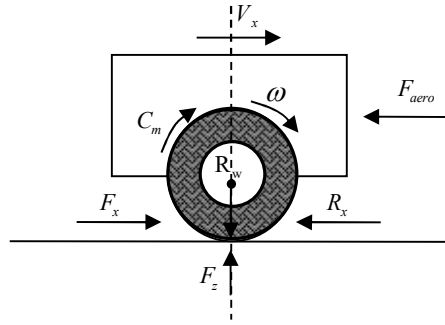


Figure 4.1: Modèle de véhicule à une roue.

4.4. Synthèse des contrôleurs ASR/ABS

La modélisation du comportement dynamique du véhicule dans des conditions de conduite réalistes nécessite la prise en compte explicite de l'interaction pneu-route, élément fondamental qui conditionne le niveau d'adhérence et, par conséquent, les performances longitudinales du véhicule. En effet, cette interaction dépend fortement du glissement et des conditions de la chaussée, ce qui en fait un facteur déterminant dans la conception des stratégies de contrôle. Ainsi, la modélisation précise du contact pneu-route constitue le cœur de la problématique du contrôle dynamique des véhicules [16].

Dans ce contexte, l'élaboration d'un modèle de véhicule représentatif est indispensable afin de répondre aux exigences d'analyse et de validation des lois de commande. Par ailleurs, l'intégration d'un modèle de conducteur s'avère essentielle pour reproduire des scénarios de conduite réalistes. Ce modèle permet de simuler les actions du conducteur, telles que le suivi d'un profil de vitesse, la génération des couples de freinage ainsi que les sollicitations en accélération. Il constitue ainsi une interface entre les consignes de conduite et le système de contrôle du véhicule [6].

Afin de garantir une stabilité optimale du véhicule électrique, plusieurs lois de commande sont développées et synthétisées pour réguler le glissement des roues dans différentes situations de conduite. L'objectif principal de ce travail est d'améliorer la stabilité longitudinale en assurant une régulation efficace du glissement à travers deux fonctions complémentaires : le contrôle anti-patinage (ASR) en phase d'accélération et le système antiblocage (ABS) en phase de freinage [2].

La coordination entre ces deux systèmes permet d'assurer une gestion continue et cohérente du glissement des roues, quelles que soient les conditions de conduite. En phase de traction, le système ASR agit en modulant le couple moteur fourni par les moteurs électriques afin de limiter le patinage. En phase de freinage, le système ABS régule le couple de freinage pour éviter le blocage des roues. Cette double action permet de maintenir le glissement dans une zone optimale $\lambda \approx \lambda_{\{opt\}}$ garantissant ainsi une adhérence maximale et une stabilité dynamique accrue [3].

Le schéma de principe illustré à la Figure 4.2 met en évidence l'architecture globale du système de contrôle, intégrant le conducteur, l'algorithme de commande, les actionneurs (moteurs) ainsi que les boucles de

rétroaction associées aux systèmes ASR et ABS. Cette architecture repose sur une interaction continue entre les différentes composantes du système, permettant une adaptation en temps réel aux variations des conditions d'adhérence et aux sollicitations du conducteur.

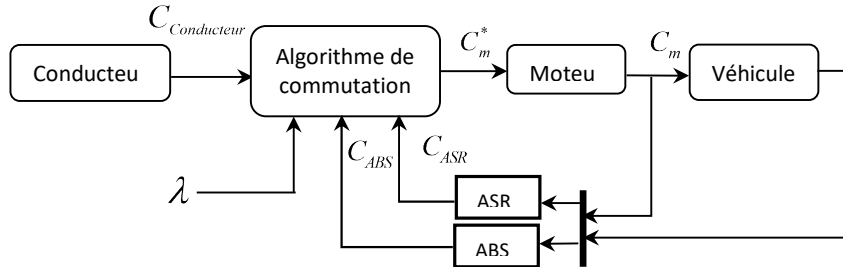


Figure 4.2 : Schéma de principe du contrôle ASR/ABS.

Les travaux récents dans ce domaine ont montré que l'intégration de stratégies de commande intelligentes, telles que la logique floue, les contrôleurs adaptatifs ou les approches hybrides, permet d'améliorer significativement les performances des systèmes ASR/ABS, en renforçant leur robustesse face aux incertitudes et aux perturbations liées à l'environnement de conduite [4, 9].

Le schéma de la Figure 4.2 représente l'architecture globale du système de contrôle longitudinal intégrant les fonctions **ASR (anti-patinage)** et **ABS (antiblocage)** dans un véhicule électrique.

1. Conducteur

Le conducteur génère une consigne de couple notée : $C_{conducteur}$. Cette consigne dépend de l'intention de conduite :

- accélération $\rightarrow$ couple positif
- freinage $\rightarrow$ couple négatif

2. Algorithme de commutation

Le bloc **algorithme de commutation** joue un rôle central. Il :

- sélectionne le mode de fonctionnement (ASR ou ABS)
- adapte la consigne du conducteur
- génère une commande corrigée : C^*

Il reçoit :

- la consigne conducteur
- le glissement λ
- les corrections issues des contrôleurs ASR et ABS

3. Contrôleurs ASR / ABS

✓ ASR (accélération)

- actif si $C_{conducteur} > 0$
- réduit le couple moteur si patinage

✓ ABS (freinage)

- actif si $C_{conducteur} < 0$
- module le couple de freinage pour éviter le blocage

Ils génèrent C_{ASR} , C_{ABS}

4. Moteur électrique

Le moteur reçoit la commande corrigée : C_m

Avantage EV :

- réponse rapide
- précision du couple
- commande indépendante par roue

5. Véhicule + roue

Le véhicule transforme le couple en mouvement : $\omega \rightarrow V$ et génère le glissement : λ

6. Boucle de rétroaction

Le glissement λ est mesuré et renvoyé :

➡ vers ASR / ABS

➡ vers l'algorithme de commutation

C'est une **boucle fermée** essentielle pour la stabilité.

Le système ASR–ABS repose sur une régulation du glissement autour d'une valeur optimale. L'ASR agit sur le couple moteur en traction, tandis que l'ABS agit sur le couple de freinage. Leur coordination permet d'assurer la stabilité du véhicule dans toutes les phases de conduite.

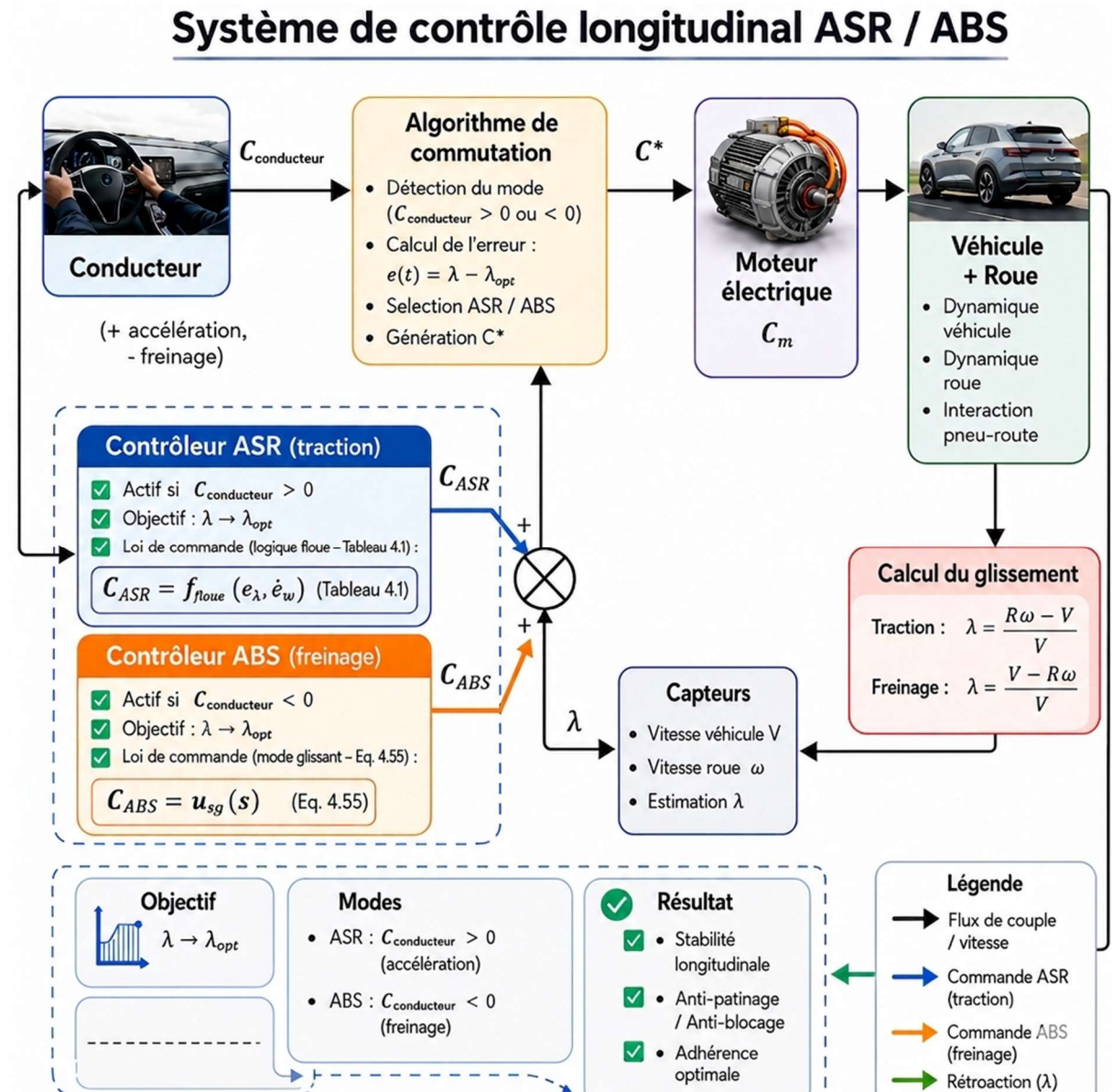


Figure 4.3 : Schéma de principe détaillé du contrôle ASR/ABS.

4.4.1. Accélération angulaire

Le taux de glissement longitudinal constitue une grandeur essentielle dans l'analyse de la dynamique du véhicule et du contact pneu–route. Il est défini à partir de la relation entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse longitudinale du véhicule, comme indiqué par les équations correspondantes [3]. Cette grandeur permet de caractériser l'état d'adhérence et de distinguer les différents régimes de fonctionnement, notamment l'adhérence, le glissement contrôlé et le patinage. Afin d'approfondir l'analyse dynamique du système, il est nécessaire d'introduire l'accélération angulaire de la roue, qui représente la variation temporelle de la vitesse de rotation. Cette grandeur joue un rôle clé dans la compréhension des phénomènes transitoires, en particulier lors des phases d'accélération et de freinage.

Dans ce contexte, on définit les accélérations angulaires de la roue pour les deux régimes de fonctionnement du véhicule, à savoir la phase d'accélération (traction) et la phase de freinage. Ces grandeurs, notées respectivement : $\dot{\omega}_a$ et $\dot{\omega}_f$ permettent de décrire l'évolution dynamique de la roue en fonction du couple appliqué et des forces de contact avec la route.

L'expression de l'accélération angulaire découle directement de la dynamique de rotation de la roue, donnée par :

$$J \frac{d\omega}{dt} = C_m - R F_x \quad (4.15)$$

où J est le moment d'inertie de la roue, C_m le couple moteur (ou de freinage), R le rayon de la roue et F_x la force longitudinale au point de contact pneu–route.

Ainsi, en phase d'accélération, l'accélération angulaire est principalement influencée par le couple moteur appliqué, tandis qu'en phase de freinage, elle dépend davantage du couple de freinage et de la capacité d'adhérence du pneu. L'analyse de ces deux régimes permet de mieux comprendre l'évolution du glissement et de concevoir des stratégies de contrôle efficaces, telles que les systèmes ASR et ABS, visant à maintenir le glissement dans une zone optimale.

4.4.2. Phase d'accélération

Dans la phase d'accélération du véhicule, l'analyse dynamique est simplifiée en négligeant certaines forces résistantes secondaires, notamment la résistance au roulement et la résistance aérodynamique. Cette hypothèse permet de se concentrer sur les phénomènes dominants liés à la transmission du couple moteur et à l'interaction pneu–route, qui sont les principaux responsables du comportement longitudinal du véhicule [3].

Le taux de glissement longitudinal constitue la variable clé dans cette analyse. Il est défini comme la différence relative entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse du véhicule, ce qui permet de caractériser l'écart par rapport au roulement pur. Dans le cas de la traction, il s'écrit sous la forme :

$$\lambda = \frac{R\omega - V}{R\omega} \quad (4.16)$$

La dérivée temporelle du glissement permet d'analyser le comportement dynamique du système :

$$\dot{\lambda} = \frac{R\dot{\omega}V - R\omega\dot{V}}{(R\omega)^2} \quad (4.17)$$

En introduisant les équations de la dynamique du véhicule et de la roue, on obtient une relation couplée entre l'accélération angulaire de la roue, le couple moteur et le glissement :

$$\dot{\lambda} = \frac{[J\omega + (1-\lambda)MR^2]\dot{\omega} - C_m}{\omega MR^2} \quad (4.18)$$

Cette expression met en évidence le couplage non linéaire entre la dynamique de rotation de la roue et la dynamique longitudinale du véhicule, caractéristique fondamentale des systèmes de traction.

Interprétation physique : Cette équation montre que le glissement dépend de l'accélération angulaire $\dot{\omega}$ et du couple moteur C_m .

- si : $C_m > J_{eq}\dot{\omega} \Rightarrow$ le glissement augmente $\rightarrow$ patinage

En isolant l'accélération angulaire, on obtient :

$$\dot{\omega} = \frac{C_m}{J_{\omega} + (1-\lambda)MR^2} + \frac{\omega MR^2 \dot{\lambda}}{J_{\omega} + (1-\lambda)MR^2} \quad (4.19)$$

Cette relation montre que l'accélération angulaire dépend à la fois du **couple moteur appliqué** et de la **variation du glissement**, ce qui souligne l'importance du contrôle du glissement dans la stabilité du système.

Dans le cas particulier où le **glissement varie lentement**, c'est-à-dire lorsque : $\dot{\lambda} \approx 0$ l'expression de l'accélération angulaire se simplifie considérablement et devient :

$$\dot{\omega}_a = \frac{C_m}{J_{\omega} + (1-\lambda)MR^2} \quad (4.20)$$

Cette équation montre que, en régime quasi-stationnaire, l'accélération angulaire est directement proportionnelle au **couple moteur** et **inversement proportionnelle** à une **inertie équivalente dépendant du glissement**.

L'équation (4.20) signifie :

- lorsque λ augmente $\rightarrow$ l'inertie équivalente diminue
- donc la roue accélère plus facilement $\rightarrow$ risque de patinage

✓ C'est exactement ce que corrige le système **ASR**

L'expression de l'accélération angulaire met en évidence une propriété physique essentielle du système de traction : lorsque le taux de glissement λ augmente, le terme d'inertie équivalente $J_{\omega} + (1-\lambda)MR^2$ diminue. Cette réduction traduit une moindre opposition dynamique à la rotation de la roue, ce qui signifie que, pour un même couple moteur appliqué, la roue a tendance à accélérer plus rapidement. Ce phénomène favorise une amplification du glissement et peut conduire à une situation de patinage si aucune action de régulation n'est mise en œuvre. Ainsi, l'augmentation du glissement engendre un comportement instable du système, caractérisé par une divergence entre la vitesse de rotation de la roue et la vitesse du véhicule. Dans ce contexte, **le système anti-patinage (ASR)** joue un rôle fondamental en **ajustant le couple moteur afin de limiter cette accélération excessive**, maintenant ainsi le glissement dans une zone optimale et garantissant une adhérence efficace ainsi qu'une stabilité dynamique du véhicule.

4.4.3. Phase de freinage

Dans la phase de freinage, la dynamique du système est gouvernée par l'application d'un couple négatif au niveau de la roue, ce qui tend à réduire sa vitesse de rotation. Le comportement du véhicule dans cette situation est fortement influencé par le taux de glissement longitudinal, qui constitue une variable clé pour caractériser l'état d'adhérence entre le pneu et la route. En effet, le glissement permet de quantifier l'écart entre la vitesse réelle du véhicule et la vitesse périphérique de la roue, et joue un rôle déterminant dans la génération des forces de freinage.

Dans le cas du freinage, le taux de glissement est généralement défini par :

$$\lambda = \frac{R\omega - V}{V} \quad (4.21)$$

La dérivée temporelle de ce glissement permet d'analyser les phénomènes dynamiques associés à la décélération :

$$\dot{\lambda} = \frac{R\dot{\omega}V - V\dot{R}\omega}{(V)^2} \quad (4.22)$$

En introduisant les équations de la dynamique longitudinale du véhicule et de la roue, on obtient une relation non linéaire reliant le taux de variation du glissement, l'accélération angulaire et le couple de freinage :

$$\dot{\lambda} = \frac{\frac{(1+\lambda)^2}{MR^2}C_m - \left[(1+\lambda) + \frac{(1+\lambda)^2}{MR^2}\right]\omega}{\omega} \quad (4.23)$$

En isolant l'accélération angulaire, on obtient :

$$\dot{\omega} = \frac{(1+\lambda)C_m}{J_\omega(1+\lambda) + MR^2} + \frac{\omega\dot{\lambda}}{J_\omega(1+\lambda) + MR^2} \quad (4.24)$$

Cette expression met en évidence le couplage entre la dynamique de la roue et l'évolution du glissement, caractéristique essentielle des systèmes de freinage contrôlés. Elle montre que l'accélération angulaire dépend à la fois du couple de freinage appliqué et de la variation du glissement.

Dans le cas où le glissement évolue lentement, c'est-à-dire lorsque : $\dot{\lambda} \approx 0$ l'expression de l'accélération angulaire se simplifie et peut être approximée par :

$$\dot{\omega}_f = \frac{(1+\lambda)C_m}{J_\omega(1+\lambda) + MR^2} \quad (4.25)$$

Cette relation met en évidence un comportement fondamental du système de freinage : lorsque le taux de glissement λ augmente, le terme inertiel équivalent $J_\omega(1 + \lambda) + MR^2$ évolue de manière à modifier la réponse dynamique de la roue. Une augmentation excessive du glissement conduit à une diminution rapide de la vitesse de rotation, pouvant aller jusqu'au blocage de la roue ($\omega \rightarrow 0$), ce qui correspond à $\lambda \rightarrow 1$. Dans cette situation, la roue cesse de rouler et entre dans un régime de glissement total, entraînant une perte d'adhérence et de stabilité du véhicule.

Ainsi, sans régulation, le système devient instable en freinage. C'est précisément le rôle du **système ABS** de contrôler le couple de freinage afin de maintenir le glissement autour d'une valeur optimale, garantissant une force de freinage maximale tout en préservant la capacité directionnelle du véhicule.

Comparaison dynamique : Accélération / Freinage

L'analyse des phases d'accélération et de freinage met en évidence des comportements dynamiques distincts mais complémentaires du système véhicule–roue. Dans les deux cas, le taux de glissement λ joue un rôle central, puisqu'il conditionne directement la transmission des efforts longitudinaux et la stabilité du véhicule.

Analyse physique comparative

Aspect	Accélération (ASR)	Freinage (ABS)
Signe du couple	$C_m > 0$	$C_m < 0$
Effet du glissement	Réduit l'inertie équivalente	Amplifie la décélération
Risque	Patinage	Blocage
Dynamique roue	Accélération excessive	Décélération brutale
Instabilité	$\omega \uparrow$	$\omega \downarrow$

Interprétation physique unifiée

Dans les deux phases, le glissement agit comme un **paramètre de rétroaction non linéaire** :

- En **accélération**, une augmentation de λ réduit l'inertie équivalente
 - ➔ la roue accélère davantage
 - ➔ amplification du patinage
- En **freinage**, une augmentation de λ accentue la décélération
 - ➔ la roue ralentit rapidement
 - ➔ risque de blocage

Dans les deux cas : $\lambda > \lambda_{opt} \Rightarrow$ **instabilité**

Rôle des systèmes de contrôle

- **ASR (traction)**
 - ✓ réduit le couple moteur ; ✓ limite λ ; ✓ évite le patinage
- **ABS (freinage)**
 - ✓ module le couple de freinage ; ✓ évite $\omega \rightarrow 0$; ✓ empêche le blocage

Objectif commun

Les deux systèmes visent à maintenir $\lambda \approx \lambda_{opt}$, ce qui garantit :

- adhérence maximale
- stabilité du véhicule
- performance optimale

Les phases d'accélération et de freinage présentent des dynamiques opposées mais symétriques du point de vue du glissement. Dans les deux cas, une dérive du glissement au-delà de sa valeur optimale conduit à une instabilité du système, soit sous forme de patinage, soit sous forme de blocage des roues. Les systèmes ASR et ABS apparaissent ainsi comme deux solutions complémentaires visant à réguler ce paramètre critique, en adaptant respectivement le couple moteur et le couple de freinage. Leur coordination permet d'assurer une maîtrise complète du comportement longitudinal du véhicule, quelles que soient les conditions d'adhérence.

4.4.4. Algorithme du contrôleur ASR

En phase d'accélération, lorsque le couple moteur appliqué est positif, l'interaction entre le pneu et la surface de la route permet la génération d'une force de traction assurant la mise en mouvement du véhicule. Cette force dépend directement du niveau d'adhérence disponible, lequel est fortement lié au taux de glissement longitudinal. Tant que ce glissement reste dans une plage admissible, le contact pneu-route est exploité efficacement, garantissant une transmission optimale du couple moteur [17, 18].

Cependant, lorsque le couple demandé dépasse la capacité d'adhérence du sol, une augmentation excessive du glissement est observée. Dans ce cas, la roue motrice commence à tourner plus rapidement que la vitesse réelle du véhicule, ce qui traduit une perte de contact efficace avec la chaussée. Ce phénomène, appelé patinage, entraîne une diminution de la force de traction et une dégradation de la stabilité du véhicule, notamment sur des surfaces à faible adhérence telles que les routes mouillées ou verglacées.

Afin de remédier à cette situation, le contrôleur ASR intervient de manière automatique dès la détection d'un glissement excessif. Le principe de fonctionnement repose sur une régulation du couple moteur appliqué aux roues motrices, soit par réduction de la puissance du moteur, soit par application sélective du freinage sur les roues en patinage. Cette action permet de ramener le glissement dans une plage optimale, garantissant ainsi une meilleure adhérence et une stabilité accrue du véhicule.

Ainsi, l'objectif fondamental du contrôleur ASR est de maintenir le taux de glissement λ en dessous d'un seuil critique, et idéalement autour d'une valeur optimale λ_{opt} , correspondant à la zone de maximum d'adhérence. Cette stratégie permet non seulement d'éviter le patinage, mais également d'optimiser la performance de traction et d'assurer un comportement dynamique stable du véhicule dans des conditions de conduite variées [17, 18].

4.4.4.1. Seuil d'accélération angulaire

Dans la dynamique longitudinale des véhicules, l'apparition des phénomènes de patinage (en phase d'accélération) ou de blocage (en phase de freinage) se traduit par une variation rapide du taux de glissement. Cette variation s'accompagne d'une évolution significative de l'accélération angulaire de la roue : celle-ci augmente rapidement lors du patinage et diminue brutalement en cas de blocage. Ainsi, l'accélération angulaire constitue un indicateur pertinent de l'état d'adhérence du système pneu-route et peut être utilisée comme variable de détection des situations critiques.

Sur la base de ce constat, une stratégie efficace consiste à limiter l'accélération angulaire de la roue à l'intérieur d'un intervalle de sécurité défini par un seuil. Ce seuil permet de prévenir les dérives du glissement en

maintenant le système dans une zone de fonctionnement stable. Par conséquent, l'accélération angulaire peut être interprétée comme une grandeur mesurable reflétant indirectement l'évolution du glissement, facilitant ainsi la mise en œuvre des systèmes de contrôle ASR et ABS [18].

Étant donné que l'objectif principal des systèmes anti-patinage et antiblocage est de maintenir le taux de glissement autour d'une valeur optimale λ_{opt} , garantissant une force de traction maximale, il est possible de définir des seuils d'accélération angulaire associés à ce glissement de référence. En remplaçant le glissement réel par un glissement désiré λ_d dans les expressions dynamiques précédentes, on obtient les seuils d'accélération angulaire pour les deux phases de fonctionnement :

Phase d'accélération (ASR)

$$\dot{\omega}_{da} = \frac{C_m}{J_{\omega} + (1 - \lambda_d)MR^2} \quad (4.26)$$

Phase de freinage (ABS)

$$\dot{\omega}_{fd} = \frac{(1 + \lambda_d)C_m}{J_{\omega}(1 + \lambda_d) + MR^2} \quad (4.27)$$

Ces expressions définissent les limites dynamiques admissibles de l'accélération angulaire en fonction du glissement désiré. Elles permettent d'établir un critère de décision pour l'activation des systèmes de contrôle : lorsque l'accélération angulaire mesurée dépasse ces seuils, cela indique une dérive du glissement nécessitant une intervention du contrôleur.

Dans cette étude, un glissement optimal unique est considéré pour l'ensemble des roues (avant et arrière), ce qui simplifie la conception du contrôleur tout en conservant une représentation cohérente du comportement global du véhicule. Cette hypothèse est couramment adoptée dans les approches de contrôle longitudinal, bien que des stratégies plus avancées puissent envisager une adaptation du glissement optimal en fonction de la charge dynamique ou des conditions de la route [18].

4.4.5. Contrôleur ASR basé sur la logique floue

Le contrôleur anti-patinage (ASR) proposé repose sur l'utilisation de la logique floue, une approche particulièrement adaptée aux systèmes non linéaires et incertains tels que l'interaction pneu-route. L'objectif principal de ce contrôleur est de maintenir le taux de glissement des roues motrices dans une zone optimale, garantissant ainsi une transmission efficace de l'effort de traction tout en préservant la stabilité du véhicule [18].

Le contrôleur flou (FLC) est construit à partir de deux variables d'entrée. La première correspond à l'erreur de glissement :

$$e_{\lambda} = \lambda - \lambda_{opt} \quad (4.28)$$

qui représente l'écart entre le glissement réel et sa valeur optimale. La seconde variable d'entrée est liée à la dynamique de la roue et est définie comme l'erreur d'accélération angulaire :

$$e_{\omega} = \dot{\omega}_{opt} - \dot{\omega} \quad (4.29)$$

où $\dot{\omega}_{opt}$ représente un seuil de référence permettant de détecter les conditions de patinage.

À partir de ces deux grandeurs, le contrôleur flou élabore une commande de couple C_{ASR} en s'appuyant sur une base de règles linguistiques de type IF–THEN. Cette commande agit directement sur le couple moteur afin de limiter simultanément le glissement excessif et les variations brusques de la vitesse de rotation de la roue motrice.

Les fonctions d'appartenance associées aux variables d'entrée (e_λ , e_ω), ainsi qu'à la variable de sortie C_{ASR} , sont représentées à la Figure 4.4. Leur structuration permet de traduire les grandeurs physiques en variables linguistiques (NB, NM, NS, Z, PS, PM, PB), facilitant ainsi la prise de décision du contrôleur dans des conditions de conduite variées.

En définitive, cette approche offre une régulation robuste et adaptative du glissement, améliorant significativement la stabilité dynamique et les performances de traction du véhicule électrique, notamment en présence de conditions d'adhérence dégradées.

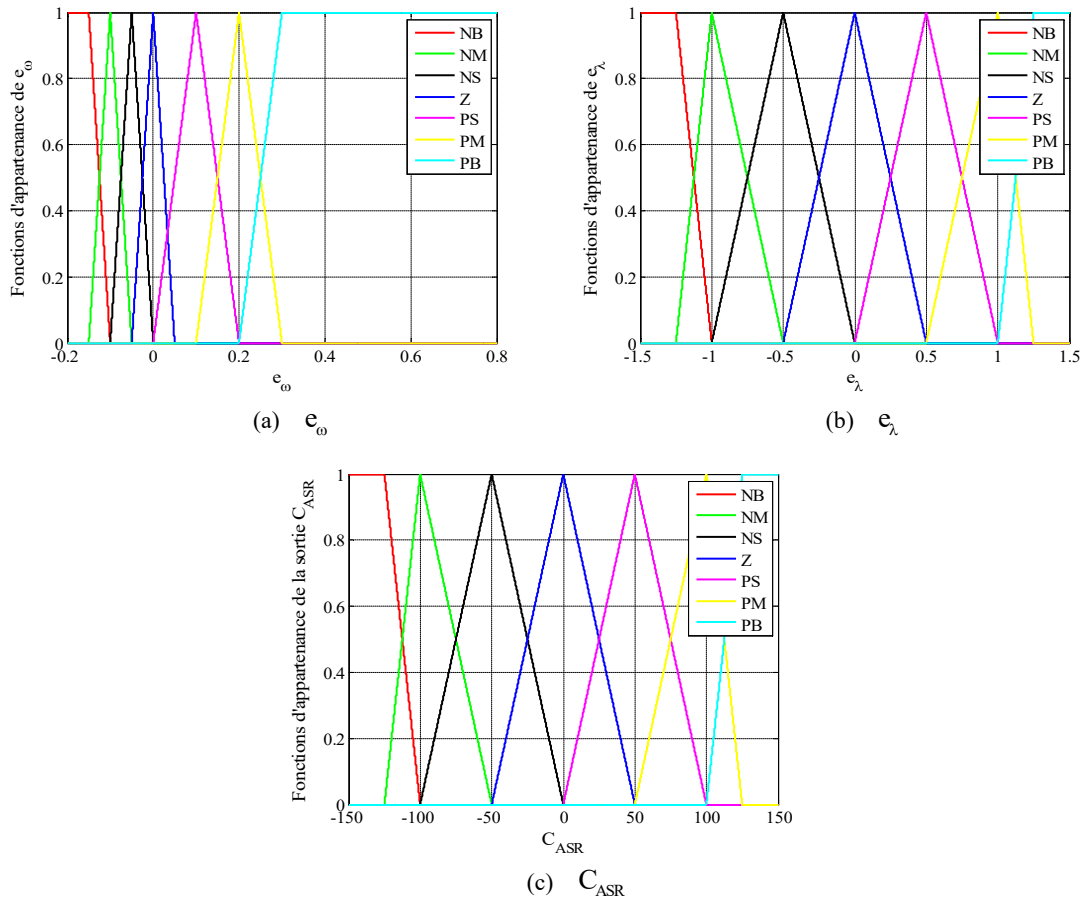


Figure 4.4: Les fonctions d'appartenance des variables d'entrée (e_ω , e_λ , C_{ASR})

Afin de garantir des performances élevées du système anti-patinage et d'éviter l'apparition de glissement excessif des roues motrices, le contrôleur flou est conçu pour ajuster dynamiquement le couple moteur à partir d'une stratégie de compensation adaptée. Plus précisément, lorsque le système détecte une augmentation

significative du glissement, associée à une accélération angulaire élevée de la roue, une action corrective importante est nécessaire. Dans ce cas, le contrôleur génère un couple de compensation élevé C_{ASR} , permettant de réduire rapidement le couple moteur appliqué et de ramener le glissement vers sa zone optimale.

En revanche, lorsque l'accélération angulaire de la roue reste inférieure à un seuil prédéfini — ce qui traduit généralement une condition d'adhérence satisfaisante entre le pneu et la chaussée — aucune action corrective n'est requise. Le contrôleur applique alors un couple de compensation nul ou très faible, afin de ne pas dégrader inutilement les performances de traction.

L'ensemble des règles floues mises en œuvre est synthétisé dans le Tableau 5.1, sous forme d'une matrice de décision reliant les variables d'entrée e_λ et e_ω (erreur d'accélération angulaire) à la sortie C_{ASR} . Ces règles sont construites selon une logique heuristique inspirée du comportement physique du système et de l'expérience en dynamique du véhicule.

4.4.5.1. Explication détaillée des règles floues

Les règles floues peuvent être interprétées selon les cas suivants :

1. Zone de faible glissement (NP, Z)

- Lorsque e_λ est faible ou négatif (glissement inférieur à la valeur optimale)
- et que e_ω est également faible

Action :

- $C_{ASR} \approx 0$
 ➡ aucune correction nécessaire
 ➡ le véhicule exploite pleinement l'adhérence disponible

2. Zone de glissement modéré (PP, PM)

- Lorsque le glissement commence à dépasser la valeur optimale
- mais reste dans une zone contrôlable

Action : correction progressive (PS, PM)

- ➡ réduction modérée du couple moteur
- ➡ stabilisation sans perte de performance

3. Zone critique de patinage (PG)

- e_λ élevé (fort glissement)
- e_ω élevé (accélération rapide de la roue)

Action : C_{ASR} élevé (PG)

- ➡ réduction rapide du couple moteur
- ➡ suppression du patinage

4. Cas dynamique (interaction $e_\lambda - e_\omega$)

Le contrôleur prend en compte :

- l'état statique → niveau de glissement
- l'état dynamique → variation du glissement

✓ Exemple :

- e_λ moyen + e_ω élevé
 ➔ correction forte (anticipation du patinage)

Interprétation globale

Le contrôleur flou agit comme un régulateur intelligent qui :

- ✓ détecte le début du patinage
- ✓ agit avant perte totale d'adhérence
- ✓ adapte la correction en fonction de la dynamique

La base de règles floues permet d'implémenter une stratégie de contrôle non linéaire efficace, capable de reproduire le comportement optimal du système de traction sans nécessiter de modèle mathématique précis. Cette approche améliore la robustesse et la réactivité du système ASR, en particulier dans des conditions d'adhérence variables [17, 18].

		$\dot{e}_\omega$						
		NB	NM	NS	Z	PS	PM	PB
e_λ	NB	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	NM	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	NS	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	Z	Z	Z	Z	Z	Z	PS	PS
	PS	Z	Z	Z	Z	PS	PM	PM
	PM	Z	Z	PS	PM	PM	PM	PM
	PB	Z	PS	PM	PM	PB	PB	PB

Tableau 4.1 : Tableau des règles floues du contrôleur ASR

4.5. Contrôleur ABS basé sur le mode glissant (SMC)

4.5.1. Définition du glissement en phase de freinage

Le glissement longitudinal en freinage est défini par :

$$\lambda = \frac{(V - R \cdot \omega)}{V} \quad (4.30)$$

où :

- V : vitesse du véhicule
- ω : vitesse angulaire de la roue
- R : rayon de la roue

Ce rapport mesure la différence entre la vitesse véhicule et la vitesse périphérique de la roue.

4.5.2. Dynamique du glissement

En dérivant λ :

$$\dot{\lambda} = \frac{\dot{V} - R \cdot \dot{\omega}}{V} - (V - R \cdot \omega) \cdot \frac{\dot{V}}{V^2} \quad (4.31)$$

Après simplification :

$$\dot{\lambda} = \frac{((1 - \lambda) \cdot \dot{V} - R \cdot \dot{\omega})}{V} \quad (4.32)$$

4.5.3. Dynamique roue–véhicule

Les équations fondamentales sont :

Dynamique du véhicule

$$M \cdot \dot{V} = -F_t \quad (4.33)$$

Dynamique de la roue

$$J_{\omega} \cdot \dot{\omega} = -C_b + R \cdot F_t - R_{roll} \quad (4.34)$$

En injectant $\dot{V}$ et $\dot{\omega}$:

$$\dot{\lambda} = f - \frac{V - R \cdot \omega}{V \cdot J_{\omega}} \cdot C_b \quad (4.35)$$

Après réarrangement :

$$C_b = \frac{V \cdot J_{\omega}}{V - R \cdot \omega} (f - \dot{\lambda}) \quad (4.36)$$

où :

$$f = \frac{((1 - \lambda) \cdot \dot{V} + \left(\frac{R^2}{J_{\omega}}\right) \cdot F_t)}{V} \quad (4.37)$$

4.5.4. Estimation de la force longitudinale

La force de contact pneu–route est estimée par :

$$F_t = \frac{(C - J_{\omega} \cdot \dot{\omega} - R_{roll})}{R} \quad (4.38)$$

Cette relation permet d'intégrer les effets dynamiques et les perturbations.

4.5.5. Principe du contrôle par mode glissant

Le contrôle par mode glissant (*Sliding Mode Control – SMC*) est une technique de commande robuste particulièrement adaptée aux systèmes non linéaires et soumis à des incertitudes. Son principe repose sur la définition d'une **surface de glissement** $S(x)$ qui représente le comportement souhaité du système [18].

L'objectif du contrôleur est double :

1. **forcer les trajectoires du système à atteindre cette surface,**
2. **puis les maintenir sur cette surface** malgré les perturbations.

4.5.5.1. Définition de la surface de glissement

La surface est généralement définie sous forme d'une erreur :

$$S = e = x - x_{ref} \quad (4.39)$$

ou dans des cas dynamiques :

$$S = \dot{e} + \lambda e \quad (4.40)$$

Lorsque $S=0$, le système suit parfaitement la consigne.

4.5.5.2. Structure du contrôleur SMC

Le contrôleur se compose de deux termes fondamentaux :

a) Commande équivalente u_{eq}

- Elle correspond à la partie **continue** de la commande
- Elle est obtenue en imposant : $\dot{S} = 0$

Rôle :

- maintenir le système **sur la surface de glissement**
- reproduire la dynamique idéale

b) Commande discontinue u_n

- Elle est de type **non linéaire** :

$$u_n = K \cdot \text{sign}(S) \quad (4.41)$$

ou en version adoucie :

$$u_n = K \cdot \text{sat}\left(\frac{S}{\varphi}\right) \quad (4.42)$$

Rôle :

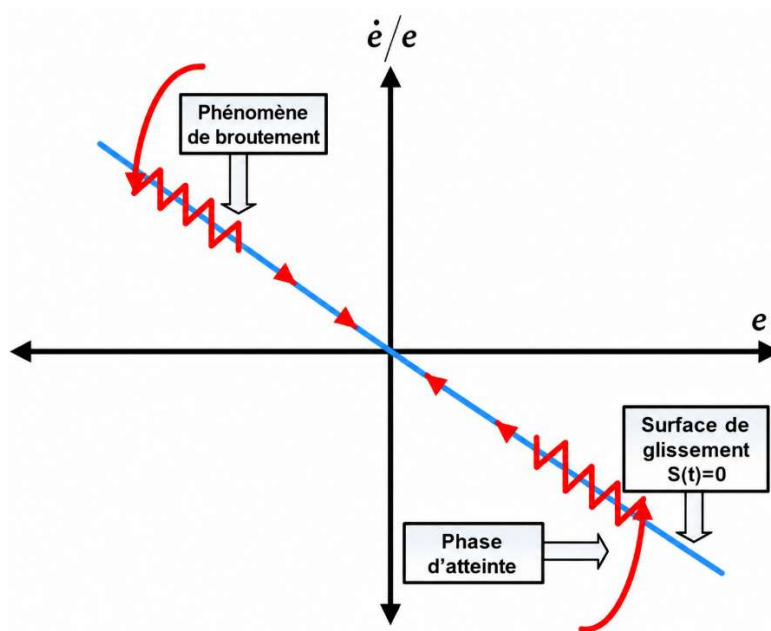
- forcer les trajectoires à atteindre rapidement $S=0$
- assurer la robustesse face aux perturbations

4.5.5.3. Loi de commande globale

$$u = u_{eq} + u_n \quad (4.43)$$

Combinaison :

- précision (commande équivalente)
- robustesse (commande discontinue)

**Figure 4.5 :** Illustration 1 : convergence vers la surface de glissement**1. Description des axes**

- Axe horizontal : $e \rightarrow$ erreur (par exemple $\lambda - \lambda_{opt}$)

- Axe vertical : $\dot{e} \rightarrow$ *dérivée de l'erreur*

Le plan $(e, \dot{e})$ représente l'évolution dynamique du système.

2. Surface de glissement $S(t)=0$

La droite bleue correspond à : $S(e, \dot{e}) = \dot{e} + \lambda e = 0$

Cette droite est appelée :

✓ surface de glissement

- ✓ elle définit le comportement idéal du système

3. Phase d'atteinte (Reaching Phase)

- Partie inférieure de la figure
- Les trajectoires (flèches rouges) partent d'un état initial quelconque
- Elles convergent vers la surface $S=0$

- ✓ Cette phase est appelée : *Phase d'atteinte (Reaching Phase)*

Rôle :

- amener rapidement le système vers la surface
- assurée par la commande discontinue

4. Phase de glissement (Sliding Phase)

Une fois sur la droite : $S = 0$

- ✓ Le système reste **contraint à cette surface**
- ✓ La dynamique devient : idéale et contrôlée

Le système suit alors la consigne

5. Phénomène de chattering

Visible sous forme de zigzag rouge autour de la surface

- ✓ Origine : commande discontinue $\text{sign}(S)$
- ✓ Effet :

- oscillations rapides
- vibration autour de $S=0$

Ce phénomène est appelé : Chattering

6. Interprétation globale

La figure montre clairement deux comportements :

✓ Avant la surface :

- convergence rapide
- dynamique non linéaire

✓ Sur la surface :

- suivi optimal
- robustesse aux perturbations

Interprétation :

- les trajectoires convergent vers $S=0$

- phase appelée **phase d'atteinte (reaching phase)**

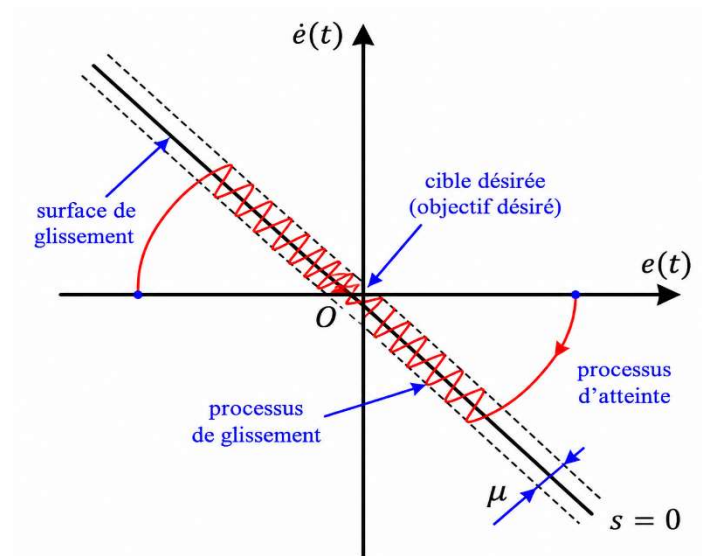


Figure 4.6 : Illustration 2 : mouvement en régime de glissement

Interprétation :

- le système évolue **le long de la surface**
- insensible aux perturbations
- ➔ **robustesse du SMC**

Interprétation physique

- avant d'atteindre la surface → correction rapide
- sur la surface → comportement optimal
- perturbations → compensées automatiquement

Limitation : le chattering

Le SMC classique introduit des oscillations rapides : $\text{sign}(S)$

Solution : $\text{sat}\left(\frac{S}{\varphi}\right)$

✓ réduit les oscillations

✓ améliore la mise en œuvre réelle

Le contrôle par mode glissant repose sur la combinaison d'une commande équivalente assurant la dynamique souhaitée et d'une commande discontinue garantissant la convergence vers la surface de glissement. Cette structure confère au SMC une robustesse élevée face aux incertitudes et aux perturbations, ce qui en fait une méthode particulièrement adaptée aux systèmes non linéaires tels que les systèmes de freinage ABS.

4.5.5.4. Définition de la surface de glissement

$$S = \dot{\lambda} - \dot{\lambda}_{opt} \quad (4.44)$$

Objectif :

$$S = 0 \Rightarrow \dot{\lambda} = \dot{\lambda}_{opt} \quad (4.45)$$

4.5.5.5. Calcul de la commande équivalente

En imposant $S=0$:

$$\dot{\lambda} = \dot{\lambda}_{opt} \quad (4.46)$$

On obtient :

$$f - \frac{V - R \cdot \omega}{V \cdot J_{\omega}} \cdot C_b = \dot{\lambda}_{opt} \quad (4.47)$$

$$C_b = \frac{V \cdot J_{\omega}}{V - R \cdot \omega} \cdot (f - \dot{\lambda}_{opt}) \quad (4.48)$$

Après développement :

$$C_b = \frac{J_{\omega} \cdot (1 - \lambda) \cdot \dot{V}}{R} + R \cdot F_t - \frac{V \cdot J_{\omega}}{R} \cdot \dot{\lambda}_{opt} \quad (4.49)$$

4.5.5.6. Commande totale (SMC)

$$C_{bt} = C_b + K \cdot \text{sign}(S) \quad (4.50)$$

où :

- $K > 0$: gain de robustesse

4.5.5.7. Analyse de stabilité (Lyapunov)

Fonction candidate :

$$V = \frac{1}{2} \cdot S^2 \quad (4.51)$$

Sa dérivée :

$$\dot{V} = S \dot{S} \quad (4.52)$$

Condition de convergence :

$$S \cdot \dot{S} \leq -\eta \cdot |S| \quad (4.53)$$

garantit :

- stabilité globale
- convergence vers $S=0$

4.5.5.8. Réduction du phénomène de chattering

Le terme discontinu est remplacé par :

$$\text{sat}\left(\frac{S}{\phi}\right) \quad (4.54)$$

où :

- ϕ : couche limite

4.5.5.9. Loi finale du contrôleur ABS

$$C_{ABS} = \frac{J_{\omega} \cdot (1 - \lambda) \cdot \dot{V}}{R} + R \cdot F_t - \frac{V \cdot J_{\omega}}{R} \cdot \dot{\lambda}_{opt} + K \cdot \text{sat}\left(\frac{\lambda - \lambda_{opt}}{\phi}\right) \quad (4.55)$$

Interprétation physique

- premier terme → dynamique du véhicule
- deuxième terme → interaction pneu–route
- troisième terme → suivi de référence
- dernier terme → robustesse

Le contrôleur ABS basé sur le mode glissant permet une régulation robuste du glissement en présence d'incertitudes dynamiques et de variations d'adhérence. La combinaison d'une commande équivalente et d'une action discontinue garantit une convergence rapide vers la surface de glissement et un maintien autour du glissement optimal, assurant ainsi la stabilité et la sécurité du véhicule.

4.6. Résultats de simulation

Dans le but d'analyser le comportement dynamique du système de traction étudié, le véhicule électrique est soumis à un déplacement rectiligne sur une route supposée plane, suivant un profil de vitesse prédéfini, illustré à la Figure 4.7. L'étude se concentre exclusivement sur la phase extra-urbaine du cycle normalisé NEDC (New European Driving Cycle), reconnue pour représenter des conditions de conduite à vitesse variable.

Comme le montre la figure, le profil de vitesse adopté est de type segmenté, alternant entre des phases transitoires et des phases stationnaires. Le véhicule démarre à partir du repos et atteint progressivement une vitesse de 20 m/s en environ 10 secondes, traduisant une phase d'accélération modérée. Cette vitesse est ensuite maintenue constante entre 10 s et 20 s, permettant d'observer le comportement du système en régime établi. Une seconde phase d'accélération est ensuite imposée entre 20 s et 25 s, où la vitesse augmente jusqu'à 30 m/s, suivie d'un nouveau palier de vitesse constante jusqu'à 35 s. Enfin, une phase de décélération est observée entre 35 s et 40 s, ramenant la vitesse à 20 m/s, qui est ensuite maintenue stable jusqu'à la fin de la simulation.

Ce scénario reproduit fidèlement des conditions réalistes de conduite extra-urbaine, caractérisées par des variations successives de vitesse. Il permet ainsi d'évaluer la capacité du système de traction à répondre efficacement aux sollicitations dynamiques, notamment en termes de suivi de consigne, de stabilité en régime permanent, et de réactivité lors des transitions (accélérations et décélérations).

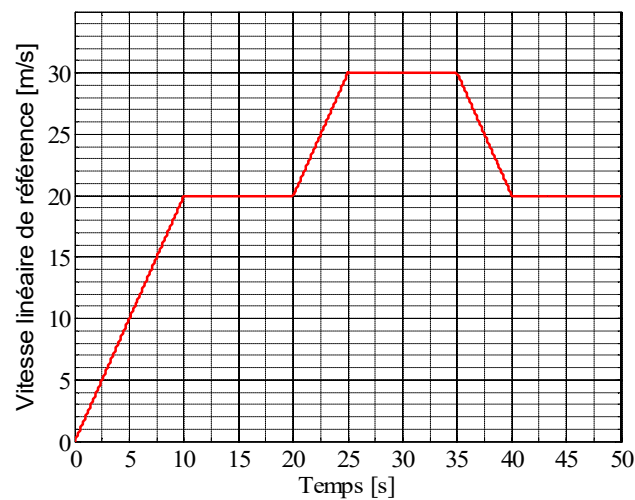


Figure 4.7 : Vitesse linéaire de référence du véhicule

Les figures 4.8 présentées illustrent l'évolution des vitesses linéaires des roues du véhicule électrique ainsi que leur comparaison avec la vitesse de référence, dans des conditions d'adhérence variables. L'essai consiste à simuler une transition d'une route sèche vers une route humide durant deux phases critiques : une phase d'accélération entre $t=5$ s et $t=8$ s, et une phase de décélération entre $t=36$ s et $t=38$ s.

D'après la première figure, les vitesses des quatre roues (avant gauche AV-G, avant droite AV-D, arrière gauche AR-G et arrière droite AR-D) se superposent globalement à la vitesse de référence sur l'ensemble du cycle. Cela traduit un bon comportement du système de commande en conditions normales d'adhérence, avec une répartition équilibrée du couple et une absence de désynchronisation notable entre les roues.

Cependant, un examen plus détaillé, notamment à travers la seconde figure (zoom sur l'intervalle $4 \text{ s} \leq t \leq 9 \text{ s}$), met en évidence un léger écart entre la vitesse de référence et les vitesses réelles des roues au moment du changement d'adhérence (à partir de $t=5$ s). Cet écart correspond à l'apparition d'un début de patinage dû à la réduction du coefficient d'adhérence sur route humide. Néanmoins, cet écart reste limité et transitoire.

L'activation des systèmes d'aide à la conduite, notamment l'ASR (Anti-Slip Regulation) en phase d'accélération et l'ABS (Anti-lock Braking System) en phase de décélération, permet de corriger rapidement cette dérive. En effet, dès la détection du patinage aux instants $t=5$ s et $t=36$ s, ces systèmes agissent efficacement pour réguler le glissement des roues, en ajustant le couple moteur ou le couple de freinage.

Ainsi, les vitesses des roues convergent rapidement vers la consigne, assurant un suivi précis de la vitesse de référence malgré la perturbation liée au changement de l'état de la route. L'absence de dépassement significatif et la rapidité de stabilisation témoignent de la robustesse et de la performance du système de commande proposé.

En conclusion, ces résultats confirment que la stratégie de contrôle adoptée garantit une bonne stabilité du véhicule et une maîtrise efficace du patinage, même en présence de variations brusques des conditions d'adhérence, ce qui est essentiel pour la sécurité et les performances du véhicule électrique.

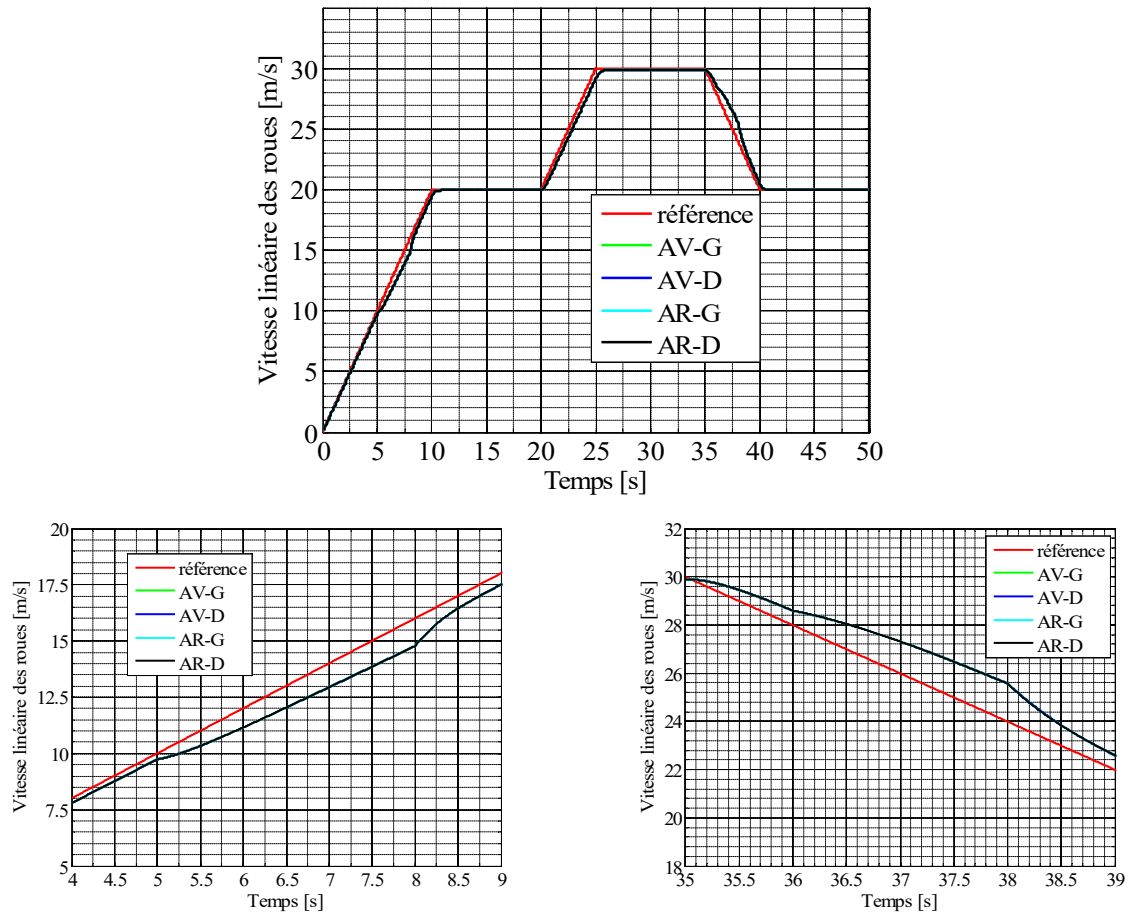


Figure 4.8 : Vitesses linéaires des roues motrices

La Figure 4.9 met en évidence le comportement dynamique du glissement longitudinal des quatre moteurs-roues du véhicule électrique soumis à des conditions d'adhérence variables, simulant une transition entre une route sèche et une route humide lors de deux phases critiques : une phase d'accélération ($t = 5$ s à $t = 8$ s) et une phase de décélération ($t = 36$ s à $t = 40$ s). En phase d'accélération, le contrôleur anti-patinage (ASR) basé sur la logique floue intervient efficacement pour limiter le pic de glissement positif, observé à $\lambda \approx +0.08$, en réduisant progressivement le couple moteur appliqué à la roue concernée, garantissant ainsi une convergence douce et rapide vers la valeur de glissement optimal. En phase de décélération, le contrôleur antiblocage (ABS) basé sur la commande par mode glissant assure, malgré l'apparition d'un pic négatif atteignant $\lambda \approx -0.06$, le maintien de la stabilité du système grâce à sa robustesse intrinsèque face aux incertitudes du coefficient d'adhérence, au prix d'un chattering transitoire physiquement inhérent à la nature discontinue de la loi de commutation. Conformément aux résultats évoqués, on note certes un accroissement des glissements respectifs des quatre roues lors des phases de perturbation, mais ceux-ci demeurent néanmoins **confinés dans la zone de pseudo-glissement**, ce qui constitue le résultat fondamental de cette étude. Ce confinement est rendu possible grâce à l'action conjuguée et complémentaire des deux stratégies de commande, l'ASR à logique floue et l'ABS à mode glissant, qui assurent conjointement la limitation et le maintien des glissements des roues autour de la valeur optimale, préservant ainsi l'adhérence maximale disponible et garantissant la stabilité longitudinale du véhicule en toutes conditions.

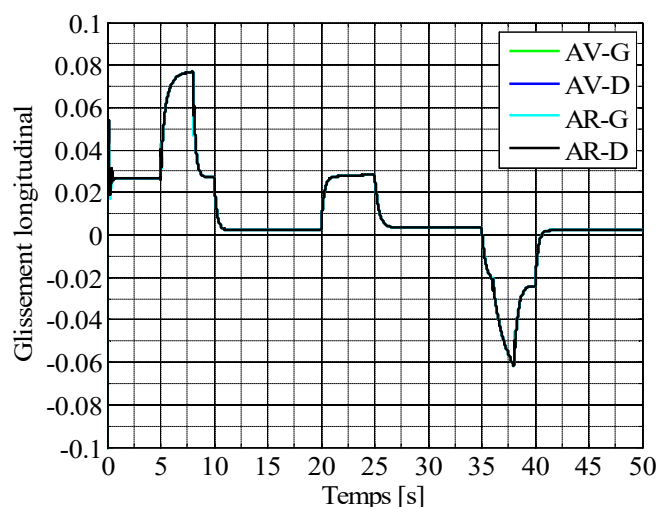


Figure 4.9 : Glissement longitudinaux des roues motrices

Les résultats de simulation illustrés par les figures 4.10 permettent de valider l'efficacité de la stratégie de commande adoptée pour le véhicule électrique à quatre moteurs-roues indépendants, soumis à des conditions d'adhérence variables. En régime nominal, la superposition parfaite des vitesses de rotation des quatre roues sur l'ensemble du cycle de conduite témoigne d'une synchronisation optimale du système de traction et d'une répartition homogène de l'effort moteur, assurée exclusivement par la commande en l'absence de tout différentiel mécanique. Lors de la transition vers une chaussée à faible adhérence en phase d'accélération, le contrôleur ASR basé sur la logique floue intervient avec réactivité et précision pour corriger le début de patinage détecté sur les roues patinées, en réduisant progressivement le couple appliqué et en rétablissant la synchronisation des vitesses en un temps transitoire très court, de l'ordre de 0.15 s, sans oscillations parasites notables. En phase de décélération, le contrôleur ABS basé sur la commande par mode glissant assure, face à une perturbation plus sévère impliquant simultanément quatre roues dans un scénario d'adhérence dissymétrique, le maintien de chaque roue sur sa surface de glissement optimale, au prix d'un chattering transitoire physiquement inhérent à la nature discontinue de la loi de commutation, mais dont l'amplitude et la durée demeurent dynamiquement acceptables. Ainsi, les légères variations de vitesse observées lors des changements de conditions d'adhérence restent faibles et transitoires, confirmant que la stratégie de commande combinée ASR/ABS garantit non seulement une stabilité dynamique satisfaisante, mais également une robustesse élevée vis-à-vis des perturbations externes sur l'ensemble du cycle simulé.

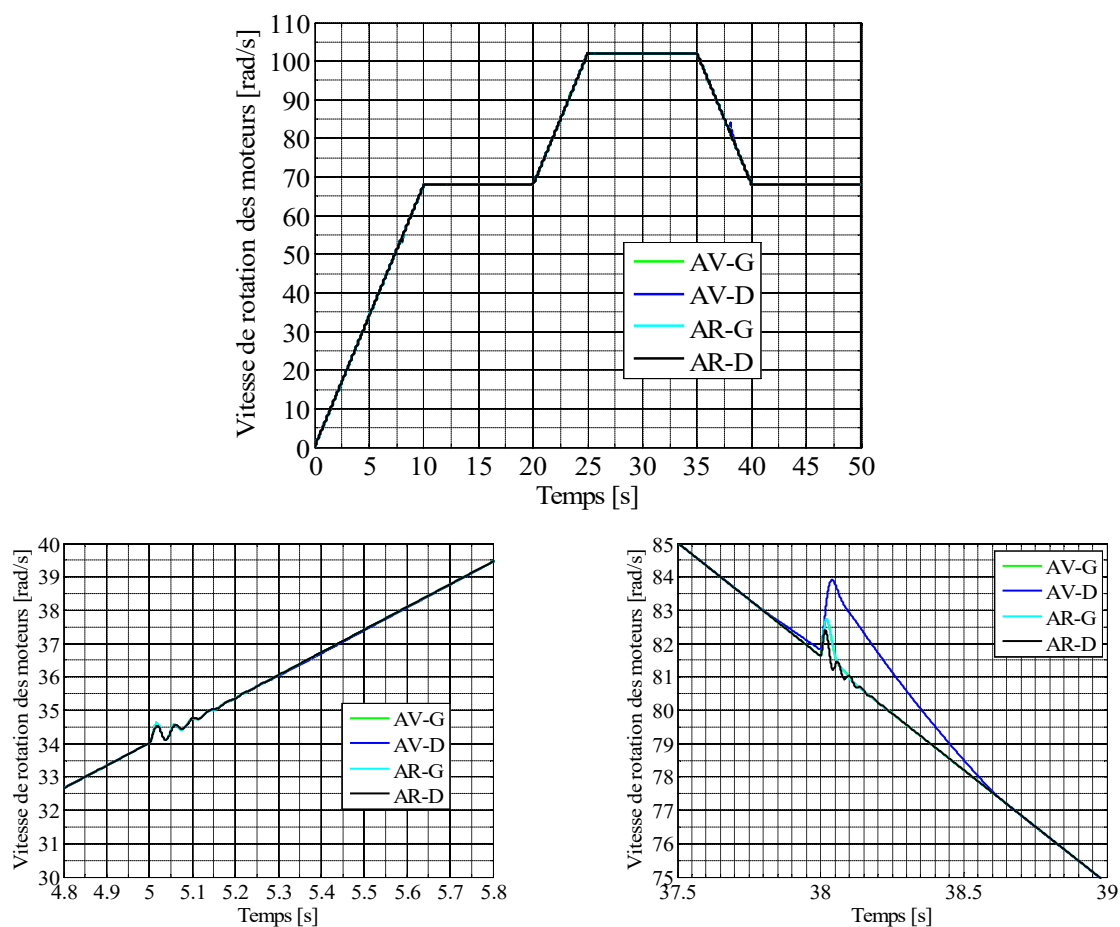


Figure 4.10 : Vitesses de rotation des moteurs

La Figure 4.11 illustre l'évolution des couples développés par les quatre moteurs-roues du véhicule électrique (AV-G, AV-D, AR-G et AR-D) dans des conditions d'adhérence variables, caractérisées par une transition entre une chaussée sèche et une chaussée humide durant deux phases critiques : une phase d'accélération entre $t=5$ s et $t=8$ s, puis une phase de décélération entre $t=36$ s et $t=40$ s.

En régime normal d'adhérence, les quatre moteurs développent des couples quasi identiques et parfaitement synchronisés, traduisant une répartition équilibrée de l'effort de traction entre les roues. Les couples stabilisés avant la perturbation montrent que le système de commande assure une alimentation homogène des moteurs, garantissant ainsi un comportement dynamique stable du véhicule sans recours à un différentiel mécanique conventionnel.

Lors de la transition vers une route humide à partir de $t=5$ s, une augmentation brusque des couples moteurs est observée afin de répondre à la demande d'accélération imposée. Cette variation provoque momentanément un début de patinage sur certaines roues, particulièrement sur les roues arrière où des pics de couple plus importants apparaissent. Le couple maximal atteint environ 145 N.m pour la roue AR-G et 120 N.m pour la roue AR-D. Cette augmentation transitoire traduit la diminution soudaine du coefficient d'adhérence, qui entraîne une perte partielle de motricité.

L'intervention du contrôleur ASR basé sur la logique floue apparaît clairement à travers la réduction progressive et rapide des couples moteurs immédiatement après les pics observés. Le contrôleur ajuste dynamiquement le couple transmis à chaque roue afin de limiter le glissement longitudinal et de rétablir l'adhérence optimale pneu-route. Cette correction s'effectue avec une bonne rapidité de réponse et sans oscillations importantes, ce qui permet un retour rapide des couples vers des valeurs stabilisées et équilibrées. Le temps de stabilisation reste très court, confirmant la bonne réactivité du système de commande proposé.

Durant la phase intermédiaire ($10 \text{ s} \leq t \leq 35 \text{ s}$), les couples moteurs restent faibles et pratiquement constants, ce qui traduit un fonctionnement stable du véhicule en régime quasi permanent. Les quatre moteurs présentent alors un comportement très proche, confirmant la robustesse de la stratégie de commande vis-à-vis des variations de charge et des conditions de roulement.

En phase de décélération, à partir de $t=36 \text{ s}$, les couples deviennent négatifs afin d'assurer le freinage du véhicule. On observe alors des pics négatifs importants, notamment sur les roues arrière, avec des valeurs atteignant environ -145 N.m . Ces variations brusques correspondent à la forte sollicitation du système de freinage lors du passage sur chaussée à faible adhérence. Dans cette situation critique, le contrôleur ABS basé sur la commande par mode glissant intervient efficacement pour empêcher le blocage des roues en modulant rapidement les couples de freinage appliqués.

Les oscillations visibles durant cette phase correspondent au phénomène de chattering inhérent à la commande par mode glissant. Toutefois, ces oscillations demeurent limitées en amplitude et en durée, ce qui confirme la robustesse du contrôleur face aux incertitudes liées au coefficient d'adhérence. Grâce à cette régulation, les couples convergent rapidement vers des valeurs stabilisées, permettant de maintenir les roues dans la zone de glissement optimale et de préserver la stabilité longitudinale du véhicule.

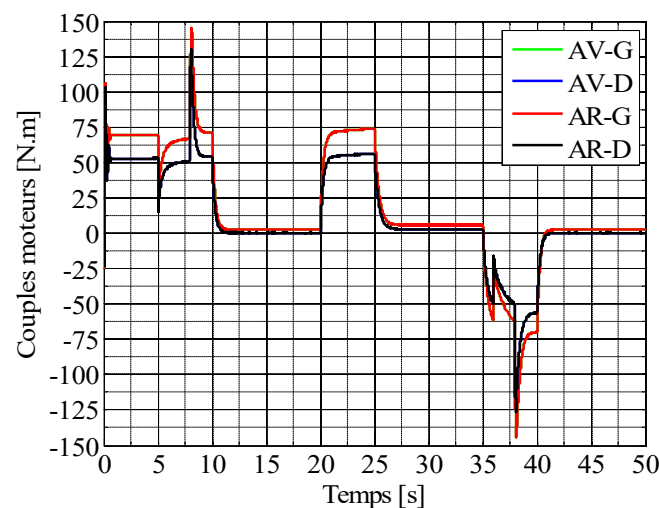


Figure 4.11 : Couples moteurs

En conclusion, l'analyse des couples développés par les quatre moteurs met en évidence l'efficacité de la stratégie de commande combinée ASR/ABS proposée. Les résultats montrent que le système assure une répartition intelligente et adaptative des couples moteurs et de freinage, permettant de limiter efficacement le patinage et le blocage des roues lors des variations brusques d'adhérence. La rapidité de correction, la stabilité des réponses et la bonne synchronisation des moteurs confirment la robustesse et les performances dynamiques élevées du système de traction électrique étudié.

La Figure 4.12 présente l'évolution des couples résistants appliqués aux quatre moteurs-roues du véhicule électrique (AV-G, AV-D, AR-G et AR-D) dans des conditions d'adhérence variables, simulant une transition entre une chaussée sèche et une chaussée humide lors des phases d'accélération et de décélération. Ces couples résistants traduisent essentiellement les efforts opposés au mouvement des roues, résultant de l'interaction pneu-route ainsi que des actions de freinage imposées par la dynamique du véhicule.

En régime de fonctionnement normal, avant l'apparition des perturbations d'adhérence, les couples résistants des quatre roues évoluent de manière stable et quasi synchronisée. Les roues arrière présentent des valeurs légèrement plus élevées que celles des roues avant, ce qui s'explique par le transfert dynamique de charge et par la répartition des efforts longitudinaux lors de la traction. Cette homogénéité des réponses confirme que le véhicule évolue dans des conditions d'adhérence stables avec une distribution équilibrée des efforts résistants.

Lors de la transition vers la route humide entre $t=5$ s et $t=8$ s, correspondant à une phase d'accélération, une augmentation brutale des couples résistants est observée, particulièrement sur les roues arrière. Les pics atteignent environ 700 N.m pour la roue AR-G et près de 550 N.m pour la roue AR-D. Cette élévation importante traduit la dégradation soudaine des conditions d'adhérence, provoquant une augmentation du glissement longitudinal et une forte sollicitation de l'interface pneu-chaussée.

Après cette perturbation transitoire, les couples résistants diminuent progressivement pour converger vers des valeurs stabilisées. Cette convergence rapide met en évidence l'efficacité du contrôleur ASR basé sur la logique floue, qui agit indirectement sur les efforts résistants en réduisant le couple moteur transmis aux roues patinées. Grâce à cette régulation, le système limite rapidement l'excès de glissement et rétablit une zone de fonctionnement proche de l'adhérence optimale.

Dans la phase intermédiaire du cycle ($10 \text{ s} \leq t \leq 35$), les couples résistants restent faibles et pratiquement constants, traduisant un comportement stable du véhicule en régime quasi permanent. Les courbes des quatre roues deviennent presque confondues, ce qui confirme la bonne synchronisation du système de traction électrique ainsi que la stabilité de la dynamique longitudinale.

En phase de décélération, à partir de $t=36$ s, les couples résistants deviennent fortement négatifs sous l'effet du freinage. Des pics négatifs importants apparaissent, notamment sur les roues arrière, atteignant environ -600 N.m à -600 N.m . Cette variation importante correspond à l'augmentation brutale des efforts de freinage lorsque le véhicule évolue sur une chaussée à faible adhérence.

L'action du contrôleur ABS basé sur la commande par mode glissant apparaît clairement dans cette phase critique. En effet, malgré les fortes perturbations et les oscillations transitoires observées, les couples résistants demeurent contrôlés et convergent rapidement vers des valeurs stabilisées. Les oscillations visibles

correspondent au phénomène de chattering inhérent à la commande par mode glissant, mais leur amplitude reste limitée et dynamiquement acceptable. Cette modulation rapide des efforts résistants permet d'éviter le blocage des roues et de maintenir le glissement dans la zone optimale d'adhérence.

Par ailleurs, les différences observées entre les roues droite et gauche traduisent la sensibilité du système aux variations locales d'adhérence ainsi qu'aux transferts dynamiques de charge. Malgré cette dissymétrie transitoire, le système de commande assure une compensation efficace des perturbations, garantissant la stabilité globale du véhicule.

En conclusion, l'analyse des couples résistants confirme la robustesse et la performance de la stratégie de commande proposée. Les résultats montrent que les contrôleurs ASR et ABS assurent une gestion efficace des efforts résistants lors des variations brusques d'adhérence, en limitant les pics de glissement et en maintenant les roues dans une zone de fonctionnement stable. Cette capacité de régulation contribue directement à l'amélioration de la stabilité longitudinale, de la sécurité et des performances dynamiques du véhicule électrique à quatre moteurs-roues indépendants.

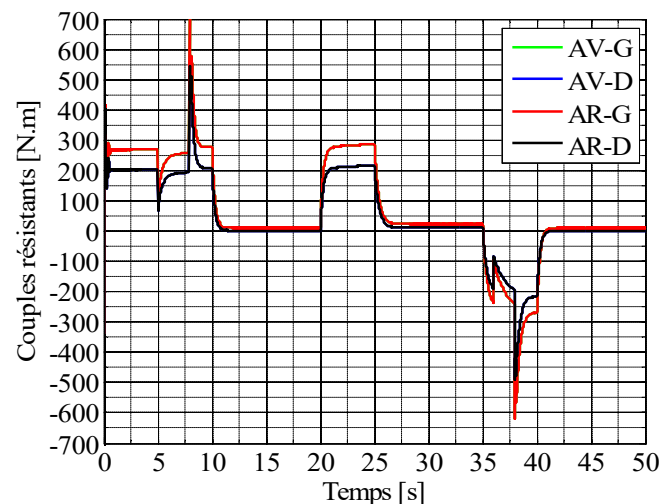


Figure 4.12 : Couples Résistants

La Figure 4.13 représente l'évolution des forces longitudinales de traction développées au niveau des quatre roues motrices du véhicule électrique (AV-G, AV-D, AR-G et AR-D) dans des conditions d'adhérence variables. Ces résultats permettent d'évaluer le comportement dynamique du contact pneu-route ainsi que l'efficacité de la stratégie de commande ASR/ABS lors des phases critiques d'accélération et de décélération sur chaussée sèche puis humide.

En régime normal de fonctionnement, les forces longitudinales des quatre roues présentent des valeurs positives stables et relativement proches, traduisant une bonne répartition de l'effort de traction entre les moteurs-roues. Les roues arrière développent des forces légèrement supérieures à celles des roues avant, ce qui s'explique par le transfert dynamique de charge vers l'arrière durant les phases motrices. Cette distribution homogène des efforts confirme le bon fonctionnement de la commande électronique assurant la synchronisation des quatre roues sans différentiel mécanique.

Lors de la transition vers une chaussée humide à partir de $t=5$ s, correspondant à une phase d'accélération, les forces longitudinales subissent une variation importante. Des pics de traction apparaissent principalement sur les roues arrière, notamment sur la roue AR-D où la force atteint environ 2300 N. Cette augmentation brutale traduit la forte sollicitation de l'adhérence pneu-route au moment du changement du coefficient de friction. Le début de patinage provoque alors une élévation transitoire des forces longitudinales avant l'intervention du système anti-patinage.

Le contrôleur ASR basé sur la logique floue intervient rapidement pour limiter cette dérive en réduisant progressivement le couple moteur appliqué aux roues concernées. Cette action permet de ramener les forces longitudinales vers des valeurs stabilisées proches de la zone optimale d'adhérence. L'absence d'oscillations importantes ainsi que la rapidité de convergence témoignent de la bonne robustesse et de l'efficacité dynamique du contrôleur proposé.

Durant la phase intermédiaire du cycle ($10 \leq t \leq 35$ s), les forces longitudinales deviennent faibles et pratiquement constantes. Les courbes des quatre roues restent presque superposées, traduisant un comportement stable du véhicule ainsi qu'une bonne synchronisation des moteurs-roues dans des conditions d'adhérence normales.

En phase de décélération, à partir de $t=36$ s, les forces longitudinales deviennent négatives sous l'effet du freinage. Cette inversion correspond au développement des forces de freinage opposées au mouvement du véhicule. On observe alors des pics négatifs importants, particulièrement sur les roues arrière, avec une valeur minimale avoisinant -2100 N. Cette situation traduit une forte sollicitation de l'adhérence lors du freinage sur chaussée humide.

L'intervention du contrôleur ABS basé sur la commande par mode glissant apparaît clairement durant cette phase critique. Malgré les perturbations induites par la faible adhérence, le système maintient les forces longitudinales dans des limites contrôlées et évite le blocage des roues. Les oscillations transitoires observées correspondent au phénomène de chattering inhérent à la commande par mode glissant. Toutefois, leur amplitude reste limitée et leur durée relativement courte, ce qui confirme la robustesse du contrôleur vis-à-vis des variations du coefficient d'adhérence.

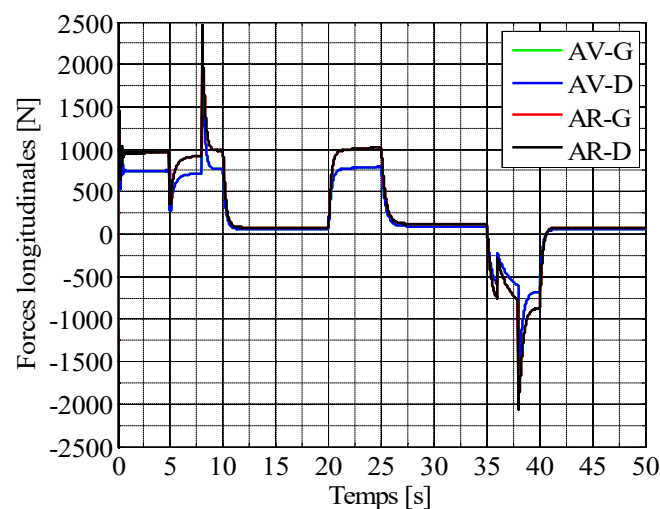


Figure 4.13 : Forces de traction

Par ailleurs, les différences observées entre les forces développées par les roues droite et gauche traduisent les effets des transferts dynamiques de charge ainsi que les variations locales de l'adhérence pneu–route. Malgré ces dissymétries transitoires, la stratégie de commande assure une compensation efficace permettant de préserver la stabilité longitudinale du véhicule et de maintenir chaque roue autour de sa zone optimale de fonctionnement.

En conclusion, l'analyse des forces longitudinales confirme les bonnes performances de la stratégie de commande adoptée pour le véhicule électrique à quatre moteurs-roues indépendants. Les résultats montrent que les contrôleurs ASR et ABS permettent de limiter efficacement le patinage et le blocage des roues en régulant les forces de traction et de freinage malgré les variations brusques des conditions d'adhérence. Cette maîtrise des efforts longitudinaux garantit une meilleure stabilité dynamique, une adhérence optimale et une amélioration significative de la sécurité du véhicule.

L'analyse de l'accélération longitudinale du véhicule électrique à quatre roues-motrices, soumis à une transition brutale d'adhérence (sec→humide), montre une excellente robustesse, Figure 4.14. En phase d'accélération, l'ASR à logique floue limite le glissement à +0,08 et rétablit la consigne en 0,15 s, évitant toute chute prolongée de l'accélération. En phase de décélération, l'ABS à mode glissant contient le glissement à -0,06 et garantit une décélération stable malgré un léger chattering transitoire. Les perturbations restent confinées dans la zone de pseudo-glissement, sans dépassement ni oscillation. Ainsi, l'accélération longitudinale effective est maintenue proche de la valeur souhaitée, avec des écarts brefs et amortis. Ces résultats valident la stratégie de commande combinée pour préserver motricité, stabilité et sécurité.

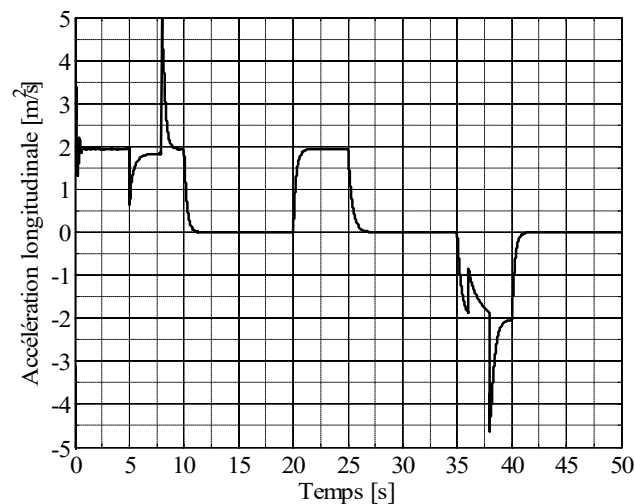


Figure 4.14 : Accélération longitudinale

La Figure 4.15 illustre l'évolution de l'accélération latérale du véhicule au cours du cycle de conduite. Une première observation montre que cette accélération devient pratiquement nulle lorsque le véhicule évolue sur une trajectoire rectiligne. En effet, en absence de changement de direction, aucune force latérale significative n'est générée au niveau du contact pneu–route, ce qui explique l'annulation de l'accélération latérale.

L'apparition de cette accélération est directement liée au braquage des roues directrices lors des phases de virage. Lorsque le conducteur impose un changement de trajectoire, des forces latérales se développent au niveau des pneus afin de maintenir le véhicule sur sa trajectoire courbe. Ces forces engendrent alors une accélération latérale dont l'amplitude dépend principalement de la vitesse du véhicule, du rayon de courbure du virage ainsi que des conditions d'adhérence de la chaussée.

Par ailleurs, les variations observées de l'accélération latérale traduisent le comportement dynamique du véhicule en virage et permettent d'évaluer sa stabilité transversale. Des valeurs modérées et bien maîtrisées indiquent un bon comportement routier ainsi qu'une répartition adéquate des efforts entre les roues, garantissant ainsi la sécurité et le confort de conduite.

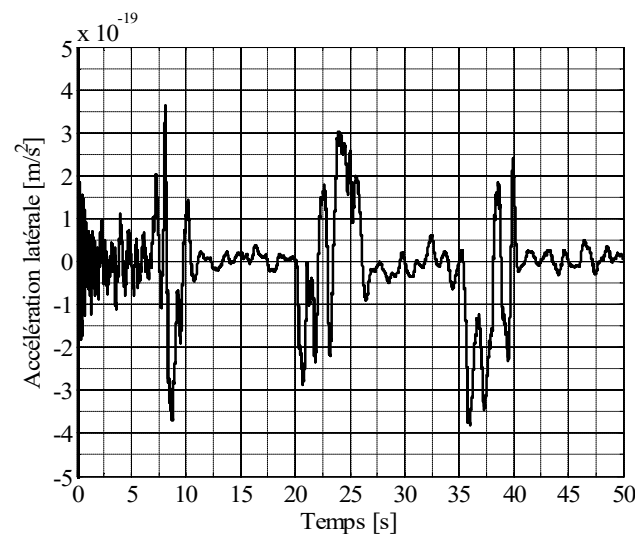


Figure 4.15 : Accélération latérale

4.7. Conclusion

Dans ce chapitre, une étude approfondie des stratégies de commande longitudinale appliquées aux véhicules électriques intégrant les systèmes anti-patinage (ASR) et antiblocage des roues (ABS) a été présentée. L'objectif principal était d'améliorer la stabilité dynamique, la sécurité et les performances du véhicule électrique en présence de variations des conditions d'adhérence pneu-route.

Dans un premier temps, les principes fondamentaux des systèmes ASR et ABS ont été étudiés, en mettant en évidence leurs rôles respectifs dans les phases d'accélération et de freinage. Une comparaison entre ces deux systèmes a permis de souligner leur complémentarité dans la régulation du glissement longitudinal et dans le maintien de l'adhérence optimale des roues. Les fonctions principales de chaque système ont également été détaillées afin de mieux comprendre leur contribution à la stabilité longitudinale du véhicule.

Par la suite, un modèle de véhicule à une roue a été développé afin de représenter la dynamique longitudinale du système et les interactions pneu-route. Ce modèle a servi de base à la synthèse des lois de commande ASR/ABS. Les différentes phases de fonctionnement, notamment l'accélération et le freinage, ont été analysées à travers l'évolution du glissement longitudinal et de l'accélération angulaire des roues.

Concernant la conception des contrôleurs, une stratégie ASR basée sur la logique floue a été proposée pour gérer efficacement les phénomènes de patinage en phase d'accélération. Cette approche intelligente permet de prendre en compte les non-linéarités du système ainsi que les incertitudes liées aux variations du coefficient d'adhérence. En parallèle, un contrôleur ABS fondé sur la commande par mode glissant (SMC) a été développé afin d'assurer une régulation robuste du glissement en phase de freinage. La dynamique du glissement, la dynamique roue-véhicule ainsi que l'estimation de la force longitudinale ont été étudiées pour garantir une commande performante et stable.

Enfin, les résultats de simulation ont permis de valider l'efficacité des stratégies proposées. Les courbes obtenues montrent que les vitesses des roues suivent correctement la vitesse de référence malgré les changements brusques des conditions de la route. De plus, les glissements longitudinaux restent confinés autour de leurs valeurs optimales, ce qui confirme l'efficacité des systèmes ASR et ABS dans la limitation du patinage et du blocage des roues. Les résultats obtenus démontrent également la robustesse des contrôleurs face aux perturbations et aux variations d'adhérence, assurant ainsi une meilleure stabilité longitudinale, une amélioration de la sécurité et une exploitation optimale du potentiel de traction du véhicule électrique.

En conclusion, l'intégration conjointe des systèmes ASR et ABS, associée à des techniques de commande intelligentes telles que la logique floue et le mode glissant, constitue une solution performante et adaptée aux exigences des véhicules électriques modernes, notamment ceux équipés de moteurs-roues indépendants.

Références bibliographiques

- [1] T.-A. Abo-Alkibash, A. Türkcan, M. Ayaz, M. Tozak, and A. J. P. S. Bakbak, "Longitudinal wheel traction control system for in-wheel motor electric vehicles using fuzzy logic adaptive control," vol. 101, no. 14, p. 145205, 2026.
- [2] V. F. Oliveira *et al.*, "Fuzzy Logic-Based Traction Control for a 4WD In-Wheel Electric Formula Vehicle," in *SAE Brasil 2025 Congress*, 2025: SAE Technical Paper.
- [3] H. Pacejka, *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
- [4] A. Oubelaid, N. Khosravi, Y. Belkhier, T. Rekioua, D. Rekioua, and M. J. R. i. E. Benbouzid, "Adaptive hierarchical smoothing strategy and fuzzy logic-based torque vectoring algorithm for comfort and propulsion optimization in over-actuated hybrid electric vehicles," p. 106289, 2025.
- [5] M. Ehsani, Y. Gao, S. Longo, and K. Ebrahimi, *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. CRC press, 2018.
- [6] R. Rajamani, "Longitudinal vehicle dynamics," in *Vehicle dynamics and control*: Springer, 2011, pp. 87-111.
- [7] U. Kiencke and L. Nielsen, "Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle," ed: IOP Publishing, 2000.
- [8] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*. John Wiley & Sons, 2022.
- [9] N. Dasanayake and S. J. a. p. a. Perera, "Traction and Stability Control using Fuzzy-based Controller Integration for Electric Vehicles," 2023.
- [10] M. Jalali, A. Khajepour, S.-k. Chen, and B. J. C. E. P. Litkouhi, "Integrated stability and traction control for electric vehicles using model predictive control," vol. 54, pp. 256-266, 2016.
- [11] J. Shi, X. Zhou, and M. Tian, "Fuzzy logic based traction control for electric vehicles," ed: Google Patents, 2022.
- [12] D. Yin, N. Sun, and J.-S. J. I. T. o. I. I. Hu, "A wheel slip control approach integrated with electronic stability control for decentralized drive electric vehicles," vol. 15, no. 4, pp. 2244-2252, 2019.
- [13] E. M. J. E. Szumska, "Regenerative braking systems in electric vehicles: a comprehensive review of design, control strategies, and efficiency challenges," vol. 18, no. 10, p. 2422, 2025.
- [14] J. Yong, Y. Dong, Z. Zhang, N. Feng, and W. J. C. E. S. Li, "Integrated control of anti-lock and regenerative braking for in-wheel-motor-driven electric vehicles," vol. 4, no. 1, pp. N/A-N/A, 2024.
- [15] J. Biao, Z. Xiangwen, W. Yangxiong, and H. J. I. J. o. A. T. Wenchao, "Regenerative braking control strategy of electric vehicles based on braking stability requirements," vol. 22, no. 2, pp. 465-473, 2021.
- [16] W. Chen, H. Xiao, Q. Wang, L. Zhao, and M. Zhu, *Integrated vehicle dynamics and control*. John Wiley & Sons, 2016.
- [17] M. Mankour, T. Mohammed Chikouche, H. Kada, B. Adda, and A. Norediene, "Advanced Longitudinal and Lateral Stability Control System for a Four-Wheel-Independent-Drive Electric Vehicle Using a New Power Converter Topology," *Journal of Electrical Engineering & Technology*, 2023/01/28 2023.
- [18] B. Adda, "Contribution au développement d'une structure de commande robuste des véhicules électriques," Thèse, Université de Saida– Dr. Moulay Tahar, Faculté de Technologie, Département d'Electrotechnique, 2024.

Conclusion générale

Ce mémoire a été consacré à l'étude et au développement de stratégies avancées de commande et de gestion énergétique appliquées aux systèmes de traction des véhicules électriques, avec pour objectif principal l'amélioration de la stabilité longitudinale, de la sécurité et des performances dynamiques du véhicule en présence de conditions d'adhérence variables.

Dans un premier temps, une étude approfondie de la commande directe du couple (DTC) appliquée à une machine synchrone à aimants permanents alimentée par un onduleur multiniveaux de type NPC a été réalisée. Les résultats obtenus ont montré que cette stratégie de commande assure une réponse dynamique rapide, une bonne robustesse face aux perturbations ainsi qu'une amélioration significative de la qualité des grandeurs électriques et mécaniques. Le maintien du flux statorique, le suivi précis du couple électromagnétique et la réduction des ondulations de courant ont permis de confirmer l'intérêt de l'association DTC–onduleur NPC pour les applications de traction électrique.

Par la suite, une étude détaillée du contact pneu–route en dynamique longitudinale a permis de mettre en évidence le rôle fondamental du glissement longitudinal dans la transmission des efforts de traction et de freinage. L'analyse des différents modèles d'adhérence ainsi que des caractéristiques μ – λ a montré que les performances du véhicule dépendent fortement du maintien du glissement autour d'une valeur optimale. Cette étude a également souligné la sensibilité particulière des véhicules électriques au phénomène de patinage, en raison de la rapidité de réponse des moteurs électriques, ce qui rend indispensable l'intégration de stratégies de contrôle adaptées.

Dans la continuité de cette analyse, une stratégie de contrôle anti-patinage fondée sur la logique floue a été développée afin d'améliorer la stabilité dynamique du véhicule en conditions de faible adhérence. Les résultats de simulation ont démontré l'efficacité du contrôleur proposé pour limiter le glissement des roues, maintenir la synchronisation des vitesses de rotation et assurer une répartition équilibrée des efforts de traction. L'approche basée sur la logique floue s'est révélée particulièrement adaptée aux systèmes non linéaires et incertains, grâce à sa capacité d'adaptation aux variations des conditions de conduite.

Enfin, une architecture complète de commande longitudinale intégrant les systèmes anti-patinage (ASR) et antiblocage des roues (ABS) a été proposée. Le contrôleur ASR basé sur la logique floue et le contrôleur ABS fondé sur le mode glissant ont permis d'assurer une régulation efficace du glissement longitudinal aussi bien en phase d'accélération qu'en phase de freinage. Les simulations réalisées sous différentes conditions d'adhérence ont confirmé la robustesse et les performances des stratégies développées. Les résultats obtenus montrent que les glissements des roues restent confinés autour des valeurs optimales, garantissant ainsi une adhérence maximale, une meilleure stabilité longitudinale et une amélioration significative de la sécurité du véhicule.

Les travaux réalisés dans ce mémoire mettent ainsi en évidence l'intérêt des techniques de commande intelligentes et robustes pour les systèmes de traction des véhicules électriques modernes. L'intégration conjointe des stratégies DTC, ASR et ABS constitue une solution performante permettant d'améliorer simultanément la dynamique du véhicule, l'efficacité énergétique et la sécurité en conduite.

Perspectives

Comme perspectives futures, plusieurs axes de recherche peuvent être envisagés. Il serait notamment intéressant d'étendre cette étude à la dynamique latérale du véhicule, d'intégrer des stratégies avancées de répartition de couple entre les roues (Torque Vectoring), ou encore d'exploiter des méthodes d'intelligence artificielle et d'apprentissage automatique afin de développer des systèmes de commande encore plus adaptatifs et autonomes. De plus, une validation expérimentale sur banc d'essai ou sur véhicule réel constituerait une étape importante pour confirmer les performances des approches proposées dans des conditions de fonctionnement réelles.

Annexe A

Tableau A.1 : Paramètres du moteur de traction.

Type moteur	Synchrone à aimants permanents
Puissance nominale	18 kW
Puissance maximale	30 kW de 2000 à 9000 tr/mn
Couple maximal	145 N.m
Résistance rotorique	0,03 Ω
Inductance cyclique dans l'axe d	0,2 mH
Inductance cyclique dans l'axe q	0,2 mH
Flux dû aux aimants permanents	0,08 Wb
Nombre de paires de pôles	4
Courant nominale	180 A

Tableau A.2. Notation et paramètres du véhicule.

Quantité	Valeur
Masse du véhicule	1562 kg
Inertie du véhicule	2630 kg.m ²
Inertie de la roue	1,284 kg.m ²
Distance entre le centre de gravité et l'essieu avant	1,104 m
Distance entre le centre de gravité et l'essieu arrière	
Hauteur du centre de gravité du véhicule	0,5 m
Zone frontale du véhicule	2,04 m ²
Densité de l'air	1,2 kg.m ⁻³
Coefficient de traînée	0,25
Coefficient de résistance au roulement	0,01
Rigidité longitudinale de chaque pneu latéral	37407 N/rad
Rigidité latérale de chaque pneu latéral	51918 N/rad
Rayon des roues	0,294 m

Résumé

Ce mémoire porte sur le développement de stratégies avancées de commande et de gestion énergétique appliquées aux systèmes de traction des véhicules électriques, dans le but d'améliorer leur stabilité longitudinale, leurs performances dynamiques et leur efficacité énergétique. Le travail s'intéresse particulièrement aux véhicules électriques équipés de moteurs synchrones à aimants permanents et de roues motrices indépendantes, offrant une grande flexibilité de contrôle du couple de traction. Une première partie est consacrée à l'étude de la commande directe du couple (DTC) associée à un onduleur multiniveaux NPC à trois niveaux, afin d'améliorer la qualité des grandeurs électriques et les performances dynamiques de la chaîne de traction. Ensuite, une analyse détaillée du contact pneu-route en dynamique longitudinale est réalisée à travers l'étude du glissement longitudinal et des modèles d'adhérence non linéaires. Cette étude met en évidence l'influence des conditions d'adhérence sur la stabilité et les performances du véhicule. Dans ce contexte, une stratégie de contrôle anti-patinage basée sur la logique floue est développée afin de réguler le glissement des roues motrices en conditions de faible adhérence. Par ailleurs, une architecture de commande longitudinale intégrant les systèmes anti-patinage (ASR) et antiblocage des roues (ABS) est proposée. Le contrôleur ASR repose sur la logique floue tandis que le contrôleur ABS est basé sur la commande par mode glissant, permettant une régulation robuste du glissement en accélération et en freinage. Les différentes stratégies développées ont été validées par des simulations sous MATLAB/Simulink dans diverses conditions de conduite. Les résultats obtenus montrent une amélioration significative de la stabilité longitudinale, de la sécurité, de l'adhérence pneu-route ainsi que de l'efficacité globale du système de traction électrique.

Chapitres édités dans l'ouvrage :

Exact Sciences and Technology
Researchs for Industrial development

Edition 2026

ISBN : 978-9969-59694-6

Chapitre 11

- 01
- Commande par MLI vectorielle d'un onduleur NPC à trois niveaux**
- pp 126-139

Auteurs : MEBARKI Hadj Abderrahim, HARTANI KADA, AOUADJ
NOREDIÈNE, TAIBI AHMED

Chapitre 12

- 02 **Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques :
préservation des performances dynamiques et de l'efficacité
énergétique sur surfaces variables** pp 140-150

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj ,
Ahmed Taïbi

Participation à la conférence :

9th International Conference on Artificial Intelligence in Renewable Energetic Systems

9th IC-AIRES2025

October 28-30, 2025, Mostaganem, Algeria

- ## 01 Space Vector Modulation Control of a Three-Level NPC Inverter

Auteurs : H. A. Mebarki, K. Hartani, N. Aouadj, A. Taibi,

Authors:

Ali Moussa Mohamed, Amari Abderahmane, Kherfane Samir , SEGHIR MECHAOUR Salah, BENSALAM Ilya , BELAIDI Asma, YOUNI Fatiha, BELAROUZI Sara, Abdelhakim Begar , Berdous Dalila, Tlili Rania, Hassani Nihed, Berdous Sakina, Dehim Fouzia, Boutaleb Abdelhak, Slimane Benchiheub, Naoufel Gouasmia , Mohamed Faouzi Bacha, Mohamed Hamza Benabdelkrim , Fatiha HAMDY , Nacira DIFFELLAH, Rabah HAMDINI, Tewfik BEKKOUCHE, MEBARKI. Hadj Abderrahim, HARTANI. KADA, AOUADJ. NOREDIÈNE, TAIBI. AHMED, Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi , HASSANI Islem, Abdelfettah Zeghoudi, Khalil Benmouiza , Sarra MAMECHAOUI , Rania BOUDEFLA , Abdallah BOUTELDJA , Anes Thabet MOSBAHI , Mekki Mounira, Nour El Houda BAHLOUL, Abderrazak SAADOUN, Mohamed FREDJ, Riadh BOUKRM, Mounira Hendaoui , Berhab Souad , Benderradji Houria Mihad , Souley Maman Amadou Roufaï , Yassine Boudouaoui, Brahim Lachi, Norediene Aouadj , Kada Hartani , Abdelkader Merah, Ahmed Taibi , Mohammedi Mokhtar Mahmoud, Zoubir Gadouche, Mohamed Bey, Bendiabdellah Azeddine, Mohamed Hamza BENABDELKRI , Amel GACEM, Salim BOULKHESSAIM, Zoubir Gadouche; Mokhtar Mahmoud Mohammedi; Mohammed Bey , Hassane EZZIANE, Meziane KACI, Salem MERABTI , Slim ROUABAH , Ilyas BENSALAM, Salah SEGHIR MECHAOUR , Habib MESSABIH, Hayet LEBSIR, Fatiha Youbi, Asma Belaidi , Fatima Ouair, ZOUAGUI Abderrahmane, GHERBI Abdellah , KAMLI Kenza, HADEF Zakaria, Boulkheissaim Salim, Fekrache Abdelhak , Karima MEZOUAR, Amal Ait El Djoudi , Nour El Houda FETHELLOH, Nabil Beloufa , Achour Achroufene, Kahina Alitouche, Zoubir Mabed, Lila Zaidi, Zouina Sonia Tayeb Cherif , Sarra MAMECHAOUI, Abdessamed DOUHI, Mohammed BEKKAYE, Mehdi BENMANSOUR, Fatima Zohra RAHOU, ZATER Hanène, ALIOUCHE Lamia, Imen Souhila Bousmaha, Hicham Megnafi, Abdelkader Ghezouani, Mounia Hendel, Mostefa Brahmi, Wafà Benstâali, Ahmed Belasri, Imane TIFFOUR, Abdelkader DEHBI, BERREZOUH Hiba Imane, SARI HASSOUN Zakaria, Souraya HAMIDA, Nour El-Houda BENALIA, Souad Bouaicha, Toufik Guendouzi, Souad Farahi, Nadjet BORDJI, N.E.Houda BENMANSOUR, Benamar BOUHAFS, Wafaa. BENYELLES Leila. KAZI-TANI-KHITRI Abdelhakim.MIR , Sabah Becila, Mouna Merzougui, Abderrahmane Tabakh, Rabah Belouadah, Benkaihou said, Sonia Griche, Sabrina Souadnia, Ouissem Chibani, Azeddine Chelouche, Tahar Touam, and Fatiha Challali, Sebti Khodja, Azeddine Chelouche, TaharTouam, and Fatiha Challali, Nour El-Houda BENALIA, Souraya HAMIDA, kheira Lakhdari, Soumaya Ferhat-Taleb, Rabah Sadoun, Boudjemaa Boudaa , Habib MESSABIH, Hayet LEBSIR, Mohammed lakhdar Ayachi , Mohammed Aroudj , Louiza Ouksel , Ismahene Marouf, Asma Saighi, Sofia Kouah, Zakaria Laboudi, Berdous Dalila, Tlili Rania, Hassani Nihed, Berdous Sakina, Dehim Fouzia, Boutaleb Abdelhak , LADDAIDI Aicha, ALI KACEM . A, SAYEH. I , Chaieb Ismahane, Rezkallah Zahira, Toufik Boufendi, Berdous Sakina, Berdous Dalila, Bourane Mohamed, Kechiche Mohammed , Bouneb Wahiba, Noura Naili, Bouhadiba Abdelaziz , Nour El Houda FETHELLOH, Abdelilleh OTMANE CHERIF , Ahlem Djebar, H Zeghdoudi , Achiri Radja, Allal Naouel, Lyna Benhamidat, Amina Tabet Zatl, Sihem Yebdri, Guendouz Atika, Hadj Larbi Khadidja, Messaoudi Souad Ilhem, Rahmani Rabia, Nabatti Ech-Chergui, Abdelkader, Driss-Khodja Kouider, Amrani Bouhalouane, Zohra Djetoui , S. Kherraf, Malika Foudia, ZOUAGUI Abderrahmane, Gherbi Abdellah , Karima Laoubi, Soumia Ouadou, Fatiha Ahmedchekkat, Mahdi Chiha , Lyna BENHAMIDAT, Radja ACHIRI, Mohammed El Amine DIB, Benssaad Meryem, Khellaf Ammar, Lemita Samir

Exact sciences and technology researches for industrial development



دار الجامعيين
للنشر و الطبع و التوزيع



9789969596946

ISBN رقمك

978-9969-596-94-6

Exact sciences and technology researches for industrial development

Authors:

Ali Moussa Mohamed, Amari Abderahmane, Kherfane Samir , SEGHIR MECHAOUR Salah, BENSALAM Ilya , BELAIDI Asma, YUBI Fatiha, BELAROUCI Sara, Abdelhakim Begar , Berdous Dalila, Tili Rania, Hassani Nihed, Berdous Sakina, Dehim Fouzia, Boutaleb Abdelhak, Slimane Benchiheub, Naoufel Gouasmia , Mohamed Faouzi Bacha, Mohamed Hamza Benabdelkrim , Fatiha HAMD , Nacira DIFFELLAH, Rabah HAMDINI, Tewfik BEKKOUCHE, MEBARKI. Hadj Abderrahim, HARTANI. KADA, AOUADJ. NOREDIÈNE, TAIBI. AHMED, Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi , HASSANI Islem, Abdelfettah Zeghoudi, Khalil Benmouiza , Sarra MAMECHAOUI , Rania BOUDEFLA , Abdallah BOUTELDJA , Anes Thabet MOSBAHI , Mekki Mounira, Nour El Houda BAHLOUL, Abderrazak SAADOUN, Mohamed FREDJ, Riadh BOUKRM, Mounira Hendaoui , Berhab Souad , Benderradji Houria Mihad , Souley Maman Amadou Roufai , Yassine Boudouaoui, Brahim Lachi, Norediene Aouadj , Kada Hartani , Abdelkader Merah, Ahmed Taibi , Mohammed Mokhtar Mahmoud, Zoubir Gadouche, Mohamed Bey, Bendiabdellah Azeddine, Mohamed Hamza BENABDELKRI , Amel GACEM, Salim BOULKHESSAIM, Zoubir Gadouche; Mokhtar Mahmoud Mohammed; Mohammed Bey , Hassane EZZIANE, Meziane KACI, Salem MERABTI , Slim ROUABAH , Ilyas BENSALAM, Salah SEGHIR MECHAOUR , Habib MESSABIH, Hayet LEBSIR, Fatiha Youbi, Asma Belaidi , Fatima Ouair, ZOUAGUI Abderrahmane, GHERBI Abdellah , KAMLI Kenza, HADEF Zakaria, Boukhessaim Salim, Fekrache Abdelhak , Karima MEZOUAR, Amal Ait El Djoudi , Nour El Houda FETHELLAH, Nabil Beloufa , Achour Achroufene, Kahina Alitouche, Zoubir Mabad, Lila Zaidi, Zouina Sonia Tayeb Cherif , Sarra MAMECHAOUI, Abdessamed DOUHI, Mohammed BEKKAYE, Mehdi BENMANSOUR, Fatima Zohra RAHOU, ZATER Hanène, ALIOUCHE Lamia, Imen Souhila Bousmaha, Hicham Megnafi, Abdelkader Ghezouani, Mounia Hendel, Mostefa Brahmi, Wafâ Benstâali, Ahmed Belasri, Imane TIFFOUR, Abdelkader DEHBI, BERREZOUG Hiba Imane, SARI HASSOUN Zakaria, Souraya HAMIDA, Nour El-Houda BENALIA, Souad Bouaicha, Toufik Guendouzi, Souad Farahi, Nadjet BORDJI, N.E.Houda BENMANSOUR, Benamar BOUHAFS, Wafaa. BENYELLES Leila. KAZI-TANI-KHITRI Abdelhakim.MIR , Sabah Becila, Mouna Merzougui, Abderrahmane Tabakh, Rabah Belouadah, Benkaihou said, Sonia Griche, Sabrina Souadnia, Ouissem Chibani, Azeddine Chelouche, Tahar Touam, and Fatiha Challali, Sebti Khodja, Azeddine Chelouche, TaharTouam, and Fatiha Challali, Nour El-Houda BENALIA, Souraya HAMIDA, kheira Lakhdari, Soumaya Ferhat-Taleb, Rabah Sadoun, Boudjemaa Boudaa , Habib MESSABIH, Hayet LEBSIR, Mohammed lakhdar Ayachi , Mohammed Aroudj , Louiza Ouksel , Ismahene Marouf, Asma Saighi, Sofia Kouah, Zakaria Laboudi, Berdous Dalila, Tili Rania, Hassani Nihed, Berdous Sakina, Dehim Fouzia, Boutaleb Abdelhak , LADAIDI Aicha, ALI KACEM . A, SAYEH. I , Chaieb Ismahane, Rezkallah Zahira, Toufik Boufendi, Berdous Sakina, Berdous Dalila, Bourane Mohamed, Kechiche Mohammed , Bouneb Wahiba, Noura Naili, Bouhadiba Abdelaziz , Nour El Houda FETHELLAH, Abdelilleh OTMANE CHERIF , Ahlem Djebar, H Zeghdoudi , Achiri Radja, Allal Naouel, Lina Benhamidat, Amina Tabet Zatl, Sihem Yebdri, Guendouz Atika, Hadj Larbi Khadidja, Messaoudi Souad Ilhem, Rahmani Rabia, Nabatti Ech-Chergui, Abdelkader, Driss-Khodja Kouider, Amrani Bouhalouane, Zohra Djetoui , S. Kherraf, Malika Foudia, ZOUAGUI Abderrahmane, Gherbi Abdellah , Karima Laoubi, Soumia Ouadou, Fatiha Ahmedchekkat, Mahdi Chiha , Lina BENHAMIDAT, Radja ACHIRI, Mohammed El Amine DIB, Benssaad Meryem, Khellaf Ammar, Lemita Samir

Edition 2026
ISBN : 978-9969-596-94-6

I. INTRODUCTION

Ces dernières décennies, l'électronique de puissance a connu des avancées significatives, principalement motivées par le besoin de systèmes de conversion d'énergie plus efficaces, compacts et fiables. Parmi les innovations clés dans ce domaine figure le développement de topologies à onduleur multiniveau (MLI), qui sont apparues comme une solution essentielle pour les applications à moyenne et haute tension [1-3]. Ces structures offrent des améliorations substantielles par rapport aux onduleurs traditionnels à deux niveaux, notamment en termes de capacité de gestion de la tension, de qualité énergétique et de compatibilité électromagnétique [4, 5].

Deux motivations principales sous-tendent l'évolution de la technologie des onduleurs multiniveau. La première est l'augmentation de la tension de sortie et des niveaux de puissance sans avoir besoin d'utiliser des semi-conducteurs de puissance haute tension, permettant ainsi l'utilisation de composants basse tension standards tout en minimisant le stress de commutation [4, 5]. La seconde est la réduction de la distorsion harmonique dans les formes d'onde de tension et de courant de sortie, ce qui conduit à une meilleure efficacité et à une réduction des exigences de filtrage [5], qui sont essentielles dans des applications telles que les entraînements de moteurs, les systèmes d'énergie renouvelable et les alimentations sans interruption (UPS) [6].

L'une des premières topologies d'onduleur multiniveau les plus largement adoptées est l'onduleur à trois niveaux Neutre Pointé à Clamped (NPC), introduit par Nabae et al. [7]. Cette structure est devenue une référence en raison de sa mise en œuvre relativement simple, de sa bonne capacité d'équilibrage de tension et de sa distorsion harmonique totale (THD) réduite par rapport aux onduleurs à deux niveaux [5, 7]. La topologie NPC utilise des diodes de serrage et plusieurs niveaux de tension pour produire une forme d'onde de sortie en forme d'escalier, qui s'approche étroitement d'une forme sinusoïdale.

Dans cet article, nous nous concentrons sur la modélisation et le contrôle d'un inverseur de source de tension NPC triphasé et à trois niveaux. Tout d'abord, nous présentons la configuration structurelle de l'onduleur et expliquons ses principes de fonctionnement. Pour faciliter le développement de stratégies de contrôle, nous dérivons le modèle mathématique de l'onduleur en utilisant le concept de fonctions de commutation et analysons les relations entre les états de commutation et les tensions de sortie obtenues. Dans la seconde partie de cette étude, nous mettons en œuvre une stratégie de modulation de largeur d'impulsion vectorielle spatiale (SVPWM) pour contrôler l'onduleur. La SVPWM est une technique de modulation sophistiquée et efficace qui permet une utilisation optimale de la tension du bus DC et améliore la qualité spectrale de la tension de sortie. La stratégie de contrôle proposée est ensuite testée et validée par simulation dans MATLAB/Simulink, démontrant son efficacité pour améliorer la qualité de la forme d'onde de sortie et la performance des onduleurs.

II. CONFIGURATION DES ONDULEURS NPC

Le concept fondamental derrière l'onduleur NPC consiste à combiner deux interrupteurs individuels, chacun alimenté par sa propre source de tension continue distincte, afin de produire une tension de sortie à trois niveaux. Dans cette configuration particulière, un onduleur triphasé à trois niveaux est utilisé, composé de trois bras et de deux sources de

tension continue. Chaque bras est équipé de quatre interrupteurs séquentiels et de deux diodes intermédiaires. Ces interrupteurs sont construits à l'aide d'un transistor et d'une diode disposés en configuration tête à queue, comme illustré à la Fig. 1 [8].

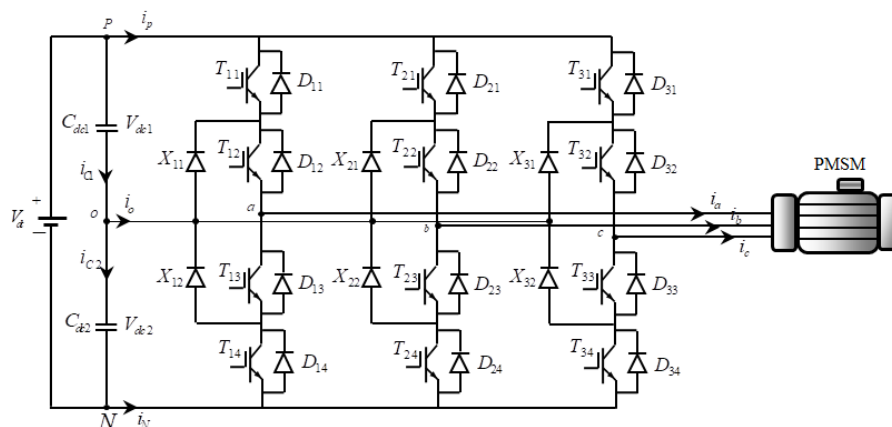


Fig. 1. Schéma de configuration de l'onduleur NPC à trois niveaux.

A. FONCTIONNEMENT D'UN BRAS ONDULEUR A TROIS NIVEAUX

Pour décrire le principe de fonctionnement d'un onduleur à trois niveaux, nous considérons un seul bras dont la structure est représentée par la Fig. 2. Lorsque la source de tension continue se génère et que la source alternative est le récepteur, le courant passe à travers les transistors. Lorsque le transfert d'énergie a lieu de la source alternative vers la source de tension continue, ce sont les diodes antiparallèles qui assurent le passage du courant.

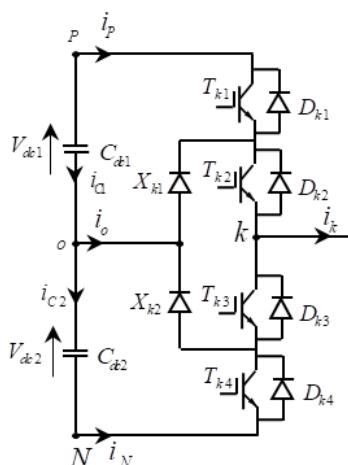


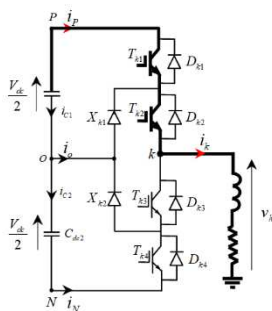
Figure. 1. Bras onduleur à trois niveaux.

Il est nécessaire de déterminer les valeurs qui peuvent être prises par les tensions simples V_{ao} , V_{bo} et V_{co} entre les bornes a, b, c de la charge et le point neutre. Cette tension est entièrement définie par l'état 0 ou 1 des quatre interrupteurs $T_{k1}, T_{k2}, T_{k3}, T_{k4}$ du bras, tels que $k=1,2,3$. Sur les $2^4 = 16$ suites possibles, seules trois séquences sont implémentées. Toutes les autres séquences ne sont pas fonctionnelles, donc elles doivent être évitées

Les trois configurations du bras de conversion correspondant aux trois séquences fonctionnelles sont identiques ; dans le cas d'une utilisation de cette structure dans un onduleur, les niveaux de tension de sortie atteignables sont dans le tableau suivant :

Tableau 1. Réalisation des différents niveaux pour l'onduleur NPC à 3 niveaux.

Commutation des états	Tension de sortie	Interrupteur effectué par passage	Orientation actuelle	Le courant s'écoule vers l'intérieur
P	$+V_{dc}/2$	T_{k1} et T_{k2}	$i_P < 0$	D_{k1} et D_{k2}
			$i_P > 0$	T_{k1} et T_{k2}
O	0	T_{k2} et T_{k3}	$i_O < 0$	T_{k3} et D_{k6}
			$i_O > 0$	T_{k2} et D_{k5}
N	$-V_{dc}/2$	T_{k3} et T_{k4}	$i_N < 0$	T_{k3} et T_{k4}
			$i_N > 0$	D_{k3} et D_{k4}



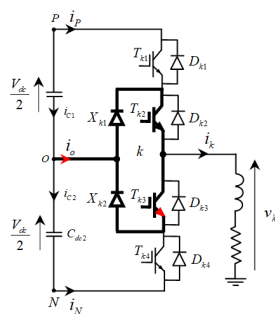
•**Séquences 1 : « Génération du niveau maximum »**

Dans ce cas, les interrupteurs (T_{k1}, T_{k2}) sont en pass-through et (T_{k3}, T_{k4}) sont bloqués comme montré sur la figure ci-dessus.

La tension de $V_{ao} = V_{dc}/2$ sortie .

La tension appliquée aux interrupteurs T_{k3} et T_{k4} est :

$$V_{dc}/2$$



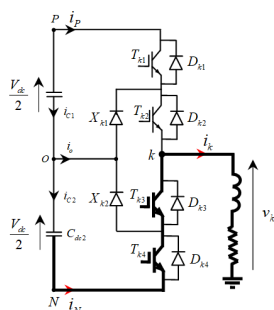
•**Séquences 2** : « Génération du niveau intermédiaire »

Les interrupteurs (T_{k2}, T_{k3}) et T_{k3} sont en passage et (T_{k1}, T_{k4}) sont bloqués, dans ce cas le point a est directement connecté au point O via l'une des diodes de maintien, comme montré sur la figure ci-dessus.

La tension de $V_{ao} = 0$ sortie .

La tension appliquée aux interrupteurs (T_{k1}, T_{k4}) est :

$$+V_{dc}/2 .$$



•**Séquences 3** : « Génération du niveau minimum »

Dans ce cas, les commutateurs (T_{k1}, T_{k2}) sont bloqués et (T_{k3}, T_{k4}) sont en passage comme montré dans la figure ci-dessus.

La tension de $V_{ao} = -V_{dc}/2$ sortie .

La tension appliquée aux interrupteurs (T_{k1}, T_{k2}) est :

$$+V_{dc}/2$$

Fig. 3. Différentes configurations possibles d'un bras onduleur à trois étages.

B. MODELE DE CONTROLE A ONDULEUR A TROIS NIVEAUX DE TYPE NPC

L'équation définissant la fonction de connexion F_{XS} , qui convertit l'état ouvert/fermé de l'interrupteur bras X , est la suivante :

$$F_{XS} = \begin{cases} 1 & \text{si } T_{XS}, D_{XS} : \text{on} \\ 0 & \text{si } T_{XS}, D_{XS} : \text{off} \end{cases} \quad (1)$$

Le contrôle complémentaire des trois bras est alors représenté par les trois relations suivantes :

$$\begin{cases} F_{11} = 1 - F_{13} \\ F_{12} = 1 - F_{14} \end{cases}, \quad \begin{cases} F_{21} = 1 - F_{23} \\ F_{22} = 1 - F_{24} \end{cases}, \quad \begin{cases} F_{31} = 1 - F_{33} \\ F_{32} = 1 - F_{34} \end{cases} \quad (2)$$

De plus, l'onduleur à trois niveaux définit la fonction de connexion du demi-bras :

$$\begin{cases} F_{X1}^b = F_{X1} \cdot F_{X2} \\ F_{X0}^b = F_{X3} \cdot F_{X4} \end{cases} \quad (3)$$

En examinant le système (4), il devient évident que l'onduleur de tension à trois niveaux peut être simplifié et représenté sous forme de série à deux niveaux.

$$\begin{cases} F_{11}^b = F_{11} \cdot F_{12} \\ F_{10}^b = F_{13} \cdot F_{14} \end{cases}, \quad \begin{cases} F_{21}^b = F_{21} \cdot F_{22} \\ F_{20}^b = F_{23} \cdot F_{24} \end{cases}, \quad \begin{cases} F_{31}^b = F_{31} \cdot F_{32} \\ F_{30}^b = F_{33} \cdot F_{34} \end{cases} \quad (4)$$

Les tensions de sortie simples sont les suivantes :

$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 2 & -1 & -1 \\ -1 & 2 & -1 \\ -1 & -1 & 2 \end{bmatrix} \left\{ \begin{bmatrix} F_{11}^b \\ F_{21}^b \\ F_{31}^b \end{bmatrix} V_{dc1} - \begin{bmatrix} F_{10}^b \\ F_{20}^b \\ F_{30}^b \end{bmatrix} V_{dc2} \right\} \quad (5)$$

L'état de commutation est déterminé par la relation dans (6) et le tableau 2.

$$\begin{bmatrix} S_a \\ S_b \\ S_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{11}^b - F_{10}^b \\ F_{21}^b - F_{20}^b \\ F_{31}^b - F_{30}^b \end{bmatrix} \quad (6)$$

Où $S_k = F_{k1}^b - F_{k0}^b = F_{k1} \cdot F_{k2} - F_{k3} \cdot F_{k4}$ avec $k=1,2,3$

Tableau 2. Changement d'état de chaque bras.

F_{k1}	F_{k2}	F_{k1}^b		F_{k3}	F_{k4}	F_{k0}^b		F_{k1}^b	F_{k0}^b	S_k	
0	0	0		0	0	0		0	0	0	O
0	1	0		0	1	0		0	1	-1	N
1	0	0		1	0	0		1	0	1	P
1	1	1		1	1	1		1	1	0	O

III. TECHNIQUE DE CONTROLE PAR MODULATION VECTORIELLE SPATIALE

La stratégie de modulation vectorielle spatiale (SVM) a été initialement proposée par H. W. van der Broeck, H. C. Skudelny et G. V. Stanke dans leur article fondamental publié en 1988 [9]. Il consiste à générer une séquence spécifiée d'états d'inverseur. L'algorithme PWM à vecteur spatial se compose de cinq étapes essentielles, qui sont les suivantes [10] :

- Détermination du vecteur de tension de référence.
- Calcul du secteur.
- Calcul de la région.
- Calcul des temps de commutation.
- Calcul des séquences de commutation.

A. DÉTERMINATION DU SECTEUR D'AFFILIATION

L'hexagone du diagramme vectoriel spatial d'un onduleur à trois niveaux peut être subdivisé en 6 secteurs, chacun comportant 4 régions, Fig. 4. Cela donne un total de 24 régions [11, 12]. Les secteurs peuvent être déterminés comme suit :

- Si $0^\circ < \theta \leq 60^\circ$: $\vec{V}_{ref}$ est dans le secteur 1.
- Si $60^\circ < \theta \leq 120^\circ$: $\vec{V}_{ref}$ est dans le secteur 2.
- Si $120^\circ < \theta \leq 180^\circ$: $\vec{V}_{ref}$ est dans le secteur 3.
- Si $180^\circ < \theta \leq 240^\circ$: $\vec{V}_{ref}$ est dans le secteur 4.
- Si $240^\circ < \theta \leq 300^\circ$: $\vec{V}_{ref}$ est dans le secteur 5.
- Si $300^\circ < \theta \leq 360^\circ$: $\vec{V}_{ref}$ est dans le secteur 6.

B. CALCUL DE LA RÉGION D'APPARTENANCE

Il existe quatre groupes d'états de commutation basés sur l'amplitude et l'angle du vecteur de

tension $\vec{V}_{ref}$, dans le premier secteur ($0 < \theta < \pi/3$) : grands vecteurs de tension ($\vec{V}_1, \vec{V}_3$), vecteur de tension moyenne ($\vec{V}_2$), petits vecteurs de tension ($\vec{V}_b$ et $\vec{V}_{14}$), et vecteur tension nulle ($\vec{V}_{26}$). Si le vecteur de tension de référence $\vec{V}_{ref}$ On retrouve dans le premier secteur ($0 < \theta < \pi/3$), trois vecteurs de tension adjacents (V_{r1}, V_{r2}, V_{r3}) sont sélectionnés pour le schéma de contrôle vectoriel de tension. Ces vecteurs de tension sélectionnés dépendent de l'angle et de l'amplitude du vecteur de tension de référence $\vec{V}_{ref}$. La durée de chaque vecteur de tension peut être obtenue par le principe de la moyenne temporelle [10] :

$$V_{ref}T = V_{r1}t_1 + V_{r2}t_2 + V_{r3}t_3 \quad (7)$$

$$T_s = t_1 + t_2 + t_3 \quad (8)$$

Où T_s est le temps d'échantillonnage ?

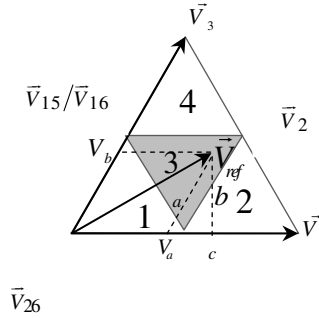


Fig. 4. Détermination de la région à laquelle appartient le vecteur de tension de référence dans le premier secteur.

À partir de la Fig. 4, les régions du vecteur de tension de référence peuvent être détectées par l'algorithme suivant :

- Si $V_a < \frac{V_{dc}}{3}$, $V_b < \frac{V_{dc}}{3}$ et $V_a + V_b < \frac{V_{dc}}{3}$, alors $\vec{V}_{ref}$ est dans la région 1
- Si $V_a > \frac{V_{dc}}{3}$, $V_b < \frac{V_{dc}}{3}$ et $V_a + V_b > \frac{V_{dc}}{3}$, alors $\vec{V}_{ref}$ est dans la région 3
- Si $V_a > \frac{V_{dc}}{3}$, alors $\vec{V}_{ref}$ est dans la région 2

- Si $V_b > \frac{V_{dc}}{3}$, alors $\vec{V}_{ref}$ est dans la région 4

Les relations entre les vecteurs de tension (V_{r1}, V_{r2}, V_{r3}) et les vecteurs de tension effectivement sélectionnés sont présentées dans le tableau 3.

Tableau 3. Relations entre les vecteurs de tension (V_{r1}, V_{r2}, V_{r3}) et certains vecteurs de tension dans tous les secteurs.

	Secteur 1			Secteur 2			Secteur 3			Secteur 4			Secteur 5			Secteur 6		
Triangle	$\vec{V}_{r1}$	$\vec{V}_{r2}$	$\vec{V}_{r3}$	$\vec{V}_{r1}$	$\vec{V}_{r2}$	$\vec{V}_{r3}$	$\vec{V}_{r1}$	$\vec{V}_{r2}$	$\vec{V}_{r3}$	$\vec{V}_{r1}$	$\vec{V}_{r2}$	$\vec{V}_{r3}$	$\vec{V}_{r1}$	$\vec{V}_{r2}$	$\vec{V}_{r3}$	$\vec{V}_{r1}$	$\vec{V}_{r2}$	$\vec{V}_{r3}$
1	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_{16}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{16}$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_{20}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{20}$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{24}$	$\vec{V}_{26}$	$\vec{V}_{24}$	$\vec{V}_{13}$
2	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{16}$	$\vec{V}_3$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{20}$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{24}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{12}$
3	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{16}$	$\vec{V}_{16}$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{20}$	$\vec{V}_{20}$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{24}$	$\vec{V}_{24}$	$\vec{V}_{12}$	$\vec{V}_{13}$
4	$\vec{V}_{16}$	$\vec{V}_3$	$\vec{V}_2$	$\vec{V}_{17}$	$\vec{V}_5$	$\vec{V}_4$	$\vec{V}_{20}$	$\vec{V}_7$	$\vec{V}_6$	$\vec{V}_{21}$	$\vec{V}_9$	$\vec{V}_8$	$\vec{V}_{24}$	$\vec{V}_{11}$	$\vec{V}_{10}$	$\vec{V}_{13}$	$\vec{V}_1$	$\vec{V}_{12}$

C. CALCUL DES CYCLES DE TRAVAIL ET DES TEMPS DE COMMUTATION

La symétrie du système triphasé nous permet de réduire l'étude au cas général d'un secteur de $\frac{\pi}{3}$. Nous nous plaçons alors dans le cas où le vecteur de référence $\vec{v}_s$ est situé dans le secteur 1. Alors, considérant que le vecteur de tension de référence reste dans la région 2, dans ce cas, la tension de référence est reconstituée en effectuant une moyenne temporelle des $\vec{V}_{26}$ tensions, $\vec{V}_{14}$, $\vec{V}_{15}$ comme illustré à la Fig. 4.

Les vecteurs de tension $\vec{V}_{26}$, $\vec{V}_{14}$, $\vec{V}_{15}$ sont adoptés et les cycles de travail correspondants sont :

$$\begin{aligned} V_s \cdot T &= V_{r1} \cdot t_1 + V_{r2} \cdot t_2 + V_{r3} \cdot t_3 \\ T &= t_1 + t_2 + t_3 \end{aligned} \quad (9)$$

On peut donc écrire :

$$V_s^* = V_{r1}d_1 + V_{r2}d_2 + V_{r3}d_3 \quad (10)$$

Où T est le temps d'échantillonnage et V_s^* le vecteur de tension de référence de l'onduleur de tension. La relation entre les vecteurs de tension (V_{r1}, V_{r2}, V_{r3}) et les vecteurs de tension effectivement sélectionnés $\vec{V}_{26}$, $\vec{V}_{14}$, $\vec{V}_{15}$.

L'équation (9) permet d'obtenir les cycles de travail d_1, d_2, d_3 des vecteurs de tension V_{r1}, V_{r2}, V_{r3} en donnant le vecteur de tension de référence :

$$\begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{r1\alpha} & v_{r2\alpha} & v_{r3\alpha} \\ v_{r1\beta} & v_{r2\beta} & v_{r3\beta} \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{\alpha}^* \\ v_{\beta}^* \\ 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\text{Où } d_1 = \frac{t_1}{T}, d_2 = \frac{t_2}{T}, d_3 = \frac{t_3}{T}$$

Prenons le premier secteur :

Triangle 1 : $V_{26} = V_{dc} (0 + j0)$, $V_{13} = \frac{1}{3}V_{dc}e^{j0}$, $V_{16} = \frac{1}{3}V_{dc}e^{j\frac{\pi}{3}}$

$$\begin{cases} d_1 = d_{V_{26}} = 1 - m_a (\sin(\theta) + \sqrt{3} \cos(\theta)) \\ d_2 = d_{V_{14}} = m_a (-\sin(\theta) + \sqrt{3} \cos(\theta)) \\ d_3 = d_{V_{15}} = 2m_a \sin(\theta) \end{cases} \quad (12)$$

Comme: $m_a = \frac{\sqrt{3}}{V_{dc}} V^*$

Triangle 2 : $V_{13} = \frac{1}{3} V_{dc} e^{j0}$, $V_1 = \frac{2}{3} V_{dc} e^{j0}$, $V_2 = \frac{\sqrt{3}}{3} V_{dc} e^{j\frac{\pi}{6}}$

$$\begin{cases} d_1 = d_{v_{14}} = 2 - m_a (\sin(\theta) + \sqrt{3} \cos(\theta)) \\ d_2 = d_{v_1} = m_a (\sqrt{3} \cos(\theta) - \sin(\theta)) - 1 \\ d_3 = d_{v_2} = 2m_a \sin(\theta) \end{cases} \quad (13)$$

Triangle 3 : $V_{13} = \frac{1}{3} V_{dc} e^{j0}$, $V_2 = \frac{\sqrt{3}}{3} V_{dc} e^{j\frac{\pi}{6}}$, $V_{16} = \frac{1}{3} V_{dc} e^{j\frac{\pi}{3}}$

$$\begin{cases} d_1 = d_{v_{14}} = 1 - 2m_a \sin(\theta) \\ d_2 = d_{v_2} = m_a (\sqrt{3} \cos(\theta) + \sin(\theta)) - 1 \\ d_3 = d_{v_{16}} = m_a (\sin(\theta) - \sqrt{3} \cos(\theta)) + 1 \end{cases} \quad (14)$$

Triangle 4 : $V_{16} = \frac{1}{3} V_{dc} e^{j\frac{\pi}{3}}$, $V_3 = \frac{2}{3} V_{dc} e^{j\frac{\pi}{3}}$, $V_2 = \frac{\sqrt{3}}{3} V_{dc} e^{j\frac{\pi}{6}}$

$$\begin{cases} d_1 = d_{v_{16}} = 2 - m_a (\sin(\theta) + \sqrt{3} \cos(\theta)) \\ d_2 = d_{v_3} = 2m_a \sin(\theta) - 1 \\ d_3 = d_{v_2} = m_a (\sqrt{3} \cos(\theta) - \sin(\theta)) \end{cases} \quad (15)$$

Temps de commutation calculés par :

$$\begin{aligned} t_1 &= d_1.T \\ t_2 &= d_2.T \\ t_3 &= d_3.T \end{aligned} \quad (16)$$

IV. RÉSULTATS DE LA SIMULATION

La Fig. 5 illustre les formes d'onde de tension de sortie (tensions de phase et de ligne) obtenues à partir de l'onduleur triphasé à trois niveaux Neutre Point Clamped (NPC) contrôlé par la technique de modulation de largeur d'impulsion vectorielle spatiale (SVPWM). L'analyse de ces résultats met en lumière plusieurs avantages significatifs liés à l'utilisation de

cette méthode de contrôle avancée. Une forme d'onde quasi-sinusoïdale est observée, caractérisée par trois niveaux de tension distincts : -500 V , 0 V et $+500\text{ V}$. Cette structure à plusieurs niveaux permet une approximation plus proche de la forme d'onde sinusoïdale idéale comparée à un onduleur conventionnel à deux niveaux. L'introduction de niveaux de tension intermédiaires réduit efficacement la distorsion harmonique, notamment en abaissant la valeur du carré moyen (RMS) des composants harmoniques indésirables dans la tension de sortie. En conséquence, le signal électrique appliqué à la machine est nettement amélioré en qualité, ce qui permet un fonctionnement plus fluide, plus silencieux et plus efficace, tout en minimisant les pertes thermiques et en prolongeant la durée de vie des composants du système.

La Fig. 6 montre le spectre de la transformée de Fourier (FFT) de la tension de phase à la sortie de l'onduleur NPC à trois niveaux. Une distorsion harmonique totale (THD) de seulement 3,1 % est observée, ce qui représente une amélioration significative par rapport aux valeurs THD typiques des onduleurs à deux niveaux, qui peuvent varier de 10 % à 15 % selon les conditions de fonctionnement. Cette réduction substantielle des composantes harmoniques entraîne une diminution des pertes motrices, en particulier des pertes de cœurs et des pertes de courants de Foucault. De plus, la faible teneur en harmoniques réduit la contrainte thermique globale sur le système, améliorant ainsi non seulement la fiabilité de l'entraînement électrique mais aussi sa durée de vie opérationnelle. Ces résultats confirment l'efficacité de la stratégie de modulation vectorielle spatiale lorsqu'elle est appliquée aux onduleurs multiniveaux.

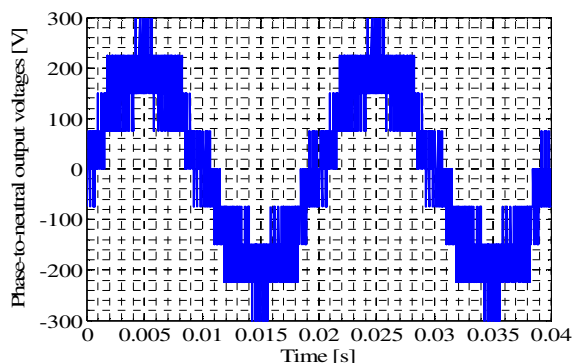
La Fig. 7 montre la courbe de couple électromagnétique générée par l'IPMSM en réponse au contrôle de l'onduleur NPC à trois niveaux. Une réponse dynamique rapide est observée, le couple atteignant sa valeur maximale de 82 Nm. Cette performance reflète l'excellente réactivité du système à la commande de couple, essentielle pour les applications nécessitant des variations de charge rapides. De plus, l'absence de rides de couple visibles met en lumière la haute qualité de la tension de sortie obtenue grâce à la stratégie de modulation vectorielle spatiale (SVM). Cette tension propre permet un contrôle du couple fluide et précis, réduisant ainsi les vibrations mécaniques, les pertes de puissance et les contraintes sur les composants de la transmission.

La Fig. 8 illustre l'évolution des courants de stator du moteur synchrone à aimant permanent intérieur (IPMSM) fourni par l'onduleur NPC à trois niveaux. Le courant présente une onde quasi-sinusoïdale propre, avec une montée douce immédiatement après l'application du contrôle et une stabilisation en régime permanent autour de 68 A. Cette réponse indique un départ en douceur sans dépassement significatif ni instabilité transitoire. L'analyse révèle un comportement dynamique rapide et stable, sans signe de surcourant ou d'oscillations parasites, ce qui démontre un découplage efficace entre les composants flux et couple du moteur. Cette performance reflète une stratégie de contrôle de haute qualité, essentielle pour garantir un fonctionnement efficace, précis et sûr — en particulier dans des applications dynamiques telles que les systèmes de traction électrique.

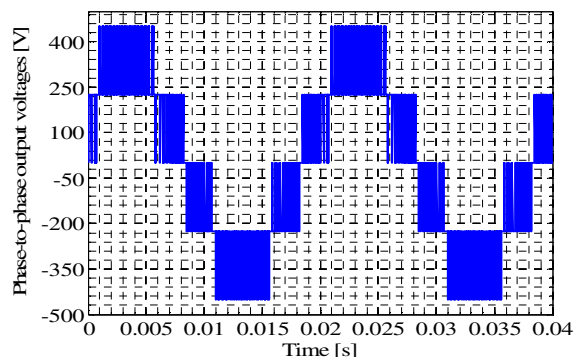
Un autre avantage notable de cette stratégie est la réduction du nombre d'opérations de commutation par période pour chaque commutateur. En effet, SVPWM maximise le temps d'activation des états neutres (vecteurs zéro), ce qui entraîne une diminution du cycle de commutation minimal. Cette caractéristique impacte directement l'efficacité globale du système : les pertes de commutation sont réduites, contribuant à une amélioration de l'efficacité des onduleurs et limitant le chauffage des composants semi-conducteurs.

Enfin, le comportement dynamique du système reste très satisfaisant. Les transitions entre les vecteurs d'espace sont fluides et la continuité de la tension de phase est maintenue, assurant une alimentation stable et fiable à la charge. En résumé, les résultats de la simulation

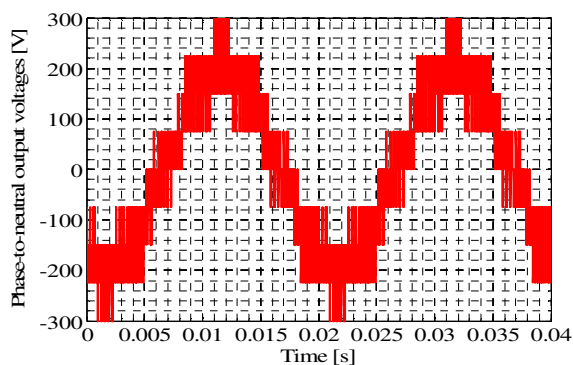
confirment l'efficacité du contrôle SVPWM appliqué à un onduleur NPC à trois niveaux. Cela améliore non seulement la qualité des formes d'onde de sortie, mais réduit aussi la contrainte sur les interrupteurs tout en optimisant l'efficacité énergétique de l'ensemble du système.



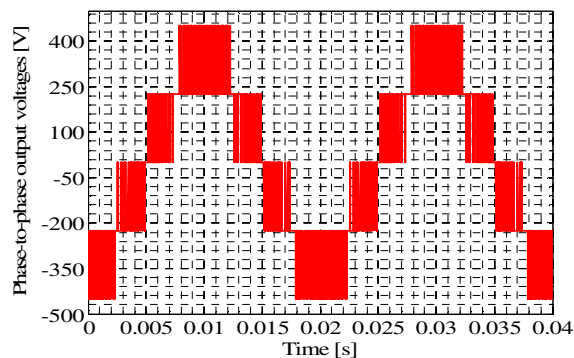
Tension de phase v_{an}



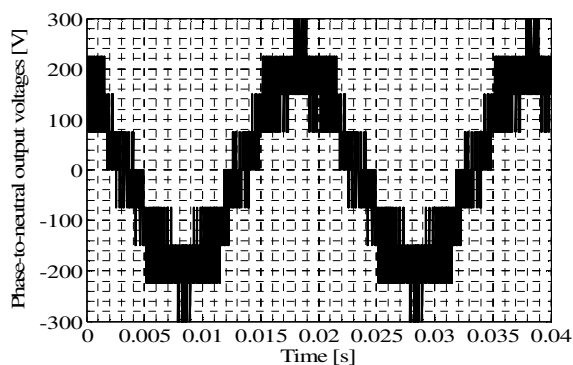
Tension de ligne v_{ab}



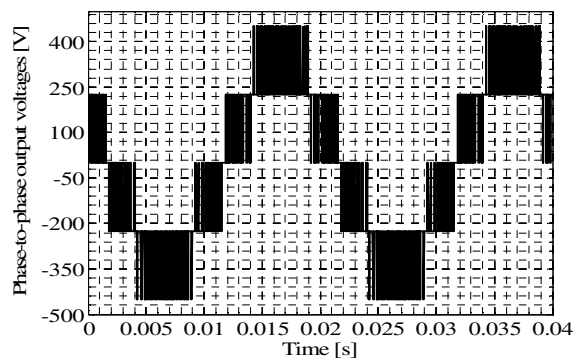
Tension de phase v_{bn}



Tension de ligne v_{bc}



Tension de phase v_{cn}



Tension de ligne v_{ca}

Fig. 5. Tensions de sortie de l'onduleur NPC.

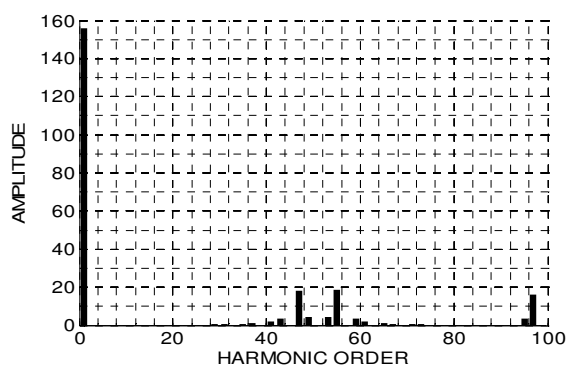


Fig. 6. Spectre de la tension de phase

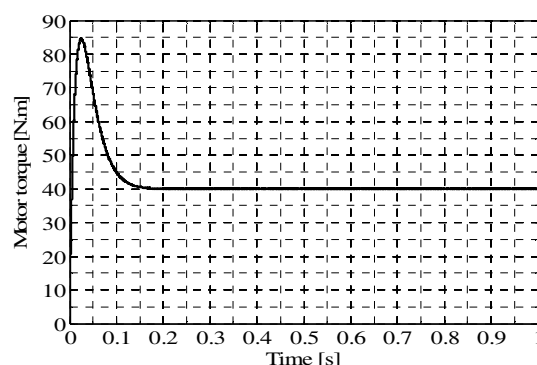


Fig. 7. Courant de couple

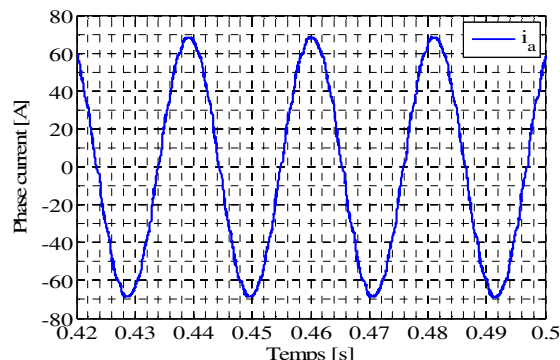
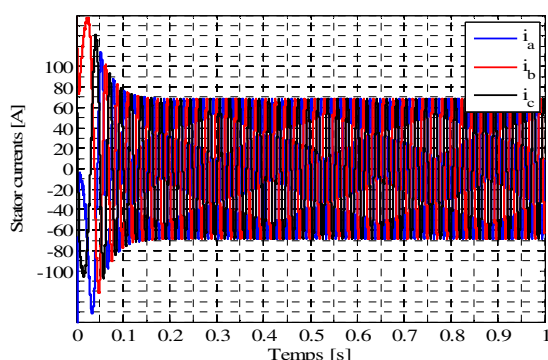


Fig. 8. Courant de stator.

V. CONCLUSION

Le travail présenté portait sur la modélisation et le contrôle d'un onduleur NPC (Neutr Point Clamped) triphasé à trois niveaux utilisant la modulation de largeur d'impulsion vectorielle spatiale (SVPWM). Cette topologie d'onduleur présente plusieurs avantages, notamment une réduction des harmoniques de tension de sortie, des pertes de commutation moindres et une meilleure qualité de tension par rapport aux onduleurs traditionnels à deux niveaux. Après l'introduction des structures d'onduleurs multiniveaux, l'étude s'est concentrée sur la modélisation mathématique de la topologie NPC et la mise en œuvre de SVPWM sous MATLAB/Simulink. Les résultats de la simulation ont confirmé que SVPWM fournit plus de formes d'onde de sortie sinusoïdales, améliore l'utilisation de la tension du bus DC et optimise les séquences de commutation. Grâce à l'espace vectoriel plus riche offert par les onduleurs à trois niveaux, cette stratégie de modulation améliore la performance dynamique et la qualité de la puissance. Par conséquent, le contrôle vectoriel appliqué à l'onduleur NPC s'avère être une solution robuste et efficace pour les applications industrielles exigeant précision, stabilité et haute efficacité énergétique.

RÉFÉRENCES

- [1] R. Shalchi Alishah, D. Nazarpour, S. H. Hosseini, et M. J. I. p. e. Sabahi, « Topologies innovantes d'onduleurs multiniveaux pour applications à moyenne et haute tension avec des valeurs plus faibles de tension bloquée par les interrupteurs », vol. 7, n° 12, pp. 3062-3071, 2014.
- [2] S. Kouro *et al.*, « Avancées récentes et applications industrielles des convertisseurs multiniveaux », vol. 57, n° 8, pp. 2553-2580, 2010.
- [3] A. Choudhary, R. Kumar, S. S. Letha, F. I. Bakhsh, A. Singh, et M. J. J. I. P. E. Khan, « Revue des tendances récentes des avancées dans les topologies d'onduleurs multiniveaux avec interrupteurs et techniques de contrôle réduites », 2024.
- [4] F. Z. J. I. T. o. i. a. Peng, « Une topologie généralisée d'onduleur multiniveau avec auto-équilibre de la tension », vol. 37, n° 2, pp. 611-618, 2001.
- [5] J. Rodriguez, J.-S. Lai, et F. Z. J. I. T. o. i. e. Peng, « Onduleurs multiniveaux : une étude des topologies, contrôles et applications », vol. 49, n° 4, pp. 724-738, 2002.
- [6] H. M. Bassi et Z. J. E. Salam, « Une nouvelle topologie hybride d'onduleur multiniveau avec un nombre réduit de commutateurs et de sources de tension continue », vol. 12, n° 6, p. 977, 2019.
- [7] A. Nabae, I. Takahashi, et H. Akagi, « Un nouvel onduleur PWM à point neutre clampé », *Transactions IEEE sur les applications industrielles*, n° 5, pp. 518-523, 1981.
- [8] J. O. P. Pinto, « Un contrôleur PWM spatial basé sur un réseau neuronal pour entraînement moteur à induction à onduleur alimenté en tension », *IEEE Trad. Ind. Appl.*, vol. 36, n° 6, p. 9, 2000.
- [9] H. W. Van Der Broeck, H.-C. Skudelny, et G. V. J. I. t. o. i. a. Stanke, « Analyse et réalisation d'un modulateur de largeur d'impulsion basé sur des vecteurs d'espace de tension », vol. 24, n° 1, pp. 142-150, 1988.
- [10] N. F. Mailah, S. M. Bashi, I. Aris, et N. J. E. J. J. o. S. R. Mariun, « Inverseur multiniveau à point neutre avec clamp utilisant modulation vectorielle spatiale », vol. 28, n° 1, pp. 82-91, 2009.
- [11] J. J. P. o. t. I. Holtz, « Modulation de largeur d'impulsion pour la conversion électronique de puissance », vol. 82, n° 8, pp. 1194-1214, 2002.
- [12] D. G. Holmes et T. A. Lipo, *Modulation de largeur d'impulsion pour convertisseurs de puissance : principes et pratique*. John Wiley & Fils, 2003.

Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi

Introduction

Les performances et les avantages du véhicule électrique trouvent leur origine dans l'utilisation de moteurs électriques intégrés directement dans les roues. Le concept de moteur-roue consiste à incorporer, au sein d'une configuration compacte, le moteur électrique ainsi que les éléments mécaniques et électroniques associés, de manière à permettre son intégration complète à l'intérieur d'une roue de dimensions conventionnelles, sans modification majeure de l'architecture du véhicule [1-3]. La technologie des moteurs-roues repose sur une conception compacte, légère et à haut rendement énergétique. Les convertisseurs de puissance associés peuvent être intégrés directement à l'intérieur de la roue ou placés à l'extérieur, selon les contraintes d'architecture du véhicule. L'utilisation de plusieurs moteurs électriques au sein d'un même véhicule requiert un système de commande dédié, chargé d'assurer la synchronisation des vitesses de rotation des roues motrices — communément appelé différentiel électronique. Ce dernier permet, d'une part, un contrôle précis et indépendant du couple appliqué à chaque roue, et d'autre part, une amélioration notable de la stabilité et de la maniabilité du véhicule.

Dans un véhicule électrique, la stratégie de commande est centrée sur la maîtrise de la chaîne de traction, dont le fonctionnement dépend directement du pilotage coordonné des moteurs-roues. Ces derniers jouent un rôle déterminant dans la génération du couple moteur, la distribution de la puissance et la stabilité dynamique du véhicule. [3]. Le système moteur-roue doit assurer un fonctionnement performant répondant à des exigences dynamiques élevées, notamment une rotation fluide sur l'ensemble de la plage de vitesses, un contrôle intégral du couple même à vitesse nulle, ainsi que des phases d'accélération et de décélération rapides et stables.

Pour atteindre un tel niveau de maîtrise, plusieurs techniques de commande avancées ont été développées au cours des dernières années, telles que le contrôle vectoriel et le contrôle direct du couple (DTC). Ces approches permettent de satisfaire les contraintes de plus en plus strictes imposées par la chaîne de traction, en particulier en matière de précision et de réactivité du couple. Parmi ces méthodes, la stratégie DTC s'impose aujourd'hui comme l'une des plus efficaces et des plus largement adoptées pour le pilotage des machines électriques à courant alternatif, grâce à sa rapidité de réponse et à sa structure de commande directe sans modélisation complexe [4, 5].

Comparativement aux moteurs à combustion interne, les moteurs électriques présentent l'avantage de permettre une estimation précise et un contrôle direct du couple électromagnétique, celui-ci étant proportionnel au courant moteur. Grâce à ces nouvelles stratégies de régulation fine du couple, il devient possible de développer des méthodes de commande antipatinage spécifiquement adaptées aux véhicules électriques. Dans ce contexte, le présent travail propose une approche de contrôle antipatinage basée sur la régulation de l'accélération des roues, permettant d'ajuster le couple moteur en temps réel afin de maintenir une adhérence optimale, quelles que soient les conditions de roulement [6, 7].

La perte d'adhérence d'une des roues motrices génère des perturbations dans le fonctionnement du système mécanique de la chaîne de traction. Une technique proposée basée sur la logique floue est appliquée au contrôle longitudinal du véhicule afin d'assurer la fonction de sécurité d'anti-patinage

La perte d'adhérence d'une roue motrice engendre des perturbations dans le comportement dynamique de la chaîne de traction, pouvant compromettre la stabilité longitudinale du

Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taïbi

véhicule. Afin d'y remédier, une stratégie de commande basée sur la logique floue est proposée et appliquée au contrôle longitudinal du véhicule. Cette approche vise à assurer la fonction de sécurité antipatinage, en adaptant le couple moteur de manière continue et intelligente selon les conditions d'adhérence instantanées [7, 8].

Le présent travail porte sur la conception et la mise en œuvre d'une fonction de sécurité antipatinage fondée sur une stratégie de commande floue, visant à améliorer le contrôle longitudinal et la stabilité dynamique d'un véhicule électrique.

Présentation du Système de Traction du Véhicule

La chaîne de traction d'un véhicule électrique peut adopter différentes configurations selon l'architecture du système de propulsion et le type d'application visée. Dans le cadre de cette étude, une architecture à quatre roues motrices a été retenue, où l'ensemble des moteurs-roues contribue directement à la propulsion du véhicule. Le schéma fonctionnel du système de traction étudié est présenté à la Figure 1, illustrant la répartition des principaux composants et les interactions entre les éléments de la chaîne d'énergie. Le véhicule étudié est propulsé par quatre roues motrices, réparties sur les deux essieux : les moteurs M_4 et M_3 sont intégrés aux roues du train avant, tandis que M_4 et M_3 entraînent les roues du train arrière. Chaque roue intègre, au sein de sa jante, un moteur synchrone à aimants permanents (MSAP) alimenté par une batterie d'accumulateurs via un onduleur triphasé. L'adoption de la technologie des moteurs-roues présente plusieurs avantages notables : elle permet d'éliminer les composants mécaniques traditionnels de transmission (tels que le différentiel, la boîte de vitesses et l'embrayage), de commander indépendamment chaque roue motrice, et de libérer un volume considérable d'espace au sein du véhicule, facilitant ainsi son optimisation structurelle et énergétique [9]. L'objectif principal de la structure étudiée est de reproduire la fonction d'un mécanisme différentiel classique, tout en y intégrant une fonction supplémentaire de sécurité antipatinage, destinée à améliorer la stabilité et l'adhérence du véhicule lors des variations de conditions de roulement [6] [7].

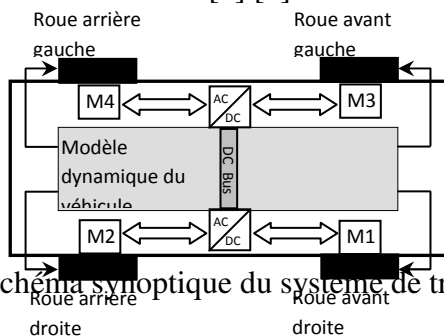


Fig.1 : Schéma synoptique du système de traction du véhicule.

Stratégie de commande d'anti-patinage d'un VE basé sur la logique floue

Dans le cadre de la modélisation de la dynamique longitudinale des véhicules, les modèles statiques de frottement-glissement sont largement privilégiés en raison de leur simplicité de mise en œuvre et de leur capacité à reproduire avec une précision satisfaisante le comportement du contact pneu-sol, comme présenté à la Figure 2 [10, 11].

La relation entre le coefficient d'adhérence μ et le glissement longitudinal λ présente une évolution caractéristique. Dans un premier temps, cette relation est linéaire: le coefficient d'adhérence augmente proportionnellement au glissement (zone linéaire). Au-delà d'un certain seuil, la courbe atteint une valeur maximale correspondant à la limite d'adhérence

Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi

(zone non linéaire). Lorsque le glissement continue d'augmenter, on observe ensuite une diminution du coefficient d'adhérence, attribuée aux effets thermiques et à la perte de contact optimal entre le pneu et la chaussée (zone dite thermique). En pratique, la valeur maximale du coefficient d'adhérence est généralement atteinte pour un taux de glissement d'environ 0,1, soit 10 % de glissement.

Lorsqu'un couple moteur excessif est appliqué à une roue motrice circulant sur une surface à faible adhérence, l'augmentation rapide du glissement longitudinal entraîne un déplacement du point de fonctionnement de la roue vers la zone instable de la caractéristique de traction $\mu = f(\lambda)$. Cette situation conduit à une perte d'adhérence entre le pneu et la chaussée, se traduisant par un phénomène de patinage susceptible d'altérer la stabilité et la motricité du véhicule [6, 7].

Le comportement longitudinal du véhicule est représenté par le modèle dynamique ci-dessous, traduisant l'équilibre entre les forces de traction, de résistance et d'inertie agissant le long de l'axe de déplacement :

$$J_{\omega} \dot{\omega} = C - f R_{\omega} \quad (1)$$

$$M_v \dot{v} = F_d \quad (2)$$

$$F_d = f \quad (3)$$

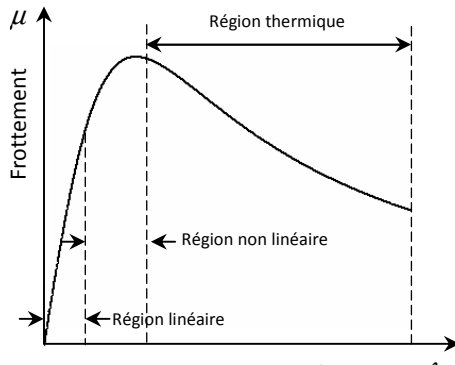


Fig. 2 : Caractéristique frottement/glisement du contact pneu-sol.

La relation cinématique fondamentale reliant l'accélération linéaire de la roue à l'accélération du véhicule est donnée par l'expression suivante, traduisant l'influence du glissement sur la dynamique longitudinale :

$$\dot{v}_{\omega} = \frac{C R_{\omega} - M_v \dot{v} R_{\omega}^2}{J_{\omega}} \quad (4)$$

Le rapport entre l'accélération du véhicule $\dot{v}$ l'accélération de la roue $\dot{v}_{\omega}$:

$$\alpha = \frac{\dot{v}}{\dot{v}_{\omega}} \quad (5)$$

Étant donné que l'accélération longitudinale du véhicule $\dot{v}$ est une grandeur difficile à mesurer directement avec précision, un nouveau paramètre R_{at} est introduit dans le cadre de

**Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques :
préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces
variables**

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi

la stratégie de commande antipatinage proposée. Ce paramètre est défini comme le rapport entre l'accélération de la roue motrice et le couple moteur appliqué C (en mode traction ou freinage). Il sert d'indicateur de l'état d'adhérence et permet une régulation indirecte du patinage, sans recourir à la mesure explicite de l'accélération du véhicule [6, 7]:

$$R_{at} \cong \frac{\dot{v}_\omega}{C} = \frac{R_\omega}{J_\omega + \alpha M_v R_\omega^2} \quad (6)$$

Avec :

$$\alpha = \frac{\frac{R_\omega}{R_{at}} - J_\omega}{M_v R_\omega^2} \quad (7)$$

Pour une phase d'accélération, la relation entre le coefficient de glissement λ et α peut être exprimée comme suit :

$$\lambda = 1 - \frac{v}{v_\omega} = 1 - \frac{\int_0^t \dot{v}(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} = 1 - \frac{\int_0^t \alpha \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} \quad (8)$$

La stratégie de régulation de l'anti-patinage utilisée dans ce travail est de réguler indirectement α dans certaines limites de sécurité; donc α peut être considérée comme une fonction bornée dans le temps t . Supposons que la limite supérieure et inférieure de $\alpha(t)$ sont respectivement α_L et α_H , et en se basant sur de l'équation (8) la plage de λ peut être représentée par l'équation (9):

$$1 - \frac{\int_0^t \alpha_H \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} \leq \lambda \leq 1 - \frac{\int_0^t \alpha_L \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt} \quad (9)$$

L'intervalle de variation du coefficient R_{at} peut également être déterminé en fonction des limites supérieure et inférieure de la manière suivante :

$$R_{atH} = \frac{R_\omega}{J_\omega + \alpha_L M_v R_\omega^2} \quad (10)$$

$$R_{atL} = \frac{R_\omega}{J_\omega + \alpha_H M_v R_\omega^2} \quad (11)$$

Comme expliqué précédemment, étant donné qu'il est difficile d'obtenir α , une régulation indirecte de celle-ci est proposée à travers le contrôle du coefficient R_{at} , afin de maintenir sa valeur dans l'intervalle $[R_{atL}, R_{atH}]$

Pour le cas de freinage:

**Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques :
préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces
variables**

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taïbi

$$\lambda = \frac{v_\omega}{v} - 1 = \frac{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \dot{v}(t) dt} - 1 = \frac{\int_0^t \dot{v}_\omega(t) dt}{\int_0^t \alpha \dot{v}_\omega(t) dt} - 1 \quad (12)$$

avec

$$\frac{1}{\alpha_H} - 1 \leq \lambda \leq \frac{1}{\alpha_L} - 1 \quad (13)$$

Le contrôle d'anti-patinage proposé, fondé sur la régulation du paramètre R_{at} , demeure applicable dans les deux situations de fonctionnement du véhicule, à savoir les phases d'accélération et de freinage.

Dans le cadre de cette étude, l'attention est portée plus particulièrement sur le contrôle d'anti-patinage en phase d'accélération (mode traction), où le paramètre R_{at} représente le rapport entre l'accélération linéaire de la roue et le **couple** moteur appliqué.

$$R_{at} \equiv \frac{\dot{v}_\omega}{C_m} \quad (14)$$

Comme il est indiqué dans l'équation (7) et la Figure (3), le paramètre R_{at} a une relation avec α . Par conséquent, le glissement de la roue peut être estimé et contrôlé à l'aide d'un nouveau paramètre R_{at} . On remarque que dans l'équation (6) que le dénominateur $J_\omega + \alpha M_v R_\omega^2$ est directement lié à l'inertie totale ramenée sur l'arbre du moteur $J_\omega + \alpha M_v R_\omega^2$ ou α le rapport de l'accélération du véhicule $\dot{v}$ à l'accélération de la roue $\dot{v}_\omega$ est maintenue constant. Le maintien souhaité d'un contact roue-route dans les régions de pseudo- glissement de caractéristiques $\mu = f(\lambda)$ est admise (glissement faible) pour amener une inertie équivalente du véhicule à partir de sa valeur nominale. Par conséquent, l'accélération de la roue peut être évité en réglant la plage de variation admise de l'inertie équivalente grâce au paramètre R_{at} . Pour un bon compromis entre les performances d'accélération du véhicule et à la prévention de glissement, le réglage dans une plage admissible est préférable de maintenir une valeur fixe de R_{at} .

En outre, la dynamique du véhicule est fortement non linéaire avec de nombreuses incertitudes incluses. Des régulateurs flous ont été connus pour avoir des performances de contrôle satisfaisantes pour les systèmes non linéaires. Par conséquent, un contrôleur anti-patinage basé sur la logique floue est proposé pour la régulation du R_{at} dans la plage déterminée par $\alpha \in [0,7 \div 0,9]$.

La Figure 4 montre le schéma bloc du contrôle d'anti-patinage basé sur le réglage floue du paramètre R_{at} . Celui-ci est calculé à partir du couple moteur et l'accélération de la roue entraînée. Un régulateur flou est conçu à partir de R_{at} et sa dérivée, pour obtenir la variation du couple de compensation ΔC_c , qui est intégré pour donner le couple de compensation C_c de prévention de glissement du véhicule.

Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi

Le couple moteur de commande C_m^* est ajusté à l'aide de l'équation suivante :

$$C_m^* = C_{cmd} - \Sigma \Delta C_c \quad (15)$$

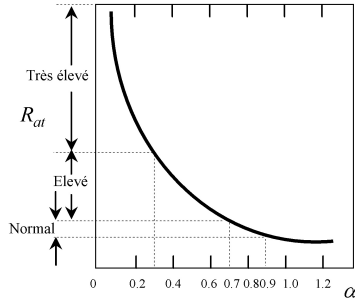


Fig. 3 : La relation entre α et R_{at}

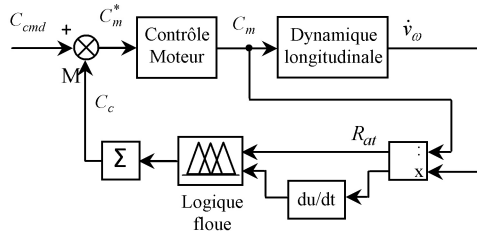


Fig. 4 : Contrôle d'anti-patinage floue basée sur R_{at}

Dans la commande directe du couple (DTC) du moteur de traction, le couple moteur C_m développé peut être considéré comme égale au couple moteur C_m^* . La relation entre α et R_{at} est représentée sur la Figure (3). Les règles de base de la stratégie de contrôle sont décrites comme suit:

1. Si R_{at} est très élevé alors ΔC_c connaît une forte augmentation ;
2. Si R_{at} est élevé alors ΔC_c connaît une légère augmentation ;
3. Si R_{at} est normale alors ΔC_c est nulle ;
4. Si R_{at} est faible, alors ΔC_c connaît une légère diminution ;
5. Si R_{at} est très faible alors ΔC_c connaît une forte diminution ;

La relation entre R_{at} et ΔC_c du régulateur flou est représentée en Figure (5).

Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi

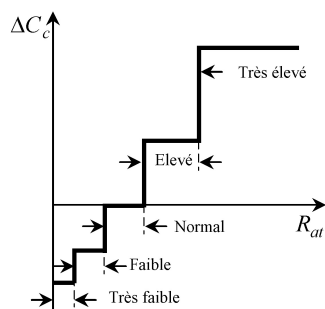


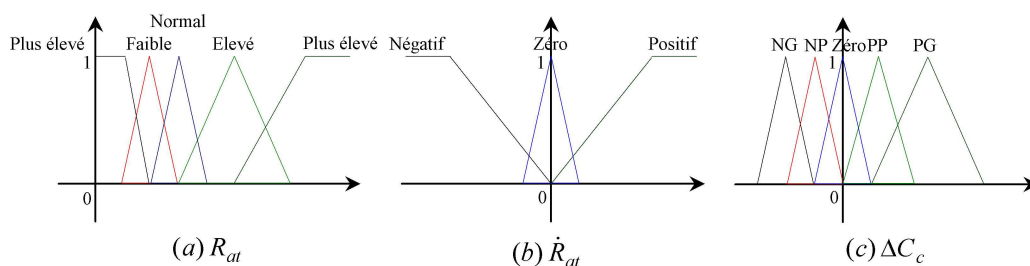
Fig. 5 : Relation $\Delta C_c - R_{at}$ déterminant les règles de base

Les fonctions d'appartenance pour les deux variables d'entrée R_{at} , et sa dérivée $\dot{R}_{at}$, et la variable de sortie ΔC_c sont présentées dans la Figure (6).

En se fondant sur la stratégie de commande floue présentée ci-dessus, l'augmentation du couple de compensation ΔC_c devient importante lorsqu'il est impératif de supprimer rapidement tout risque de glissement du véhicule. En revanche, afin de ne pas altérer les performances d'accélération, la réduction de ce couple reste modérée lorsqu'aucun patinage n'est détecté.

Tableau 1 : Règles de décision floue

R_{at}	$\dot{R}_{at}$		
	Négative	Zéro	Positive
Très élevé	PP	PG	PG
Elevé	zéro	PP	PP
Normale	NP	zéro	PP
Faible	NP	NP	zéro
Très faible	NG	NG	NP



Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi

Fig. 6 : Les fonctions d'appartenance pour les variables d'entrée et de sortie du régulateur flou

Résultats de simulation

Dans l'environnement MATLAB/Simulink, un modèle de simulation a été développé afin d'évaluer l'efficacité du contrôle longitudinal proposé, intégrant une fonction antipatinage pour un véhicule électrique à quatre roues motrices indépendantes. Le modèle est soumis à des perturbations de perte d'adhérence affectant les roues motrices lors des phases d'accélération et de décélération. Les résultats de simulation obtenus sont présentés à la Figure 7, illustrant le comportement dynamique du système et la performance de la stratégie de commande.

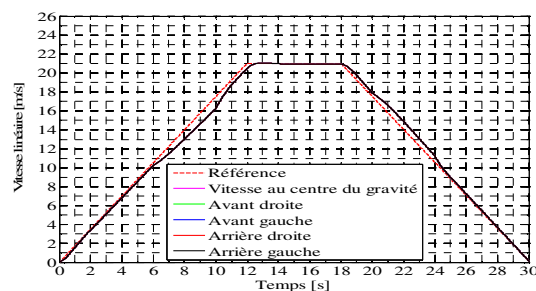
Dans ce test de simulation, le passage du véhicule électrique d'une route mouillée en phase d'accélération ($t \in [6, 10s]$) et en phase décélération ($t \in [20, 24s]$).

La Figure 7 (a) montre que les vitesses linéaires des roues motrices et du véhicule sont presque identiques, au glissement près. Lorsque le véhicule rencontre une route mouillée pendant la phase d'accélération, le patinage longitudinal des quatre roues se développe rapidement, ce qui entraîne une force d'entraînement considérable, mais le patinage longitudinal réel de chaque roue reste dans la limite du patinage longitudinal optimal de 0,06.

La Figure 7 (e) montre que les taux de patinage des roues sont maintenus dans la plage optimale. Il a été confirmé que la contrôle d'antipatinage peut maintenir les rapports de glissement autour de leurs valeurs optimales et améliore la stabilité longitudinale du véhicule électrique. De plus, lorsque l'adhérence est perdue, contrôle d'antipatinage maintient la vitesse du véhicule et celle du moteur perturbé proches de leurs profils, comme le montre la Figure 7 (a), et les forces longitudinales appliquées aux roues motrices se comportent de manière similaire, comme indiqué sur la Figure 7 (g).

Lorsque le véhicule s'engage sur une route mouillée, le patinage longitudinal des quatre roues diminue rapidement tout au long de la période de décélération, et le patinage longitudinal réel de chaque roue est maintenu dans la limite du patinage longitudinal optimal de -0,06.

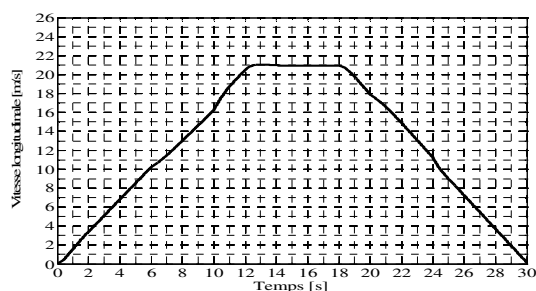
L'analyse des résultats de simulation obtenus sous diverses conditions d'adhérence met en évidence la robustesse du contrôle longitudinal proposé. Celui-ci permet au taux de glissement longitudinal de chaque roue d'atteindre rapidement sa valeur optimale, garantissant ainsi une traction efficace et stable. De plus, la stratégie développée montre une symétrie de performance entre les phases d'accélération et de décélération, confirmant son efficacité et son adaptabilité face aux variations des conditions routières.



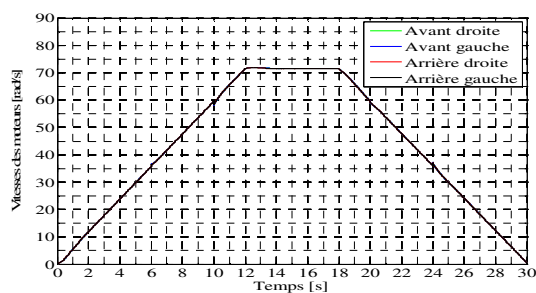
(a) Vitesses linéaires des roues et du véhicule

Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

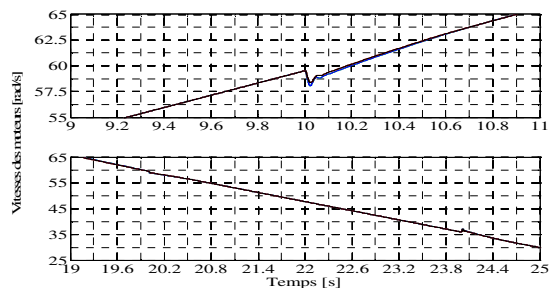
Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi



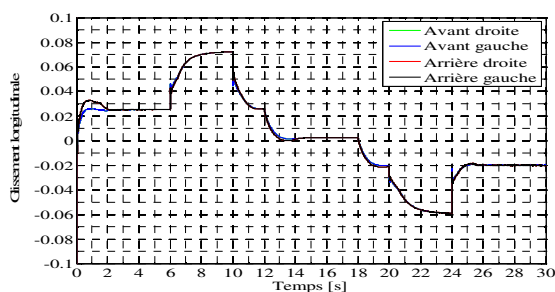
(b) Vitesse longitudinale



(c) Vitesses des moteurs



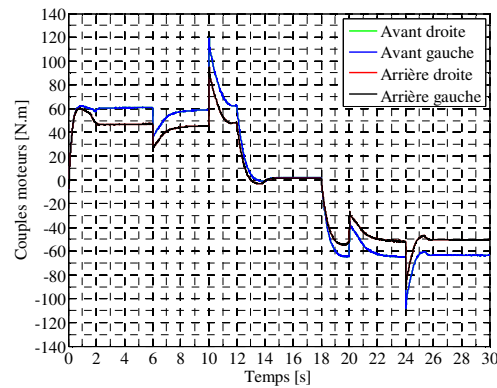
(d) Zoom des vitesses des moteurs



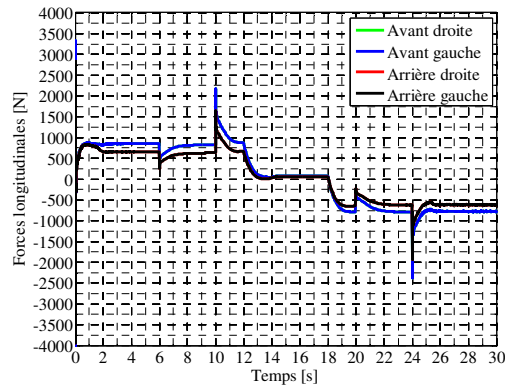
(e) Glissement des roues

Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques : préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi



(f) Couples moteurs



(g) Forces longitudinales

Fig. 7 : Résultats de la simulation

Conclusion

Dans ce travail, nous avons développé une stratégie de commande avancée et de gestion énergétique destinée à un système de traction électrique, visant à assurer la stabilité longitudinale du véhicule dans des conditions d'adhérence variables. La commande anti-patinage proposée, fondée sur la logique floue, a démontré sa capacité à réguler de manière efficace le couple transmis aux roues motrices, réduisant ainsi les pertes d'adhérence et améliorant la stabilité dynamique du véhicule. Les résultats de simulation ont confirmé la robustesse, la rapidité de réponse et l'adaptabilité de cette approche face aux variations brusques d'adhérence telles que le verglas, l'humidité ou les irrégularités de la chaussée. Par ailleurs, la coordination intelligente entre les moteurs-roues et la régulation adaptative du couple a permis d'assurer un compromis optimal entre sécurité, stabilité et rendement énergétique. Ainsi, la stratégie développée s'inscrit pleinement dans la logique de la mobilité

**Chapitre 12: Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques :
préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces
variables**

Auteurs : Hadj Abderrahim Mebarki, Kada Hartani , Norediene Aouadj , Ahmed Taibi

électrique moderne, où l'efficacité énergétique et la sécurité dynamique constituent des enjeux majeurs. Les perspectives futures de ce travail consisteront à intégrer des approches prédictives et des techniques d'intelligence artificielle, afin d'accroître encore la robustesse, l'autonomie et la performance globale du système dans des conditions de conduite réelles.

Références

- [1]M. Hejra, A. Mansouri, and H. Trabeisi, "Optimal design of a permanent magnet synchronous motor: Application of in-wheel motor," in *Renewable Energy Congress (IREC), 2014 5th International*, 2014, pp. 1-5.
- [2]D. Kim, K. Shin, Y. Kim, and J. Cheon, "Integrated design of in-wheel motor system on rear wheels for small electric vehicle," *World Electric Vehicle Journal*, vol. 4, pp. 597-602, 2010.
- [3]K. Cakir and A. Sabanovic, "In-wheel motor design for electric vehicles," in *Advanced Motion Control, 2006. 9th IEEE International Workshop on*, 2006, pp. 613-618.
- [4]A. Draou and K. Hartani, "A novel direct torque control scheme for PMSM for improving quality in torque and flux," *system*, vol. 10, p. 12, 2012.
- [5]K. Hartani, M. Bourahla, Y. Miloud, and M. Sekour, "Electronic differential with direct torque fuzzy control for vehicle propulsion system," *Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences*, vol. 17, pp. 21-38, 2009.
- [6]K. Hartani and A. Draou, "A new multimachine robust based anti-skid control system for high performance electric vehicle," *Journal of Electrical Engineering and Technology*, vol. 9, pp. 214-230, 2014.
- [7]M. h. Sekour, "Contribution à la commande robuste d'un système de traction multimachine - Application au véhicule électrique," thèse de doctorat, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, 2013.
- [8]K. Hartani, M. Bourahla, and Y. Miloud, "New antiskid control for electric vehicle using behaviour model control based on energetic macroscopic representation," *Journal of Electrical Engineering*, vol. 59, pp. 225-233, 2008.
- [9]M. Sekour, K. Hartani, and A. Merah, "Electric Vehicle Longitudinal Stability Control Based on a New Multimachine Nonlinear Model Predictive Direct Torque Control," *Journal of Advanced Transportation*, vol. 2017, 2017.
- [10] H. Pacejka, *Tire and vehicle dynamics*: Elsevier, 2005.
- [11] R. Rajamani, *Vehicle dynamics and control*: Springer Science & Business Media, 2011.



Adresse : Maison des universitaires pour l'édition, l'imprimerie et la diffusion,

Cité 268 logements LSP, local 405, Oudjlida Tlemcen, Algérie

Téléphone : (+213) 06 99 13 35 15

Adresse mail : maisonuniversitaires@gmail.com

Tlemcen le 25/04/2026

ATTESTATION D'EDITION

Le Gérant de la Maison des Universitaires pour l'édition, l'imprimerie et la diffusion atteste que

Hadj Abderrahim MEBARKI (Etudiant, Université Tahar Moulay de Saida, Algérie)

Kada HARTANI (Professeur, Université Tahar Moulay de Saida, Algérie)

Norediene AOUDJ (Maître de conférences classe -B-, Ecole Supérieure En Génie Electrique et Energétique d'Oran, Algérie)

A (ont) participé par un chapitre intitulé « Commande par MLI vectorielle d'un onduleur NPC à trois niveaux » dans un livre scientifique collectif intitulé « Exact sciences and technology researchs for industrial development » qui porte le numéro d'ISBN 978-9969-596-94-6.

Cette attestation est délivrée à la demande de (s)intéressé (e) (s) pour servir et faire valoir ce que de droit.

Le Gérant de la maison d'édition





Adresse : Maison des universitaires pour l'édition, l'imprimerie et la diffusion,

Cité 268 logements LSP, local 405, Oudjlida Tlemcen, Algérie

Téléphone : (+213) 06 99 13 35 15

Adresse mail : maisonuniversitaires@gmail.com

Tlemcen le 25/04/2026

ATTESTATION D'EDITION

Le Gérant de la Maison des Universitaires pour l'édition, l'imprimerie et la diffusion atteste que

Hadj Abderrahim MEBARKI (Etudiant, Université Tahar Moulay de Saida, Algérie)

Kada HARTANI (Professeur, Université Tahar Moulay de Saida, Algérie)

Norediene AOUDJ (Maître de conférences classe -B-, Ecole Supérieure En Génie Electrique et Energétique d'Oran, Algérie)

A (ont) participé par un chapitre intitulé « Commande robuste de l'adhérence pour véhicules électriques :préservation des performances dynamiques et de l'efficacité énergétique sur surfaces variables »dans un livre scientifique collectif intitulé « Exact sciences and technology researchs for industrial development » qui porte le numéro d'ISBN 978-9969-596-94-6.

Cette attestation est délivrée à la demande de (s)intéressé (e) (s)pour servir et faire valoir ce que de droit.

Le Gérant de la maison d'édition





Certificate of Attendance

MEBARKI HADJ ABDERRAHIM

Electrotechnical Engineering Laboratory, University Tahar Moulay of Saida, Algeria

Attended and presented the communication entitled:

*Space Vector Modulation Control of a Three-Level NPC Inverter
in*

IC-AIRES2025

**Ninth International Conference on Artificial Intelligence in
Renewable Energetic Systems**

Held on October 28-30, 2025 in CAP-HYPROC Mostaganem, Algeria.

Co-Authors: HARTANI. KADA, AOUADJ. NOREDIENE, TAIBI. AHMED

Dean Faculty of Sciences and Technology
University Abdelhamid Ibn Badis of Mostaganem (Algeria)

General co-Chair: Pr. Redouane Mouffok GHEZZAR

الأستاذ : غزار موفق رضوان
"استاذ التعليم العالي"
عميد كلية العلوم والتكنولوجيا

On behalf of the Organizing Committee,

General co-Chair: Dr. Mustapha HATTI

جمعية تيبازة مدنية
21/03
Mustapha HATTI
Tipasa Smart City Association

