



Mémoire de Master

Présenté au

Département : Génie Électrique

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Electronique

Spécialité : Electronique des systèmes embarqués

Réalisé par :

YOUNES Hanane

Thème

Observateurs pour l'estimation de système de freinage ABS des roues

Soutenu le: **..07/11./2021**

Devant la commission composée de :

MELLAH Hacene	MCB	Univ. Bouira	Président
LATRECH Sajia	MAA	Univ. Bouira	Rapporteur
LAADJOUZI Samir	MAA	Univ. Bouira	Examineur

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents qui ont su être toujours présent à mes côtés, tout au long de mes études.

A mon fils bien-aimé Mohamed Iyad

A mon très cher mari

A mon très cher frère et mes sœurs .

Eta tout ma famille.

Remerciements

Ce travail a été effectué au sein du Département des Sciences et sciences appliquées de l'Université de Bouira.

C'est avec humilité et gratitude que je reconnais ce que je devais :

Je commencerais par remercier le rendre grâce à Dieu tout puissant pour moi avoir donnée le courage et la volonté de mener à bon terme ce travail.

Nos remerciements vont en particulier à Melle LATRECH Sadjia, notre promotrice, qui me ai dirigé et beaucoup aidé afin de mener à bien ce travail

Nos derniers remerciements vont aux membres de jury qui fera l'honneur d'examiner notre travail

ملخص

يوفر نظام ABS الآن لجميع المركبات الحديثة . فهو يتجنب حظر عجلة واحدة أو أكثر أثناء الكبح . يحاكي هذا النموذج سلوك السيارة الديناميكي في ظل ظروف الكبح الصعبة. يمثل النموذج عجلة واحدة فقط, سنقوم بحد هذه المذكرة لتغيير سرعة السيارة و معامل الاحتكاك. سيتم إجراء تحليل للقوى المطبقة على العجلة مع و بدون ABS, الغرض الرئيسي من هذه الدراسة هو مراعاة سرعات مختلفة و معدل الانزلاق لنظام الفرامل ABS مع نهج قوي و موثوق به مثل وضع اللوائز المراقب , نتائج المحاكاة تحت MATLAB باستخدام نموذج بسيط (Simulink).

الكلمات المفتاحية : نظام الكبح المانع للانغلاق , المراقب , السيارة, معامل الاحتكاك , معدل الانزلاق .

Résumé

Le système ABS équipe désormais tous les véhicules récents. Il permet d'éviter le blocage d'une ou plusieurs roues pendant le freinage. Le modèle simule le comportement dynamique d'un véhicule sous des conditions de freinage difficiles. Le modèle utilise d'une seule roue. Nous nous limiterons dans ce mémoire à faire varier la vitesse du véhicule et le coefficient de frottement. Une analyse des efforts appliqués à la roue sera faite. Une comparaison du comportement du véhicule et de temps de freinage sera faite avec et sans ABS. Le but principal de cette étude est d'observer les différentes vitesses et le taux de glissement de systèmes de freinage ABS avec une approche robuste et fiable tel que l'observateur mode glissant , les résultats de simulation sous MATLAB en utilisant un modèle simple (Simulink).

Mots clés : Système de freinage antiblocage ABS , observateur mode glissant, taux de glissement.

Abstract

The ABS team now all newer vehicles. It avoids the blockage of one or more wheels during braking. The main purpose of this study is to simulate the braking system (ABS) in MATLAB using a simple model (Simulink). This model simulates the dynamic behavior of a vehicle under hard braking conditions. The model represents a single wheel, which can be replicated a number of times to create a model for a multi-wheeled vehicle. It allows you to vary several parameters falling within the operation of the braking system. We will limit ourselves in this memory varying the vehicle speed and the friction coefficient. An analysis of the forces applied to the wheel will be made, this analysis will allow us then to write the differential equations used to model the ABS braking system. A comparison of the behavior of the vehicle and braking time will be made with and without ABS for four-speed. Finally, the influence of the coefficient of friction of the braking time will be analyzed.

Keywords: Anti-lock braking system, controller, vehicle, friction coefficient, slip rate.

Table des Matières

Remerciements.....	I
Résumé.....	II
Table des Matières	IV
Liste des Figures	VIII
Liste des Tableaux	VIII
Listes des Acronymes	IX
Introduction Générale	1
Conclusion Générale	50
Références	51

Table de la matière

1. INTRODUCTION	3
1. LE SYSTEME DE FREINAGE CLASSIQUE	3
2. LES DIFFERENTS TYPES DE FREIN	4
2.1 LES FREINS A DISQUE	4
2.2 LES FREINS A TAMBOUR.....	5
3. LES INCONVENIENTS DU FREIN CLASSIQUE	6
4. LA NECESSITE DU FREINAGE ABS	6
5. LE FREIN ABS	7
5.1 DEFINITION	7
6.3 LA REGULATION.....	10
7. LES COMPOSANTS DU SYSTEME	10
7.1. BOITIER DE COMMANDE ELECTRONIQUE (ECU).....	11
7.2. ENSEMBLE MODULATEUR	11
7.3. CAPTEURS DE VITESSE DES ROUES	13
7.4 TEMOIN ABS	15
8. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	15
8.1. FREINAGE EN MODE NORMAL.....	15
8.2. FREINAGE EN MODE ANTI-BLOCAGE	16
8.2.1 Phase de maintien de la pression	18
8.2.2. Phase de diminution de la pression	19
8.2.3. Phase d'augmentation de la pression.....	20
8.2.4. Phase de desserrage des freins.....	20

9.	DIFFERENTS TYPES DE MONTAGE DE L'ABS.....	21
10.	CONCLUSION.....	22
1.	INTRODUCTION	24
2.	ELEMENTS DYNAMIQUE DU VEHICULE.....	25
2.1.	LES PNEUMATIQUES.....	25
2.2.	ESSIEUX ET TRAINS ROULANT	25
2.3.	SUSPENSION	25
2.4.	CHASSIS	25
3.	CLASSIFICATION DES VEHICULES ELECTRIQUES.....	25
3.1.	VEHICULE TOUT ELECTRIQUE.....	26
3.2.	LE VEHICULE HYBRIDE	26
4.	LES FORCES CONTACTE PNEU/ROUTE.....	26
4.1.	FORCE DE ROULEMENTS	27
4.3.	FORCE AERODYNAMIQUE	28
4.3.	FORCE D'INCLINAISON	29
4.4.	FORCE D'ACCELERATION	29
5.	MOMENTS AGISSANT SUR LA PNEUMATIQUE.....	30
5.1.	MOMENT DE RESISTANCE AU ROULEMENT	30
5.2.	MOMENT D'AUTO ALIGNEMENT	31
5.3.	MOMENT DE RENVERSEMENT.....	31
6.	LES MODELES DE VEHICULE	32
6.1.	LES MODELES A UNE ROUE : LE MODELE QUART DE VEHICULE	33
6.2.	LES MODELES A QUATRE ROUES	34
7.	MODELISATION D'UN SYSTEME DE FREINAGE	34
7.1.	DETERMINATION DES EQUATIONS DIFFERENTIELLES.....	34
7.	2. MODELISATION DE LA FORCE DE FROTTEMENT PNEU-ROUTE	36
8.	CONCLUSION.....	37
1.	INTRODUCTION	39
2.	DEFINITION D'OBSERVATEUR.....	39
4.	CRITERE D'OBSERVABILITE.....	40
5.	OBSERVATEURS DES SYSTEMES NON LINEAIRES.....	41
5.1	FILTRE DE KALMAN ETENDU (EKF).....	41

6.	OBSERVATEURS A MODE GLISSANT	42
7.	OBSERVATEURS ADAPTATIFS	44
8.	CONCLUSION.....	44
1.	INTRODUCTION	46
2.	PARAMETRE DU SYSTEME ABS	46
3.	DESCRIPTION DU MODELE UTILISE.....	46
4.	SIMULATION DU SYSTEME DE FREINAGE EN MODE ABS	47
5.	SIMULATION DU SYSTEME DE FREINAGE SANS ABS	49
6.	SIMULATION DE SYSTEME DE FREINAGE(ABS) AVEC L'OBSERVATEUR	50
7.	COMPARAISON ENTRE LA VITESSE REEL ET LA VITESSE ESTIME	52
8.	CONCLUSION.....	52

Liste des Figures

Figure 1.1. Système de freinage classique.....	2
Figure 1. 2. Frein à disque à étrier fixe ou flottant	4
Figure 1. 3. Frein à tambour.....	5
Figure 1. 4. Le système de freinage ABS	7
Figure 1. 5. Boitier de commande électronique.....	10
Figure 1. 6. Modulateur.....	11
Figure 1. 7. Électrovanne en repos.....	12
Figure 1. 8. Capteur des roues.....	13
Figure 1. 9. Bague de serrage de capteur.....	13
Figure 1. 10. Roue dentée.....	14
Figure 1. 11. Câbles de capteur.....	14
Figure 1. 12. Témoin ABS.....	14
Figure 1. 13. Mode de freinage normal.....	16
Figure 1. 14. Phase de maintien de la pression.....	18
Figure 1. 15. Phase de diminution de la pression.....	19
Figure 1. 16. Dispositif 4 canaux - 4 capteurs.....	20
Figure 1. 17. Dispositif 3 canaux - 3 capteurs.....	21
Figure 1. 18. Dispositif 3 canaux - 4 capteurs + stratégie.....	21
Figure 2. 1. Système de propulsion d'un VE.....	22
Figure 2. 2. Dynamique longitudinale d'un véhicule.....	24
Figure 2. 3. La force de roulement sur la roue.....	25
Figure 2. 4. Force aérodynamique pour différentes valeurs de C_x	26
Figure 2. 5. Pente sur la roue	27
Figure 2. 6. Moment de résistance au roulement.....	29
Figure 2. 7. Moment de renversement.....	30
Figure 2. 8. Modèle de suspension, quart de véhicule à 2degrés de liberté ms.....	31
Figure 2. 9. Les efforts appliqués à une roue.....	32
Figure 2. 10. Coefficient de frottement en fonction du glissement.....	34
Figure 3. 1. Schéma de principe d'un observateur	40
Figure 3.2 : Schéma fonctionnel d'un observateur à mode glissant.....	41
Figure 4. 1. Modèle du système d'antiblocage des roues(ABS).....	47
Figure 4. 2. Variation des vitesses du véhicule et de roue.....	48
Figure 4. 3. Variation de glissement en fonction du temps.....	48
Figure 4. 4. Variation de la vitesse du véhicule et de la roue en fonction du temps.....	49
Figure 4. 5. Variation du glissement en fonction du temps.....	50
Figure 4. 6. Comparaison de la distance d'arrêt pour un freinage avec et sans.....	50

Liste des Tableaux

Tableau 1.1. Les composants d'un modulateur.....	12
Tableau 1.2. les composants d'un capteur des roues.....	13
Tableau 1.3. Les éléments d'un mode freinage normal	17
Tableau 1.4. Les Paramètres.....	46

Listes des Acronymes

ABS Système Anti Blocage

ECU Unité de Contrôle Electrique

EKF Filtre de Kalman Etendu

VE Véhicule électrique

ABV Antiblocage Véhicule

Introduction Générale

Introduction Générale

Le système de freinage ABS pour véhicules est inventé dans le début des années 70 en Allemagne. Il est venu au secours du frein classique où différentes situations de danger de conduite ont été relevées : principalement le glissement, la longue distance d'arrêt de freinage, l'instabilité du véhicule lors de freinage. Le frein ABS a pour rôle principal de corriger ou diminuer ces anomalies qui peuvent amener le conducteur à être en danger.

La fonction de frein ABS est d'éviter le blocage des roues durant le freinage.

Sous des conditions normales de freinage le conducteur peut contrôler les freins. Cependant, durant un freinage difficile ou devant une route glissante, quand le conducteur freine, le système antiblocage ne fonctionne plus.

Le frein ABS corrige le freinage de la roue indépendamment de la force exercée sur la pédale de frein pour amener la vitesse des roues inférieure à un niveau du taux de glissement qui est nécessaire pour une performance optimale du freinage. Le système antiblocage (ABS) comprend des organes auxiliaires comme les capteurs de roues, de rotation de la roue, un modulateur hydraulique, une unité de contrôle électronique (ECU). Le frein ABS a un système de contrôle qui module la pression du freinage en réponse à la décélération de la roue et de la vitesse angulaire et ce pour prévenir la roue contrôlée d'être bloquée. Le système ne fonctionne pas quand la vitesse du véhicule descend en dessous d'un certain niveau. Pour atteindre l'objectif d'ABS, on a présenté ce mémoire qui est organisé comme suit :

Le chapitre 1 décrit la bibliographie et l'historique du frein ABS et les travaux sur le fonctionnement de mode normal (système classique) et le fonctionnement d'antiblocage (ABS) par la représentation de ces différents composants.

Dans le chapitre 2, il est présenté la description fonctionnelle de la dynamique du véhicule. J'ai mentionné les classifications et les modélisations dynamiques du véhicule, nous avons également présenté le modèle de glissement (coefficient de frottement).

Le chapitre 3 présente les différents observateurs et l'observabilité non linéaire tel que le filtre de Kalman étendu et adaptatif et sur le mode glissant.

Chapitre 4 : Dans ce chapitre, nous montrons les variations des vitesses du système de freinage ABS avec et sans observateur et aussi les variations de glissement et la comparaison entre la valeur réelle et estimée. Les résultats sont donnés en fonction du temps par le graphisme de MATLAB.

CHAPITRE 1

Chapitre 1:

Etat de l'art sur le système de freinage ABS

1. Introduction

Le système d'antiblocage des roues (ABS) est un système d'assistance au freinage utilisé sur les véhicules roulants, empêchant les roues de se bloquer pendant les périodes de freinage.

Le système ABS assure que le conducteur sera encore capable de diriger le véhicule après un freinage intense.

Dans ce chapitre nous avons parlés aux composants du système ABS et également le principe de fonctionnement qui représenté par le freinage classique et freinage Antiblocage (ABS).

1. Le système de freinage classique

Quand le conducteur appuie sur la pédale de frein il actionne le maitre-cylindre qui est un système piston cylindre rempli d'huile provenant d'un réservoir d'huile spécial frein, alors il est crée une pression à la sortie du maitre-cylindre. Cette pression est transmise aux freins (tambour ou disque) par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique (figure 1.1).

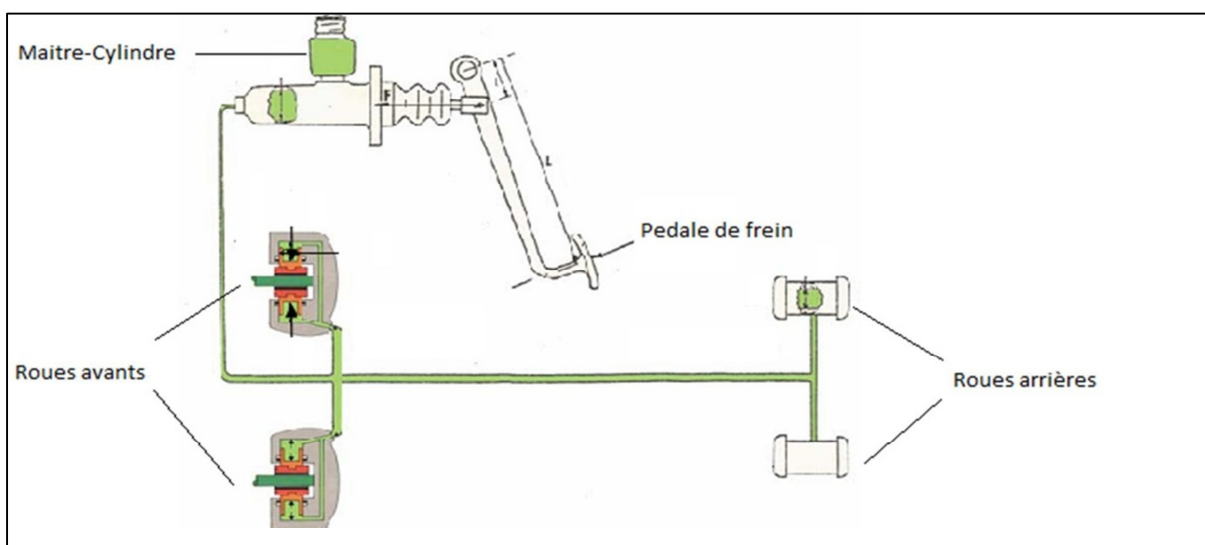


Figure 1.1. Système de freinage classique [1]

2. Les différents types de frein

En mécanique automobile il existe deux types de freins:

Les freins à tambour et les freins à disque.

2.1 Les freins à disque

Ce système est très performant car il est progressif et dissipe parfaitement la chaleur, ce qui lui vaut d'être adopté pour le freinage avant qui est le plus sollicité.

Un frein à disque (Figure 1.2) se compose de deux parties principales : le disque et l'étrier.

Sur le disque en fonte solidaire de la roue, l'étrier solidaire du châssis vient guider les plaquettes qui frottent sur le disque sous l'effet des cylindres. Les plaquettes sont immobilisées en rotation par une butée. La mise en pression se fait via un fluide amené par flexibles.

Il existe deux types de disques. Des disques pleins généralement utilisés sur les véhicules utilitaires et sur les voitures particulières de gamme inférieure et des disques ventilés montés généralement sur les véhicules industriels.

Ces derniers possèdent des ouïes (canaux) radiales, aménagées entre les deux pistes de frottement, permettant une ventilation forcée par l'air circulant de la partie centrale vers l'extérieur.

En automobile les ouïes sont généralement droites pour permettre le montage du même disque sur le côté droit ou gauche du véhicule.

Pour assurer la pression des plaquettes sur les faces du disque, on utilise deux types d'étriers : fixe, coulissant ou flottant.

Les étriers fixes sont solidaires de l'essieu et sont réservés aux systèmes de freinage à commande hydraulique. Les pistons sont disposés de chaque côté du disque agissant directement sur une plaquette. Lorsqu'un effort de commande élevé est nécessaire, plusieurs (2, 3 ou 4) pistons de chaque côté du disque sont utilisés. Ce qui permet de diminuer l'encombrement du mécanisme dans le sens radial et d'assurer une meilleure répartition de l'effort sur la plaquette.

L'étrier coulissant est le système le plus répandu. Un étrier monobloc en aluminium ou en fonte coulisse à l'intérieur d'une chape fixe (en tôle ou en fonte, supportant les plaquettes et permettant la fixation du frein complet sur le véhicule) solidaire du porte moyeu. L'étrier est plaqué contre deux colonnettes par des ressorts en fil, deux ressorts en tôle assurant le rôle d'antibruit.

On les trouve sur les véhicules utilitaires et sur toutes les installations à commande pneumatique [2].

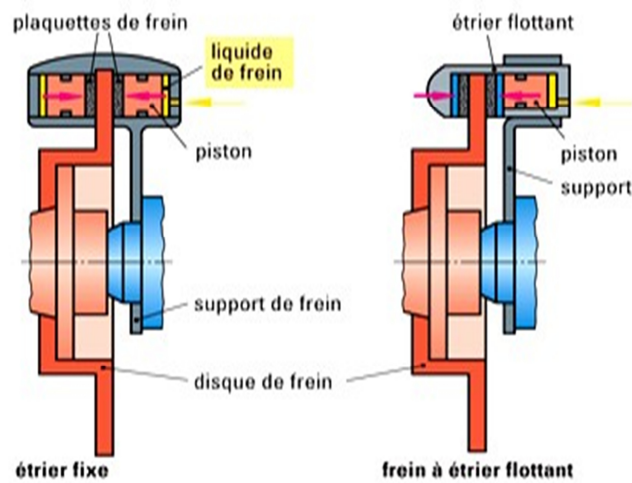


Figure 1. 2. Frein à disque à étrier fixe ou flottant

2.2 Les freins à tambour

Les freins à tambour des utilitaires sont souvent dérivés des modèles de freins que l'on trouve sur les voitures de tourisme. Il existe plusieurs types. Les freins simplex ainsi que les freins-servo peuvent être montés sur les essieux avant ou arrière. Les freins duplex sont généralement réservés pour l'essieu avant. Ils sont rarement montés sur l'essieu arrière.

Un frein à tambours (Figure 1.3) se compose d'un tambour solidaire de la roue sur lequel viennent frotter des mâchoires ou segments garnies d'un matériau à haute résistance au frottement et à l'échauffement. Ces mâchoires, articulées par rapport au châssis, sont actionnées par l'intermédiaire d'un cylindre de roue qui les met en contact avec le tambour.

Lorsque la pression chute, les segments sont rappelés par le ressort de rappel et provoquent le retour des pistons en position repos.

Les segments peuvent être montés soit en parallèle soit en série. Dans le premier cas, ils sont indépendants entre eux et ils sont actionnés par un dispositif de commande commun ou individuel. La somme des couples de chaque segment donne le couple total du freinage. Dans le deuxième cas, le

segment primaire met en action le segment secondaire. Le couple délivré par le segment secondaire est fonction du couple du primaire [2].

Le frein à tambour est constitué d'un cylindre au sein duquel des mâchoires munies de garnitures s'écartent pour réaliser le freinage, et d'un système de compensation d'usure.

L'écartement est réalisé grâce à une came [1]. Les mâchoires reviennent en position grâce à un ressort.

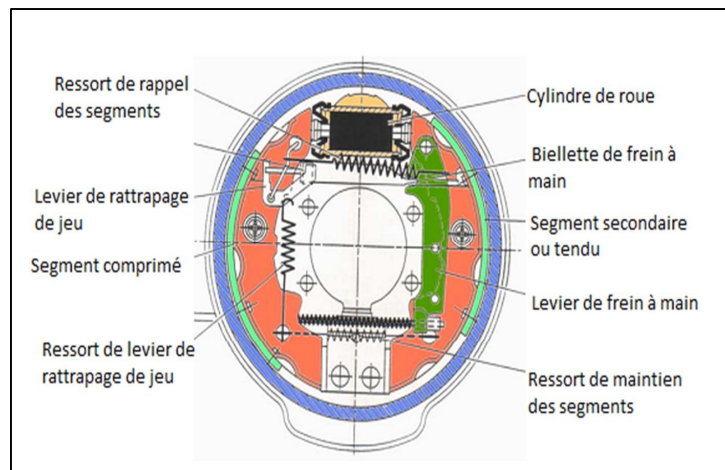


Figure 1. 3. Frein à tambour

3. Les inconvénients du frein classique

Problèmes surgissant lors d'un freinage de secours dans le système de freinage classique Quand le conducteur actionne trop fortement la pédale de frein de son véhicule à la suite d'un danger [3], les roues se bloquent. Cela provoque :

- La perte de la stabilité directionnelle et le dérapage du véhicule.
- La perte de la dirigeabilité du véhicule
- L'augmentation de la distance de freinage
- L'usure des pneumatiques

4. La nécessité du freinage ABS

Pour remédier aux inconvénients du frein classique il est inventé (1977 en Allemagne par Bosch) Le frein ABS [3].

Le frein ABS répond aux questions précédents par:

- La régulation de freinage doit prendre en compte extrêmement rapidement les Variations d'adhérence de la chaussée. Par exemple, sur une route sèche avec des plaques de verglas

par endroits, la durée d'un blocage éventuel des roues doit être suffisamment courte pour que la stabilité et la maniabilité ne s'en trouvent pas affectées.

- En phase de freinage ABS, la stabilité du véhicule et la dirigeabilité doivent être assurées, aussi bien lors d'une montée lente de la pression de freinage jusqu'au blocage, que lors d'une montée de pression brutale pour un freinage d'urgence.
- La régulation de freinage doit fonctionner sur toute la plage de vitesse du véhicule.
- Les couples de lacet (rotation autour de l'axe vertical du véhicule), inévitables en phase de freinage sur une chaussée présentant des coefficients d'adhérence gauche droit différents, doivent apparaître suffisamment lentement pour que le conducteur puisse les compenser avec la direction.
- La diminution du risque d'accident.
- Lors d'un freinage en virage avec une vitesse du véhicule ne dépassant pas la vitesse limite en virage, la stabilité et la maniabilité doivent être conservées, la distance de freinage réduite au minimum ce qui peut éviter les collisions.

5. Le frein ABS

5.1 Définition

Le système ABS « Anti –Locke Brake System » se définit comme un système qui permet d'éviter le danger d'instabilité lors du freinage brusque face à un obstacle.

L'objectif principal de l'ABS est d'éviter le blocage des roues lors d'un freinage excessif durant une manœuvre de freinage.

L'importance d'éviter le blocage des roues est double :

- La stabilité du véhicule est maintenue ou encore maîtrisée par le conducteur. Si cette stabilité de direction n'est pas produite l'accident ou percutement d'obstacle est inévitable.
- Deuxièmement La distance d'arrêt du véhicule pendant le freinage est réduite car c'est ce que la force de freinage entre le pneu et la route atteint son maximum qui minimise ainsi la distance d'arrêt.

Pour atteindre ces importants objectifs de conduite sans danger le système ABS utilise des contrôleurs, des capteurs de vitesse aux roues et des composants de frein auxiliaire [4]

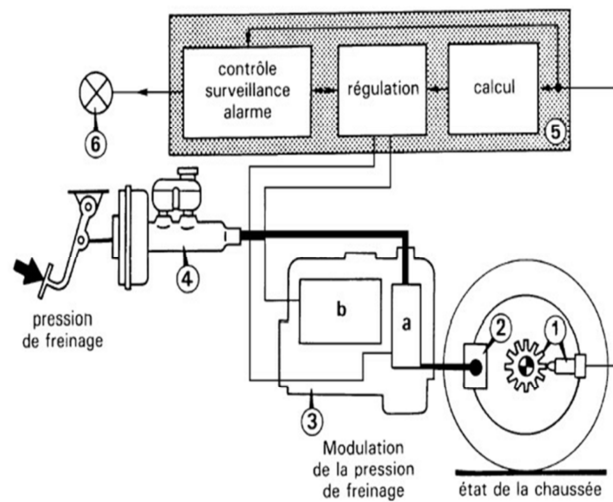


Figure 1. 4. Le système de freinage ABS [5]

6.2 Historique

Dans les années 1920, Rémy DOHER pionnier de l'automobile et de l'aviation adapte un système d'antiblocage à fonctionnement hydraulique, ce système permit aux avions d'atterrir sans dérapage sur leurs couloirs, ce qui n'était pas le cas du système de freinage mécanique qui était utilisé [6].

En 1928, l'allemand Karl Wessel obtient une licence pour la conception d'un dispositif de freinage d'urgence pour l'automobile, mais ses travaux ne dépassent pas le stade de l'étude. C'est en 1936 que naît l'idée d'un système de freinage ABS avec Bosch qui dépose un brevet d'invention pour un tel dispositif [7].

Dans les années 1960 les travaux de recherche et développement pour des applications de l'ABS à l'automobile redémarrent à Heidelberg dans la société Teldix .

En 1966, la première voiture pourvue d'un ABS mécanique est la Jensen FF équipée d'un ABS de type Dunlop-Maxaret. La société Bendix qui cherchait à commercialiser ce dispositif avait fait réaliser un film de promotion.

En 1969, la première génération d'un système antiblocage contrôlé électroniquement est présentée au Salon de l'automobile de Francfort par la compagnie américaine ITT Automotives. Et c'est dans cette version du système que la vitesse d'enfoncement de la pédale de frein est mesurée et indique un freinage d'urgence probable.

En 1970, la Citroën SM a failli être équipée d'un ABS Teldix, mais les difficultés financières d'Automobiles Citroën et le premier choc pétrolier ont raison du projet

d'application. Ce dispositif comprenait environ 1 000 composants analogiques, et était donc très lourd et lent au fonctionnement. Grâce à la technologie numérique, la quantité de pièces pourra être réduite à 140 composants et permettra ainsi une production du système en série.

En 1975, Bosch achète les brevets et licences à Teldix sur l'élaboration d'un dispositif visant à éviter le blocage des roues d'un véhicule à moteur à combustion interne [8].

En 1978, Bosch commercialise son ABS électronique (ABS2) et en même temps en fait une marque déposée. Les autres équipementiers et constructeurs utiliseront le terme ABV .

Et les premiers véhicules à en être dotés en option sont les modèles allemands : Mercedes classe S en octobre et BMW série 7 en décembre.

En 1985, la Ford Scorpio est le premier véhicule à en être équipé de série. En 1988, La BMW K1 est la première moto à en être doté en option d'un système du fournisseur FAG Kugelfischer et cela coûtait 1 980 DM.

En 1986, à la demande de PSA à qui Bosch refusait de livrer les volumes d'ABS nécessaires à sa stratégie d'équipement, privilégiant les constructeurs allemand, Bendix recommençait le développement d'un système ABS. Le système fut lancé sur la 405 Mi16, puis étendu aux 605 et XM. Renault fut également client de ce système avec la R19. Ces produits ont été fabriqués à Drancy. Compte tenu des développements commerciaux, un deuxième site de production situé à Moulins (Allier) fut équipé de ligne d'usinage et de montage à partir de 1992. Ce site produisit des systèmes mécatronique 2 puis 3 pour la Ford Mondéo.

L'histoire bégaya et Bosch se porta acquéreur en 1996 de l'activité de freinage de Bendix devenu entretemps AlliedSignal. Cet achat comprenait l'activité ABS d'AlliedSignal. Bien que disposant d'une usine importante en Europe, Bosch décida néanmoins de poursuivre la production d'ABS à Moulins compte-tenu des performances de cette usine et lança en septembre 1997 la production d'ABS 5.3 à destination des constructeurs français et italiens. Grâce à ce site, la production d'ABS se poursuit aujourd'hui encore sur le sol Français.

En 2003, Daimler-Benz a développé le système, appelé; BAS Plus, en lui couplant un radar de régulation de distance. L'objectif était d'éviter les collisions par l'arrière ou tout au moins d'en diminuer la vitesse d'impact. Si le véhicule suiveur en est aussi équipé, la distance et la vitesse de rapprochement des deux véhicules sont constamment mesurées. En cas de vitesse différentielle trop élevée, une alarme visuelle est déclenchée et la moindre action sur les freins active le freinage d'urgence assisté [9].

En 2004, l'usine Biria située à Neukirch/Lausitz près de Heidelberg en Allemagne monte le premier système ABS sur un vélo.

Depuis 2004, la législation européenne impose l'équipement en série de l'ensemble des nouvelles voitures commercialisées dans l'Union.

En 2005, le système ABS Plus équipe le modèle Mercedes-Benz Classe S W221.

6.3 La régulation

La régulation est au cœur de toutes les actions : conduire de voiture, régler la température de sa douche le matin, réaliser une recette de cuisine...

La régulation (ou asservissement) consiste à agir de façon à ce que une mesure soit égale à une consigne. Si l'on cherche à atteindre une consigne (de position ou de température), on parlera de poursuite ou asservissement ; si l'on cherche à éliminer des perturbations pour qu'une valeur reste constante (ex : garder la température intérieure de la voiture constante quelle que soit la température extérieure), on parlera de régulation. L'industrie utilise à foison des systèmes d'asservissement ou de régulation : que ce soit pour gérer le débit d'un fluide dans une conduite, la température d'un produit, la hauteur d'un niveau de cuve.....

Historiquement, les régulateurs n'étaient pas intégrés dans l'unité centrale des Automates Programmables Industriels, mais se présentaient sous forme de modules autonomes gérant leur environnement propre (acquisition, calcul, commande...) [10].

De plus en plus, les automates intègrent les régulateurs au sein de l'unité centrale. Soit sous la forme de module autonome émulant un régulateur externe au sein de l'UC (évitant ainsi la redondance de câblage qu'imposait l'utilisation de régulateur externe), soit sous la forme de blocs primitifs intégrables au sein du code au même titre qu'un bloc temporisateur.

Les régulateurs permettent ainsi de lier plus simplement les parties séquentielle et continue du procédé. La régulation fait partie intégrante de la qualité de production : c'est donc un point non négligeable de la chaîne de valeurs d'une installation.

7. Les composants du système

Le système de freinage hydraulique est constitué des composants suivants :

- a) L'unité de contrôle électronique (ECU)
- b) Le modulateur de pression
- c) Capteurs de vitesse des roues
- d) Témoin ABS

7.1. Boîtier de commande électronique (ECU)

Le calculateur reçoit des informations des capteurs de vitesse de roues et du contacteur stop (pédale : pour faire la différence entre un glissement au freinage et un glissement au démarrage) [11].

Il reçoit également une alimentation électrique et une mise à la masse.

En retour, il pilote les électrovannes, le voyant de contrôle au tableau de bord et le relais de la pompe de réinjection.

A la mise du contact, il effectue un «autodiagnostic» du dispositif. Si un défaut du système apparaît en roulage, le voyant s'allume au tableau de bord et le calculateur met hors service le dispositif A.B.S.

Dans ce cas, on dispose du système de freinage traditionnel. Le calculateur garde également en mémoire tous les défauts et permet la lecture de ceux-ci avec la station diagnostic.

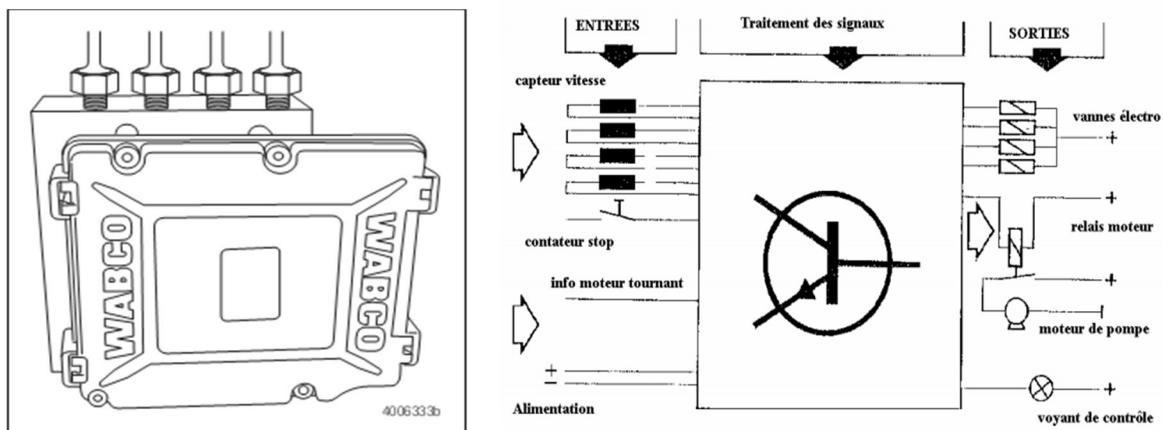


Figure 1. 5. Boîtier de commande électronique [12]

7.2. Ensemble modulateur

L'ensemble modulateur contient les électrovannes du système hydraulique ABS, une électrovalve d'entrée et une électrovalve de sortie par roue, un moteur à pompe et deux accumulateurs [11].

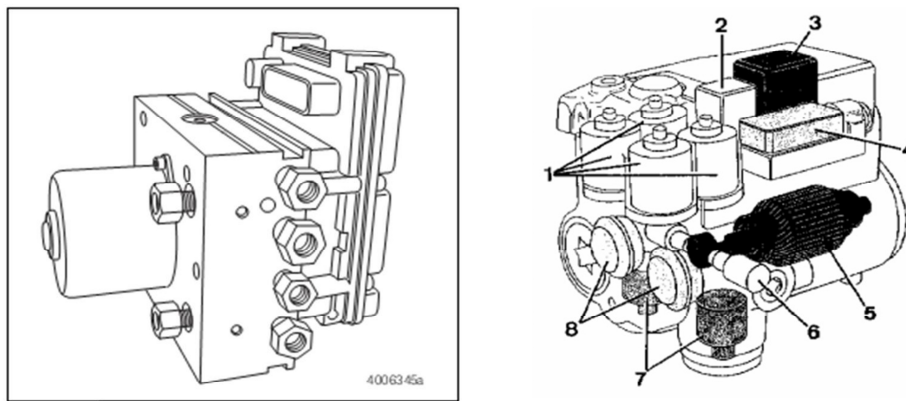


Figure 1. 6. Modulateur

1	2	3	4	5	6	7	8
Electrovanne	Relais de pompe	Relais des électrovannes	Connections câblage électrique	Moteur électrique de pompe	Elément de pompage	Accumulateur hydraulique	Chambre de silence

Tableau 1.1. Les composants d'un modulateur

• Électrovannes

Elles permettent soit :

De mettre en communication le maître-cylindre et le cylindre récepteur. (Freinage normal).

De couper cette communication, interdisant ainsi l'augmentation de pression dans le cylindre.

De mettre le cylindre récepteur en communication avec une pompe de refoulement, ceci faisant chuter la pression dans le cylindre et donc dé freine la roue.

Les électrovannes sont constituées d'un bobinage alimenté et mises à la masse par le calculateur. L'intensité traversée est fonction du déplacement souhaité du noyau - piston. La course de celui-ci est de quelques dixièmes de millimètres. Les électrovannes peuvent être au nombre de 3 ou 4 [12].

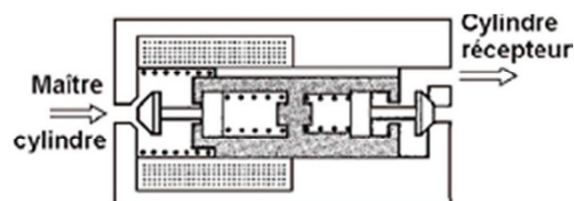


Figure 1. 7. Électrovanne en repos [5]

- **L'élément de pompage**

Le dispositif de freinage utilise comme source de pression la haute pression fournie par une pompe hydraulique. La pression de freinage est, dans tous les cas, proportionnelle à l'action de l'utilisateur sur la pédale de frein.

Cette pompe hydraulique et électrique délivre une pression régulée par deux manocontacts entre 160 et 180 bars.

Dès que la pression descend au-dessous de 80 bars, les manocontacts alertent le calculateur que la pression est trop faible. Celui-ci, par l'intermédiaire d'un relais, alimente la pompe en énergie électrique [12].

7.3. Capteurs de vitesse des roues

- **Capteur à douille moulée**

Lit la vitesse d'une roue dentée montée sur le moyeu de la roue du véhicule.

Produit une tension finale proportionnelle à la vitesse de la roue.

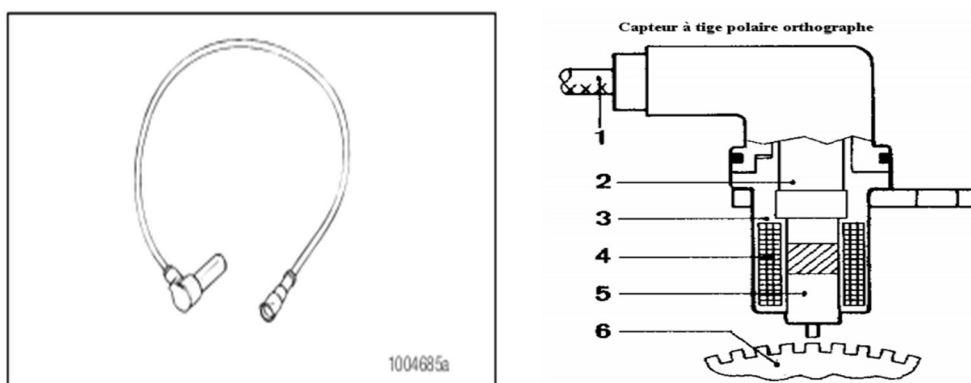


Figure 1. 8. Capteur des roues [5]

1	2	3	4	5	6
Câble électrique	Aimant permanent	Boîtier	Enroulement	Tige polaire	Cible

Tableau 1.2. les composants d'un capteur des roues

- **Bague de serrage de capteur**

Maintient le capteur de vitesse de roue très près de la roue dentée [11].

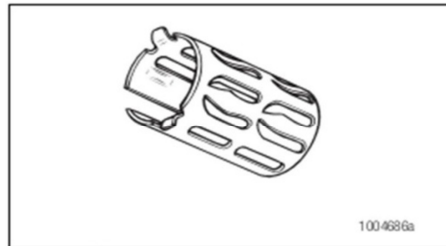


Figure 1. 9. Bague de serrage de capteur

- **Roue dentée**

Une bague usinée ou estampée montée sur une surface usinée sur le moyeu de chaque roue équipée d'un capteur de frein ABS. Elle compte 100 dents.

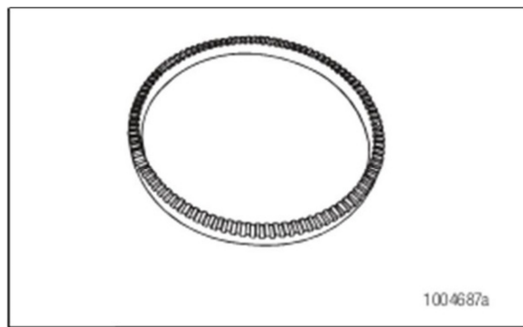


Figure 1. 10. Roue dentée

- **Câbles de capteur**

Câble à deux fils avec connecteur moulé, Relie le capteur de vitesse au boîtier de commande.

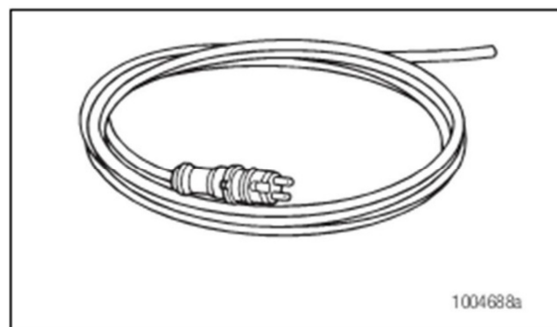


Figure 1. 11. Câbles de capteur

7.4 Témoin ABS

Situé sur le tableau de bord du véhicule. Avertit le conducteur d'une possible défaillance du système.

Utilisé par le personnel d'entretien pour afficher les codes clignotants.

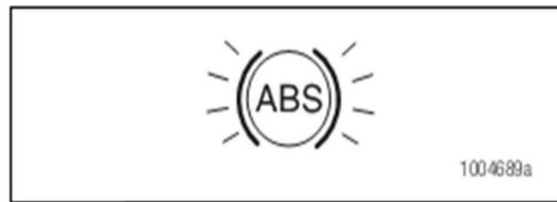


Figure 1. 12. Témoin ABS

8. Principe de fonctionnement

L'objet du système de freinage antiblocage (ABS) est de diminuer le glissement des roues lors du freinage, améliorant ainsi la capacité de freinage et le contrôle de la direction du véhicule.

Avant le premier freinage, le système de freinage antiblocage s'assure du bon fonctionnement de ses composants en effectuant les deux autotests suivants:

- Le premier autotest s'effectue lorsque le commutateur d'allumage est à la position «ON». Les témoins du système de freinage antiblocage «ANTILOCK» et celui du circuit de freinage «BRAKE» s'allument pendant 2 secondes environ et s'éteignent ensuite. Ce test confirme le bon fonctionnement des témoins des freins.

- Le deuxième autotest s'effectue lorsque le véhicule atteint une vitesse supérieure à 5 km/h environ. À ce stade, le relais interne du module de commande électronique des freins, les six électrovannes et le moteur de la pompe de recirculation sont mis en fonction et hors fonction en alternance et sont vérifiés pour s'assurer de l'absence de courts-circuits ou de circuits ouverts. À noter que la pompe de recirculation produit un son lors de son fonctionnement.

8.1. Freinage en mode normal

Durant un freinage normal, la pression est exercée par l'intermédiaire de la pédale de frein. Le liquide à frein se déplace du maître-cylindre jusqu'à l'unité de commande électro-hydraulique des freins. Une fois dans l'unité [13], le liquide se déplace à travers les électrovannes de maintien de pression normalement ouvertes (N.O.) et les électrovannes de diminution de pression normalement fermées (N.F.) et puis, s'écoule dans les cylindres de roue et/ou les étriers.

Pendant ce mode de freinage, le moteur électrique de la pompe de recirculation n'est pas en fonction. Les accumulateurs de dépressurisation sont vides. Seule la pression résiduelle est accumulée dans ces accumulateurs.

Le module de commande électronique des freins surveille constamment les capteurs de vitesse des deux roues avant et celui du calibrateur de vitesse du véhicule pour y déceler une éventuelle décélération rapide. Si le système de freinage antiblocage n'est plus autorisé pour une raison quelconque, le conducteur pourra toujours se servir de ses freins en mode de fonctionnement normal. Les électrovannes de maintien de pression normalement ouvertes et les électrovannes de diminution de pression normalement fermées resteront ouvertes dans ces positions afin de permettre à la pression du liquide à frein d'être transmise aux roues. Le système de freinage antiblocage ne fonctionne pas en l'absence de blocage de roue. Le véhicule doit rouler à une vitesse d'au moins 10 km/h environ pour que le système de freinage antiblocage fonctionne.

8.2. Freinage en mode Anti-blocage

Le système de freinage antiblocage vérifie les signaux d'entrée des capteurs de vitesse des roues avant et ceux du calibrateur de vitesse du véhicule et commande les changements de pression hydraulique de chaque roue jusqu'à ce que le véhicule soit complètement immobilisé [13], ou jusqu'à ce que le conducteur ait relâché la pédale de frein.

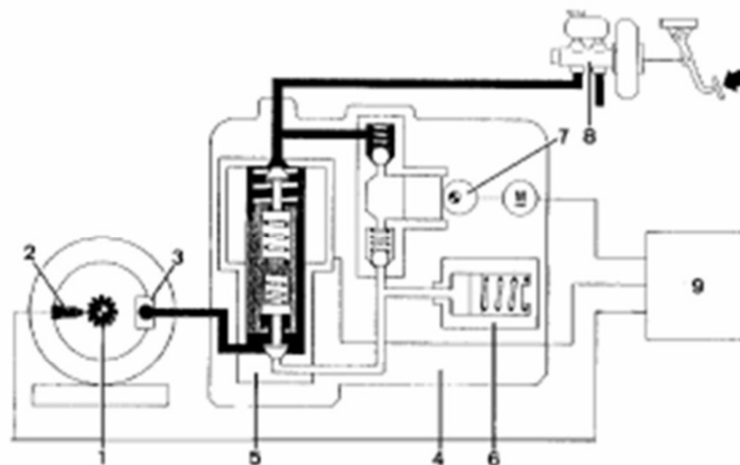


Figure 1. 13. Mode de freinage normal [5]

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Cible	Capteur de vitesse	Cylindre de frein de roue	Groupe hydraulique	Electrovanne	Accumulateur	Pompe de retour	Maître-cylindre de frein	Calculateur électronique

Tableau 1.3. Les éléments d'un mode freinage antiblocage.

Le système fonctionne en utilisant les procédés suivants:

- phase de maintien de la pression
- phase de diminution de la pression
- phase d'augmentation de la pression
- phase de desserrage des freins

Séquence des événements

- Première étape

Lorsque le véhicule roule à 10 km/h ou plus, le conducteur appuie sur la pédale de frein.

- Deuxième étape

La vitesse de la roue commence à décroître lorsque la pression du maître-cylindre et la pression de freinage augmentent.

- Troisième étape

Pendant que la vitesse de roue continue de diminuer par rapport à la vitesse du véhicule, l'électrovanne de maintien de pression normalement ouverte pour la canalisation concernée se ferme pour empêcher qu'une pression additionnelle ne parvienne à la roue. La pression du maître-cylindre continue d'augmenter à mesure que le conducteur appuie sur la pédale de frein mais la pression de freinage de roue est maintenant limitée à la pression du système de freinage antiblocage.

- Quatrième étape

Lorsque le module de commande électronique des freins détermine que la roue est sur le point de se bloquer, l'électrovanne de diminution de pression normalement fermée s'ouvre. Cette opération purge une partie de la pression à la hauteur du cylindre de roue ou de l'étrier afin de permettre à la roue de retourner à une vitesse plus près de celle du véhicule.

- Cinquième étape

L'électrovanne de diminution de pression est à nouveau fermée et l'électrovanne de maintien de pression reste fermée pour permettre à la vitesse de la roue de se rétablir du blocage.

- Sixième étape

Une fois le véhicule rétabli à la tendance au blocage, l'électrovanne de maintien de pression s'ouvre momentanément par impulsion pour permettre à la pression du maître-cylindre et à la pression de la pompe de recirculation d'atteindre les freins. La pression modulée continue d'augmenter jusqu'à ce que la roue soit à une puissance de freinage optimale ou jusqu'à ce que la pression de freinage égale la pression de sortie du maître-cylindre. Le système de freinage antiblocage permet au liquide à frein de s'écouler jusqu'à la roue, de générer de la pression et d'essayer de forcer un autre départ, en répétant les étapes 3 à 6 d'événements. Les paragraphes suivants décrivent de manière détaillée les différentes phases en mode de freinage antiblocage.

8.2.1 Phase de maintien de la pression

La phase de maintien de la pression survient lorsque le conducteur exerce une pression excessive sur la pédale de frein par rapport à la situation causant la décélération des roues à une vitesse qui excède la capacité du véhicule [13].

Si l'information transmise par les capteurs de vitesse de roue indique une décélération de roue excessive (blocage imminent), la première étape de la séquence antiblocage consiste à isoler la pression de freinage exercée par le conducteur.

Le module de commande électronique des freins applique une tension au solénoïde de l'électrovanne de maintien pour fermer l'électrovanne de maintien de pression. Cette action empêche qu'une pression de freinage additionnelle soit exercée par le conducteur et atteigne la roue. Lorsque l'électrovanne de maintien de pression est fermée, des augmentations additionnelles de pression de freinage ne sont pas possibles.

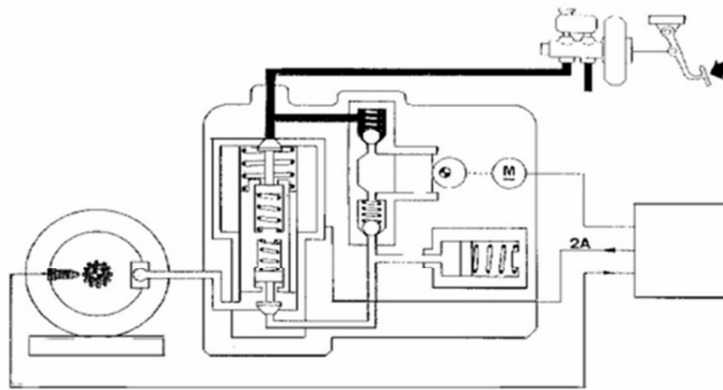


Figure 1. 14. Phase de maintien de la pression [5]

8.2.2. Phase de diminution de la pression

Une fois la pression maintenue, elle peut être réduite pour permettre le roulement des roues à nouveau. La diminution de pression se fait en déchargeant une partie de la pression du liquide à frein dans un accumulateur de dépressurisation. Le module de commande électronique des freins alimente le solénoïde de l'électrovanne de diminution de pression pour l'ouvrir permettant au liquide des roues d'être déchargé dans l'accumulateur de dépressurisation.

De très courtes impulsions d'activation ouvrent et ferment le passage de l'électrovanne de diminution de pression pour moduler cette action. La pression de freinage est ainsi diminuée au niveau de la roue concernée et permet à celle-ci de recommencer à rouler normalement. Le liquide à frein, emmagasiné dans l'accumulateur de dépressurisation, sert à amorcer la pompe de recirculation afin de pouvoir appliquer à nouveau une pression. L'électrovanne de diminution de pression s'ouvre de manière indépendante pour agir sur la décélération de la roue.

À partir de cette phase, la pompe de recirculation est mise en service par le module de commande électronique des freins jusqu'à la fin du mode antiblocage [13].

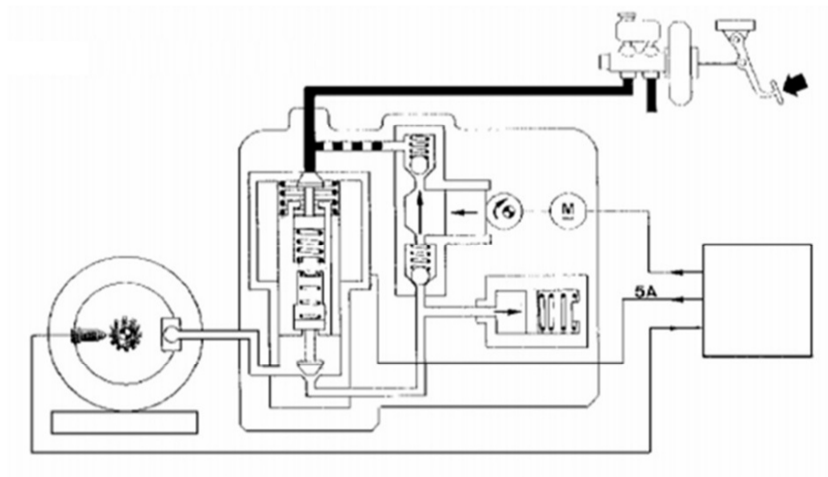


Figure 1. 15. Phase de diminution de la pression [5]

8.2.3. Phase d'augmentation de la pression

La phase d'augmentation de la pression est établie de façon à obtenir un freinage optimal pour chacune des roues. L'électrovanne de maintien de pression s'ouvre momentanément sous l'effet d'une impulsion pour permettre à la pression du maître cylindre et à la pompe de recirculation d'atteindre les freins. La pression, ainsi modulée, continue d'augmenter jusqu'à ce que la roue soit à la puissance de freinage optimale ou jusqu'à ce que la pression de freinage soit amenée à la pression de sortie du maître-cylindre [13].

Si plus de pression est nécessaire, une plus grande quantité de liquide est retirée du maître-cylindre et appliquée aux freins. À mesure que le liquide à frein est réintroduit, les roues commencent à ralentir à une vitesse optimale. Si les roues sont sur le point de bloquer, le module de commande électronique des freins passe en phase de maintien de pression, de diminution de pression et d'augmentation de pression. Ces cycles de commande (maintien, diminution et augmentation) surviennent par intervalles de millisecondes, ceci permet que plusieurs cycles surviennent par seconde qu'on appelle fréquence.

8.2.4. Phase de desserrage des freins

À la fin de l'arrêt d'un freinage antiblocage, lorsque le conducteur relâche la pédale de frein, la pompe de recirculation continue de fonctionner pendant une courte période pour permettre à tout liquide à frein emmagasiné dans l'accumulateur de dépressurisation de s'en échapper. À mesure que le liquide s'écoule et retourne au réservoir du maître-cylindre, la tension du ressort dans l'accumulateur de dépressurisation pousse le piston à sa position initiale. Et, enfin, l'électrovanne

de maintien de pression cesse de fonctionner et le liquide s'écoule par l'orifice de maintien de pression vers le réservoir du maître-cylindre.

Lors du freinage en mode antiblocage [13], le conducteur sentira des vibrations sur la pédale de frein ou une perte de fermeté de la pédale. Il s'agit d'une situation normale et prévue en mode antiblocage.

9. Différents types de montage de L'ABS

Les trois principaux systèmes d'ABS, existant actuellement, suivant le nombre de canaux et de capteurs sont représentés sur les figures ci-dessous [5].

1. Dispositif 4 canaux – 4 capteurs

Le contrôle indépendant des 4 roues peut entraîner l'apparition de moments de lacet importants peu favorables au contrôle directionnel.

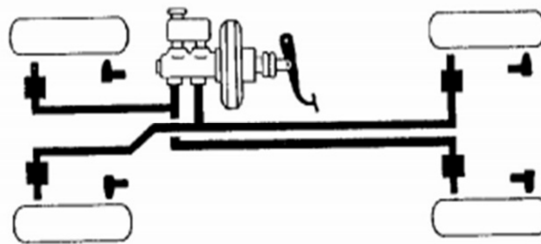


Figure 1. 16. Dispositif 4 canaux - 4 capteurs [5]

2. Dispositif 3 canaux – 3 capteurs

Train arrière contrôlé par la vitesse moyenne du train arrière. Généralement adopté sur pick-up

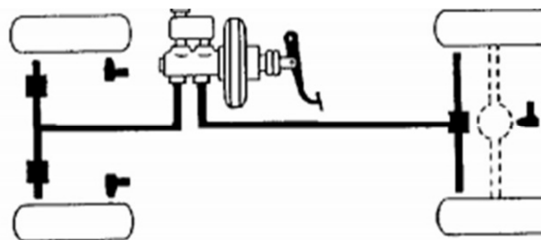


Figure 1. 17. Dispositif 3 canaux - 3 capteurs

3. Dispositif 3 canaux – 4 capteurs + stratégie

Résultat assez semblable aux 4 canaux – 4 capteurs si stratégie

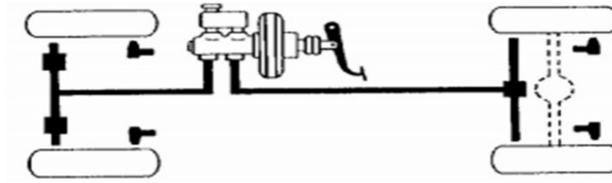


Figure 1. 18. Dispositif 3 canaux - 4 capteurs + stratégie

10. Conclusion

Malgré que le système de freinage antiblocage (ABS) présente de nombreux avantages mais a des inconvénients, notamment :

- il n'empêche pas tous les accidents
- Il donne un faux sentiment de sécurité
- Il vous faire croire qu'ils ont plus de contrôle
- Systèmes délicats - Il est facile de causer un problème dans un système ABS en jouant avec les freins

CHAPITRE 2

Chapitre 2 :

Modélisation dynamique du véhicule et de système de freinage ABS

1. Introduction

Le véhicule électrique VE est une automobile dont la propulsion est assurée par un moteur fonctionnant exclusivement à l'énergie électrique. Contrairement aux véhicules à carburant, la force motrice est transmise aux roues par un ou plusieurs moteurs électriques selon la solution de transmission retenue [14].

Le système de propulsion électrique a une architecture très simple. Il est constitué d'un actionneur électrique, un dispositif de transmission, et des roues (Figure 2. 1).



Figure 2. 1. Système de propulsion d'un VE [15]

Dans ce chapitre on a parlé sur la classification de véhicule et des moments et les forces appliquées

2. Eléments dynamique du véhicule

2.1. Les pneumatiques

Le pneumatique est un organe de liaison au sol fixé sur une roue rigide assurant la rotation autour d'un élément porteur (pivot ou bras). Il constitue le seul organe permettant la liaison direct entre le véhicule et le sol, ce qui rend le comportement du véhicule fortement conditionné par les échanges dynamiques des efforts générés à la surface de contact [16].

2.2. Essieux et trains roulant

Le contact avec le sol est assuré par les pneumatiques montés sur les roues. Ces dernières sont reliés à la caisse par l'intermédiaire d'un système de liaison au sol appelé essieu. Les essieux permettent de guider l'orientation du plan de roue selon une géométrie complexe par rapport à la caisse.

On retrouve également les éléments de suspension, les organes de transmission, les organes de freinage et de guidage. L'ensemble de ces organes combinés avec l'essieu constitue ce qu'on appelle les trains roulants [16].

2.3. Suspension

La suspension permet de suspendre la caisse sur les roues et remplit le rôle d'une liaison dynamique entre les mouvements en dynamique verticale de la roue et les mouvements de la caisse. La suspension est composée d'un ressort et d'un amortisseur. La suspension remplit aussi le rôle de gestion du débattement pour maîtriser les mouvements de la caisse en participant comme un anti-roulis. Il est à noter que les barres anti-dévers participent également à la tenue de caisse en virage [16].

2.4. Châssis

Le châssis représente la partie suspendue du véhicule porté par les suspensions et les roues.

C'est généralement la partie considérée lors d'une modélisation en dynamique de véhicule, sachant qu'il subit des sollicitations provenant des efforts aux pneumatiques, des efforts de suspension et des efforts inertiels et aérodynamiques.

3. Classification des véhicules électriques

Les véhicules électriques font partie de la famille des véhicules électrifiés qui désigne l'ensemble des véhicules hybrides, hybrides rechargeables et électriques. A l'intérieur de ces familles, plusieurs sous-catégories peuvent exister.

3.1. Véhicule tout électrique

Le développement de véhicule électrique, comme on l'a déjà dit précédemment, est fortement lié au développement de son alimentation en énergie : les batteries. Les batteries dont l'énergie massique est relativement faible sont de plus très lourdes et très coûteuses.

Selon la source d'énergie utilisée pour alimenter ces véhicules, on distingue essentiellement deux types de véhicules électriques : voitures électriques à batteries rechargeables par prise de courant et voitures électriques à alimentation par pile à combustible [17].

3.2. Le véhicule hybride

Le véhicule hybride est composé de deux systèmes de traction : les modèles actuels associent un moteur thermique classique (essence ou diesel) avec un moteur électrique muni d'une batterie. Cette même technologie se développe inversement où le moteur thermique permet de recharger les batteries du moteur électrique : on parlera d'hybride rechargeable (plug in hybrid) [14].

D'une manière générale on distingue deux principaux types de systèmes d'entraînement hybride : série et parallèle. Ces systèmes diffèrent dans leur façon d'intégrer le fonctionnement des deux unités de production d'énergie [18].

4. Les forces contacte pneu/route

Le véhicule est modélisé comme une masse en mouvement soumise à la force motrice F_t développée par le groupe motopropulseur et à différents efforts liés à l'environnement [19].

Lorsque le véhicule est mobile, il y a une résistance qui tente d'arrêter son mouvement, cette résistance comprend en général la résistance au roulement, la traînée aérodynamique et la résistance en montée.

Les différentes forces auxquelles le véhicule en mouvement est soumis sont représentées sur la figure 2.2.

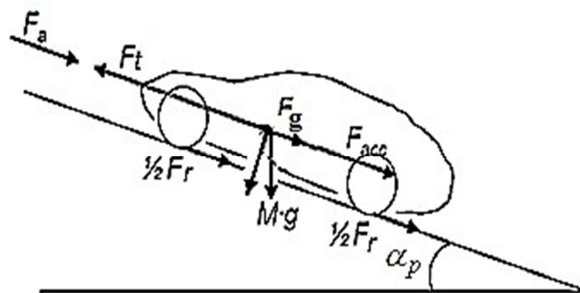


Figure 2. 2. Dynamique longitudinale d'un véhicule

Selon la deuxième loi de Newton, l'accélération du véhicule peut être écrite comme :

$$\frac{dv}{dt} = \frac{f_t - f_R}{M} \quad (2.1)$$

Où V est la vitesse du véhicule, F_t est l'effort de traction véhicule, F_R est la résistance total, M est la masse total de véhicule.

$$f_t = f_r + f_a + f_g + f_{acc} \quad (2.2)$$

F_r : force de résistance de roulement des roues

F_a : force aérodynamique

F_g : force d'inclinaison

F_{acc} : force d'accélération

4.1. Force de roulements

La force de résistance au roulement liée au coefficient de roulement des roues. Pratiquement ce coefficient de roulement C_{rr} vaut environ 0.01 (environ 0.015 pour des pneus classique). Il dépend de la largeur des pneus et du revêtement routier [20].

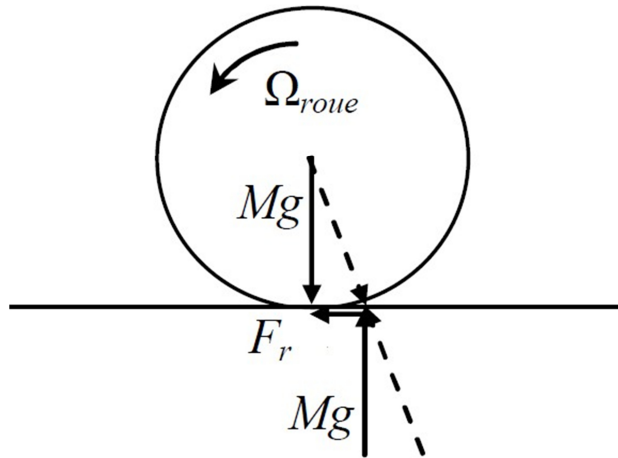


Figure 2. 3. La force de roulement sur la roue

Si les pneus avant sont différents des pneus arrière, ou leurs pressions de gonflage sont différentes, l'effort de résistance au roulement vaut :

$$f_r = [C_{rr_{av}} m_{av} + C_{rr_{ar}} m_{ar}] g \approx g M C_{rr_{moy}} \quad (2.3)$$

m_{av} et m_{ar} sont les masses portées par les roues avant et arrière.

M est la masse totale de véhicule.

g est l'accélération de la pesanteur.

La résistance au roulement peut être minimisée en maintenant les pneus gonflés afin réduire sa déformation.

4.3. Force aérodynamique

Cette force est proportionnelle à la masse volumique de l'air, au carrée de la vitesse relative (compte tenu du vent) par rapport à l'air, à la section frontale du véhicule et ses coefficients de pénétration dans l'air. Ce coefficient C_x prend des valeurs 0.2 et 1.5 selon la carrosserie. La force aérodynamique est exprimée par la relation suivante :

$$F_a = \rho S_f C_x (V - V_{vent})^2 \quad (2.4)$$

Avec :

ρ : Densité volumique de l'air (kg/m^3)

S_f : section frontale du véhicule

V : vitesse du véhicule

V_{vent} : vitesse du vent

En général ρ est pris égal à 1.23 bien qu'il dépende de l'altitude et de la température.

Pour les véhicules particuliers. La frontale S_f peut être approximée à partir de la largeur et de la hauteur du véhicule ou à partir de sa masse. En effet, la section frontale varie entre 97-84 % par rapport à la surface donnée par le produit entre largeur et la hauteur du véhicule.

La vitesse du vent v_{vent} est positive dans le sens inverse de v est négative dans le sens de v .

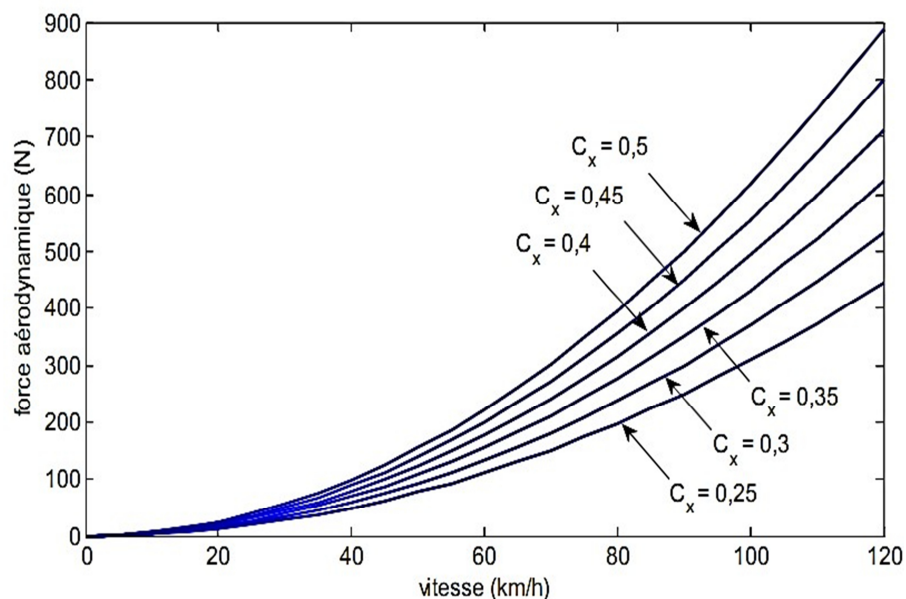


Figure 2. 4. Force aérodynamique pour différentes valeurs de C_x [20]

4.3. Force d'inclinaison

C'est la force de résistance due à la pente d'angle à gravir (force liée au profil de la route). Elle est donnée par :

$$F_g = g \cdot M \cdot \sin(\alpha_p) \quad (2.5)$$

Pour simplifier les calculs, $\sin(\alpha_p)$ est souvent remplacée par la pente (p), pour de faibles valeurs :

$$F_g = g \cdot M \cdot p \quad \text{pour } p \leq 20\% \quad (2.6)$$

La pente en % est définie comme l'élévation verticale en mètre pour une distance horizontale pour 100 mètres (figure 2.5). elle est donnée par la relation suivante :

$$p(\%) = \frac{y(m)}{100(m)} \cdot (100\%) \quad (2.7)$$

Avec y est l'élévation verticale.

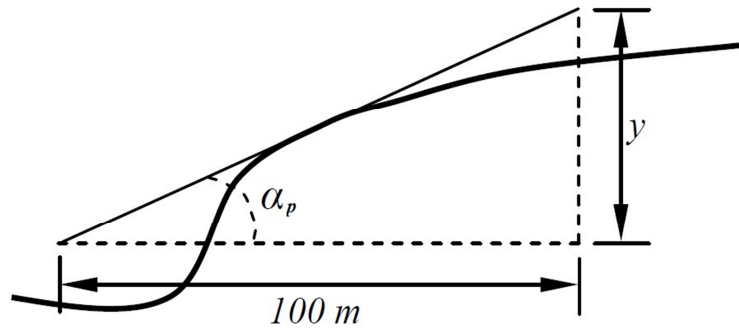


Figure 2. 5. Pente sur la roue [20]

4.4. Force d'accélération

Elle représente le terme dynamique de l'accélération ou de décélération du véhicule.

$$F_{acc} = M \cdot \frac{dv}{dt} = M\gamma \quad (2.8)$$

γ accélération du véhicule.

La puissance à fournir aux roues en fonction de la vitesse du déplacement et donnée par l'expression suivante:

$$P = F_t \cdot V \quad (2.9)$$

Le couple de traction total est lié à la force de traction par la relation :

$$C_t = F_t \cdot R \quad (2.10)$$

Ou R est le rayon de la roue.

Le couple résistant appliqué au véhicule s'écrit :

$$C_r = F_R \cdot R \quad (2.11)$$

Avec :

$$F_R = F_r + F_a + F_g \quad (2.12)$$

F_R est la force de résistance totale

La vitesse angulaire des roues $\omega_{(roue)}$ est lié à la vitesse du véhicule V par la relation :

$$\omega_{roue} = \frac{V}{R} \quad (2.13)$$

5. Moments agissant sur la pneumatique

En plus des forces pneumatiques qui sont considérées comme les efforts externes les plus influentes dans la dynamique des motos, des moments sont aussi générés par les pneus. Ces moments sont souvent négligés à cause de leur faible grandeur physique : cependant, il est important de les prendre en compte dans le contexte de modélisation parce qu'ils peuvent participer à l'équilibre du véhicule ou au moment d'auto-alignement ou au déséquilibre du véhicule grâce au moment de renversement.

5.1. Moment de résistance au roulement

Considérons un pneu qui roule sans glissement sur une surface plane. Le rayon de roulement est défini par le rapport entre la vitesse longitudinale du véhicule et la vitesse de rotation du pneu.

$$R_{i0} = \frac{v_x}{\omega_i} \quad (2.14)$$

Le rayon de roulement effectif est en général plus petit que le rayon du pneu sans charge à cause de la déformation du pneu. Cette dernière dépend du type du pneu, sa raideur radiale, sa pression, la force verticale et la vitesse longitudinale du véhicule.

La différence entre le rayon du pneu au repos fait déplacer la résultante de la force de contact verticale vers l'avant par rapport au centre d'appui du pneu par une distance d (figure 2.6). Ce déplacement longitudinal est appelé paramètre de friction de roulement et il génère un moment de résistance au roulement égal à :

$$M_w = dF_z \quad (2.15)$$

La vitesse longitudinale est exprimée en km/h et la pression des pneus en bar.

5.2. Moment d'auto alignement

La distribution des efforts latéraux générés par le glissement latéral sur la surface cisailée n'est pas symétrique. La résultante des forces latérales est ainsi appliquée à un point d'application des forces latérales et le centre d'appui du pneu est appelée chasse pneumatique η_p . Par conséquent, la force latérale génère un moment qui tend à faire tourner la roue de telle sorte à réduire le glissement latéral. Pour cette raison, ce moment est appelé moment d'auto-alignement.

Le moment d'auto-alignement M_z correspond au produit de la force latérale F_y et la chasse pneumatique η_p [21].

$$M_z = -\eta_p F_y \quad (2.16)$$

Les résultats expérimentaux ont montré que la chasse pneumatique atteint son maximum quand l'angle de glissement latéral est nul. Elle peut être approximée par l'équation suivante :

$$\eta_p = \eta_{p0} \left(1 - \left| \frac{\alpha}{\alpha_{\max}} \right| \right) \quad \eta_p = 0 \text{ si } |\alpha| > \alpha_{\max} \quad (2.17)$$

Avec η_{p0} représente la valeur maximale de la chasse pneumatique (η_{p0} varie entre 15mm et 50mm) et α_{\max} correspond au glissement latéral pour lequel la chasse pneumatique devient nulle.

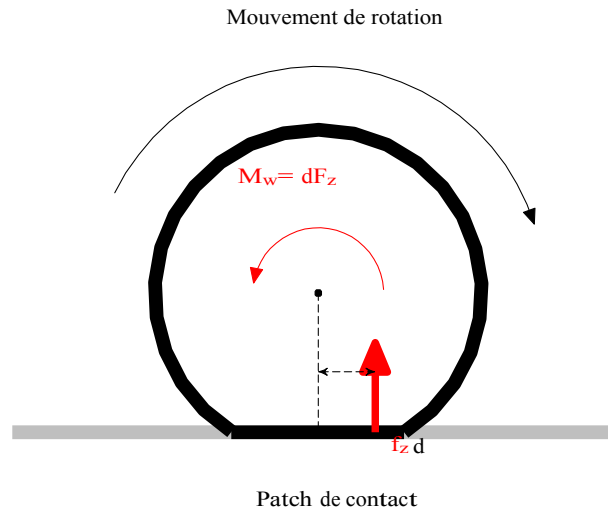


Figure 2. 6. Moment de résistance au roulement

5.3. Moment de renversement

Vu la géométrie torique des pneumatiques des V2RM, le point de contact pneu-sol se trouve transversalement à cause du carrossage du véhicule et se retrouve à une distance S_p du point d'intersection du plan vertical du pneu avec le sol [22].

A cause de ce déplacement transversal, la force verticale au pneu crée un moment appelé moment de renversement (overturning en anglais) de nature déstabilisante autour de l'axe de déplacement longitudinal [23](figure2.7) .

Le moment de renversement est exprimé par l'équation suivante :

$$M_x = -s_p F_z \quad (2.18)$$

Le moment de renversement est plus important pour les V2RM que pour les automobiles du fait forts angles de carrossage-liés aux forts angles de roulis-et la géométrie beaucoup plus torique de la pneumatique pour les V2RM.

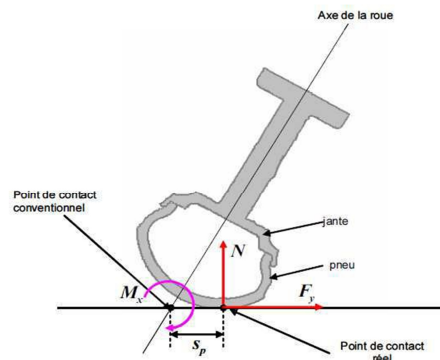


Figure 2. 7. Moment de renversement [24]

6. Les modèles de véhicule

Vu l'importance et l'intérêt que présente le domaine de l'automobile, différents modèles existent dans la littérature. Ces modèles peuvent être simples ou complexes ceci dépend des objectifs fixés. Les simples font appel à des hypothèses. Les complexes sont complets mais ont l'inconvénient de présenter un nombre de paramètres important pour être identifiés ainsi qu'un temps de calcul excessif. Dans les travaux de Mammar [25], El hadri [26], Imine [27], Rabhi [28], M'Sirdi [29] [30]...des modèles de véhicule sont exposés.

Le véhicule présente l'avantage d'avoir une architecture, où chaque organe (roues, châssis, caisse...) et chaque dynamique (longitudinale, latérale ou verticale...) peuvent être étudiés séparément [31]. Nous présentons les modèles qui servent de base dans les études de la dynamique du véhicule et dans la compréhension de certains phénomènes liés au comportement du véhicule.

6.1. Les modèles à une roue : Le modèle quart de véhicule

Pour les études des suspensions, le modèle le plus utilisé est le modèle quart de véhicule [32]. C'est un modèle cité dans plusieurs travaux traitant l'étude des suspensions [33][34][35] et la modélisation du pneumatique [36].

Ce modèle est constitué d'une masse suspendue représentant le quart de la masse de la caisse du véhicule, reliée au sol par une suspension. Ces principales caractéristiques sont les suivants:

- d'être simple, à deux degrés de liberté (ddl) seulement
- d'être utilisé en général pour l'étude de la suspension du véhicule
- de ne comprendre que le mouvement vertical de la roue, du châssis et de la caisse du véhicule
- de correspondre à la modélisation d'un véhicule équipé de quatre suspensions

Indépendantes

La figure (2.8) est un exemple d'un modèle quart de véhicule utilisé dans [32] :

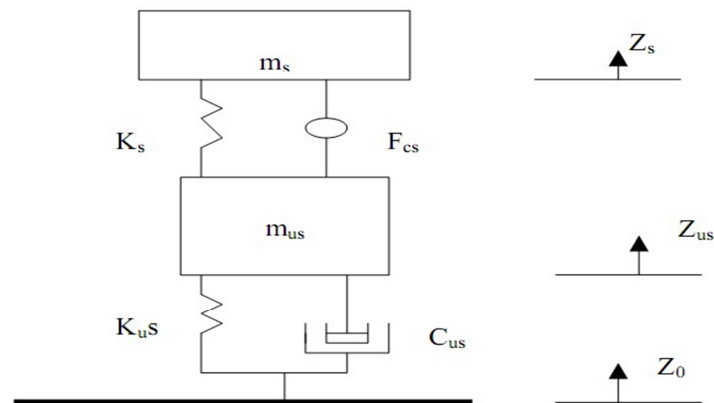


Figure 2. 8. Modèle de suspension, quart de véhicule à 2degrés de liberté ms

Représente la masse suspendue supposée égale au quart de la masse du châssis, m_{us} désigne la masse non suspendue supposée égale à la masse de la roue,

K_{us} dénote la raideur du pneumatique, elle est supposée linéaire,

C_{us} correspond à la constante d'amortissement liée au pneumatique,

F_{cs} correspond à la force due à l'amortissement des éléments de suspension,

K_s la force du ressort due à la raideur des éléments de suspension,

Z_s, Z_{us} dénotent les déplacements verticaux,

Z_0 la hauteur du système par rapport au centre de la route.

6.2. Les modèles à quatre roues

Les modèles à 4 roues sont utilisés pour une modélisation plus complète et plus réaliste de la dynamique du véhicule [37][38][25][26].

7. Modélisation d'un système de freinage

7.1. Détermination des équations différentielles

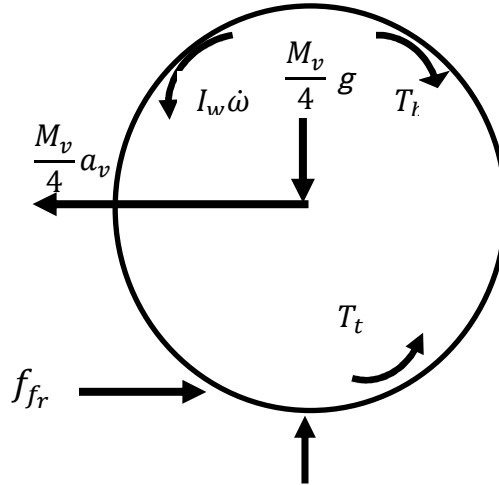


Figure 2.9. Les efforts appliqués à une roue

A partir des équations fondamentales de la dynamique nous obtenons les équations suivantes [39]:

$$a_v = -\frac{4 f_{fr}}{M_v} \quad (2.19)$$

a_v : Accélération du véhicule , M_v : Masse du véhicule, f_{fr} :force de frottement.

Cette force de frottement f_{fr} est égale a :

$$f_{fr} = \mu N = \mu \frac{M_v g}{4} \quad (2.20)$$

N : Effort normal, μ : Coefficient de frottement.

La vitesse du véhicule s'écrit donc de la manière suivant :

$$V_v = \int -\frac{4 f_{fr}}{M_v} dt + V_{v0} \quad (2.21)$$

Une fois la vitesse du véhicule estimée, nous nous intéressons par la suite a la vitesse d'une des quatre roues du véhicule .La somme des moments appliques sue cette dernière nous donne l'expression de l'équation ci-dessous [40]:

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I}(T_t - T_b) \quad (2.22)$$

$\dot{\omega}$: Accélération angulaire, T_t : Moment de frottement, T_b : Moment de freinage.

Le moment de frottement T_t est égale a la force de frottement appliquée sur la roue multipliée par son rayon ce qui nous donne :

$$T_t = \mu \cdot f_{fr} = \mu \cdot R \frac{M_v g}{4} \quad (2.23)$$

La vitesse angulaire de la roue s'écrira :

$$\omega_R = \int \frac{1}{I}(T_t - T_b)dt + \omega_0 \quad (2.24)$$

Après le calcul des deux vitesses, c'-a- d celle du véhicule et celle de la roue, nous pouvons maintenant calculer le glissement S qui a pour expression [41,42]:

$$S = \frac{\omega_v - R\omega}{\omega_v} \times 100 \quad (2.25)$$

Pour un bon freinage de la roue et une bonne stabilité du véhicule, le glissement doit être, à peu près, égal à 20% [43]. C'est cette condition que doit remplir notre système de freinage ABS grâce, notamment, a le régulateur du groupe hydraulique et ce quelle que les évènements qui se produisent.

• Calcul et analyse du glissement

La roue tourne avec une vitesse angulaire initiale qui correspond à la vitesse du véhicule avant que les freins sont appliqués. Pour calculer le glissement, nous utilisons deux vitesses, la vitesse des roues angulaire et la vitesse du véhicule. Le glissement est donné par l'équation suivante :

$$Glissement = 1 - \frac{\omega_R}{\omega_v} \quad (2.26)$$

Où :

ω_R : Vitesse angular de la roue

ω_v : Vitesse angulaire du véhicule

$$\omega_v = \frac{V_v}{R} \quad (2.27)$$

V_v : Vitesse lienaire du véhicule

R : Rayon de la roue

A partir de ces expressions, nous voyons que le glissement est nul lorsque la vitesse des roues et la vitesse du véhicule sont égales et il est équivalent à un lorsque la roue est bloquée.

Une valeur de glissement souhaitable est de 0,2, ce qui signifie que le nombre de tours de roue égale à 0,8 fois le nombre de tours dans des conditions non des conditions de freinage à la vitesse même véhicule. Ceci maximise l'adhérence entre le pneu et la route et minimise la distance d'arrêt avec le frottement disponible [44].

7. 2. Modélisation de la force de frottement pneu-route

Le modèle choisi pour modéliser le contact pneu-route est une version non-linéaire du modèle du frottement de coulomb. Deux cas sont prévus dans le modèle, le cas d'un freinage sans glissement, et le cas d'un freinage avec glissement dans lequel l'ABS aura un rôle à jouer.

Le glissement est défini par la formule suivante :

$$\lambda = \frac{v_v - v_r}{v_v} \quad (2.28)$$

Le cas de freinage sans glissement est régi par le modèle de coulomb :

$$|F| \leq fN \quad (2.29)$$

Avec N le poids de la voiture réparti sur chacune des roues, soit $N = mg/4$ et f le coefficient de frottement maximal au delà duquel il y a glissement. Nous prendrons $f = 0.8$. Tant que la limite d'adhérence n'est pas atteinte, la force de freinage est égale à la force exercée par le système de freinage.

Le cas de freinage avec glissement est régi par un modèle non linéaire :

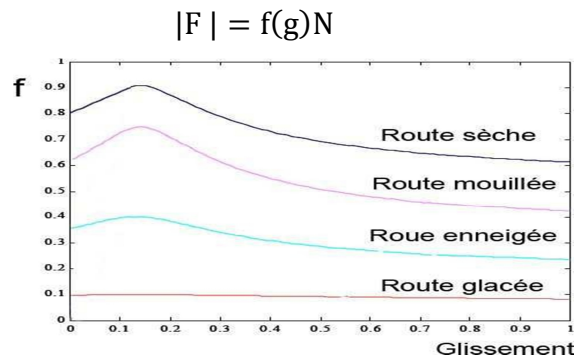


Figure 2. 10. Coefficient de frottement en fonction du glissement

Nous considérons dans ce projet le cas d'une route sèche. Le modèle choisi (appelé magic formula dans la littérature pour ceux qui souhaiteraient approfondir le sujet) explique que lorsque la vitesse de glissement de deux corps augmente, les forces de frottement commencent par croître, puis atteignent un maximum (pour $g=0.2$, on a $f=0.95$) et ensuite décroissent. Ainsi, la plus courte distance d'arrêt n'est obtenue ni en écrasant la pédale de frein et en bloquant les roues

(dans ce cas le coefficient de friction vaut $f=0.6$), ni en utilisant un système ABS empêchant tout blocage (dans ce cas, on assure un roulement sans glissement et $f=0.8$). Un compromis entre ces deux méthodes est donc la solution la plus pertinente (le cas optimal correspond à un glissement d'environ 0.2) pour s'arrêter le plus rapidement possible.

8. Conclusion

On conclue que la modélisation du système de freinage antiblocage.ABS est une étape primordiale car on a besoin le modèle pour élaborer les lois d'estimation et observabilités.

CHAPITRE 3

Chapitre 03:

Introduction sur Observabilité et les observateurs

1. Introduction

La disponibilité des toutes les variables d'états pour la mesure directe est rarement vérifiée dans la pratique. Il existe dans la plupart des cas un vrai besoin d'une estimation fiable des variables non mesurées, particulièrement quand elles sont employées pour la synthèse de lois de commande ou pour la surveillance des processus. En effet, l'état d'un système peut correspondre à une grandeur physique que l'on ne peut pas toujours mesurer directement; l'élaboration d'une loi de commande ou la détermination d'une défaillance d'un composant d'un système passent souvent par l'accès à la valeur d'un ou plusieurs de ses états.

Pour cela, il s'avère nécessaire de concevoir un système auxiliaire appelé, observateur, qui se charge de reconstruire les états non mesurables en exploitant les informations disponibles, à savoir le modèle dynamique du système, ses sorties mesurées et éventuellement ses entrées.

Contrairement au problème de synthèse d'observateurs d'état des systèmes linéaires qui a été entièrement résolu.

Dans ce chapitre Nous proposons quelques méthodes d'observations tel que la méthode de Kalman pour estimer le vecteur d'état (V_v, ω_r, λ), observation par mode glissant et finalement observation adaptative

2. Définition d'observateur

La théorie de l'observation est liée à la notion de l'observabilité, cette notion est différente de celle dans le cas linéaire. Plusieurs recherche ont été consacrées à l'étude de l'observabilité des systèmes non linéaires.

Un observateur est un système dynamique qui à partir de l'entrée $u(t)$ du système (la Commande), de la sortie $y(t)$ mesurée, ainsi que d'une connaissance à priori du modèle, fournira en sortie un état estimé $\hat{y}(t)$ qui devra tendre vers l'état réel $y(t)$.

Le schéma de principe d'un observateur est montré sur la figure (3.1) avec $y(t)$ représente les sorties mesurées et $u(t)$ l'entrée de commande [45].

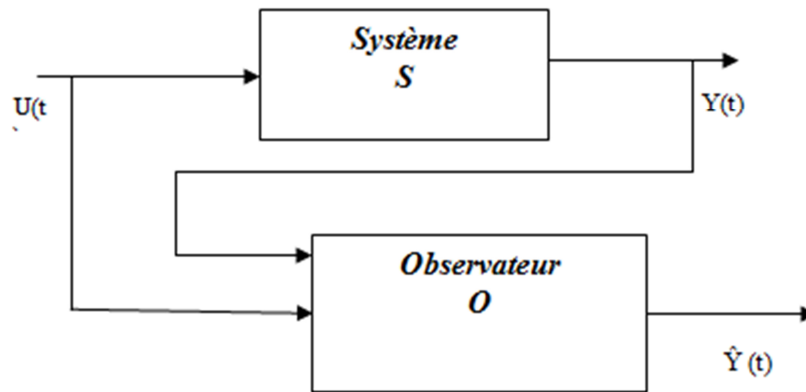


Figure 3. 1. Schéma de principe d'un observateur

3. Observabilité

L'observabilité d'un processus est un concept très important dans le domaine d'estimation de l'état. En effet, pour reconstruire les états inaccessibles d'un système, il faut savoir, a priori, si les variables d'état sont observables ou non. L'observabilité d'un système est la propriété qui permet de dire si l'état peut être déterminé uniquement à partir de la connaissance des signaux d'entrées et de sorties. Dans le cas des systèmes non linéaires, la notion d'observabilité est liée aux entrées (via la notion d'entrée uniforme) et aux conditions initiales (via la notion de distinguabilité). Les résultats classiques que l'on peut trouver dans la littérature [46] [47] sont rappelés dans cette partie.

4. Critère d'observabilité

Plusieurs critères existent pour tester l'observabilité des systèmes linéaires, Ce moyen théorique permet de résoudre le problème de l'estimation de l'état à condition que les signaux $y(t)$ et $u(t)$ ne soient pas bruités. Dans le cas où ces deux signaux sont accompagnés de bruits, des étapes de lissages sont nécessaire avant toute opération de dérivation.

Cette technique devient vite inexploitable, surtout quand le nombre de sorties est nettement inférieur à la dimension de l'espace d'état.

Parmi les observateurs les plus répondues, nous trouvons dans la littérature l'observateur de Kalman.

Ce type d'observateurs est conçu pour les systèmes linéaires et non linéaire. Leur utilisation autour de régimes stationnaire est généralement satisfaisante. Pour les systèmes non linéaires, il est difficile de donner une théorie générale et exhaustive sur ce sujet.

Cependant, il existe quelques développements concernant la synthèse des observateurs. Parmi les techniques les plus classiques, nous pouvant citer le filtre de Kalman étendu. Cet observateur fait appel à la résolution des équations dynamiques de Riccati et le réglage de valeurs de ses paramètres devient vite complexe.

5. Observateurs des systèmes non linéaires

5.1 Filtre de Kalman Etendu (EKF)

Le filtre de Kalman étendu est l'une des techniques d'estimation les plus populaires et largement étudiées dans le domaine d'estimation d'état des systèmes dynamiques non linéaires.

Ce filtre étendu consiste à utiliser les équations du filtre de Kalman standard au modèle non linéaire linéarisé par la formule de Taylor au premier ordre.

Ce filtre étendu a été appliqué avec succès sur différents types de procédés non linéaires. Malheureusement, les preuves de stabilité et de convergence établies dans le cas des systèmes linéaires, ne peuvent être étendues de manière générale au cas des systèmes non linéaires.

Dans un environnement déterministe, une preuve de la convergence du filtre de Kalman étendu a été établie dans [48] et [49] pour la classe des systèmes non linéaires à temps discret. Cependant, cette convergence n'est que locale. L'analyse de la convergence de cet estimateur reste, à l'heure actuelle, un problème ouvert

5.2 Observateurs à grand gain

Les techniques dites à grand gain peuvent être appliquées sans transformation du système initial. Dans ce cas, la conception de l'observateur se fait directement à partir de la structure du système. Cette technique utilise la théorie de stabilité de Lyapunov pour adapter les techniques développées dans le cas linéaire. La méthode présentée dans [50] donne des conditions suffisantes de convergence de l'état estimé vers l'état réel du système, pour la classe des systèmes non linéaires décrits par le modèle suivant :

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + f(u(t), x(t)) \\ \hat{y}(t) = Cx^\wedge(t) \end{cases} \quad (3.1)$$

La dynamique de l'état comporte une partie linéaire non commandée et une partie non linéaire commandée, vérifiant en général la condition de Lipschitz par rapport à x

$$\|f(x_1) - f(x_2)\| \leq k\|x_1 - x_2\| \quad (3.2)$$

L'observateur à grand gain possède la structure suivant:

$$\dot{x}^\wedge(t) = Ax^\wedge(t) + f(x^\wedge(t), u(t)) + K(y(t) - Cx^\wedge(t)) \quad (3.3)$$

L'appellation grand gain provient de la structure de l'observateur: lorsque la fonction non linéaire possède une grande constante de Lipschitz, la moindre erreur entre l'état réel et l'état estimé va se répercuter et croître. Par conséquent, le gain K de l'observateur (3.3) doit être important pour compenser cette amplification de l'erreur.

La dynamique de l'erreur d'estimation $e(t) = x(t) - \hat{x}(t)$ se déduit de (3.1) et (3.3):

$$\dot{e}(t) = (A - LC)e(t) + f(x(t), u(t)) - f(\hat{x}(t), u(t)) \quad (3.4)$$

Il a été démontré dans [51] que si le gain K est choisi telle que:

$$K < \frac{\lambda_{\min}(Q)}{\lambda_{\max}(p)} \quad (3.5)$$

Où K est la constante de Lipschitz de $f(x(t), u(t))$. $\lambda_{\min}(Q)$ et $\lambda_{\max}(Q)$ sont les valeurs propres maximales et minimales. Q est une matrice symétrique définie positive et P et une matrice définie positive, solution de l'équation de Lyapunov:

$$(A - KC)^T + (A - KC) = -Q \quad (3.6)$$

Alors (3.3) est un observateur asymptotique du système non linéaire (3.1)

La synthèse de l'observateur consiste à ajuster les matrices P , Q et K de façon à garantir l'égalité (3.6). Ensuite, on vérifie si la condition (3.5) est satisfaite. Ainsi, et malgré l'intérêt de résultat, cette méthode n'est pas constructive, elle n'est donne aucune indication sur le choix d'un gain satisfaisant la condition (3.5). cette approche a été étendue par plusieurs auteurs. Pour simplifier le problème on peut remplacer la matrice Q par une matrice identité: et ce revient à choisir un gain K qui satisfait:

$$k < \frac{1}{\lambda_{\max}(p)} \quad (3.7)$$

Ces techniques dites à grand gain sont très répandues dans la littérature. Il s'agit principalement de technique de vérification, qui permettent d'établir des conditions suffisantes des convergences de l'état estimé vers l'état réel.

6. Observateurs à mode glissant

Dans toutes les méthodes vues précédemment, le modèle dynamique du système étudié était supposé parfaitement connu. Ici, il s'agit de développer une certaine robustesse vis-à-vis d'incertitudes paramétriques. Le principe des observateurs à modes glissants consiste à contraindre, à l'aide de fonctions discontinues, les dynamiques d'un système d'ordre n à converger vers une variété S de dimension $(n-p)$ dite surface de glissement (p étant la dimension du vecteur de mesure). L'attractivité de cette surface est assurée par des conditions appelées conditions de glissement.

Si ces conditions sont vérifiées, le système converge vers la surface de glissement et y évolue selon une dynamique d'ordre $(n-p)$.

Dans le cas des observateurs à modes glissants, les dynamiques concernées sont celles des erreurs d'observation $e(t) = x(t) - \hat{x}(t)$. A partir de leurs valeurs initiales $e(0)$, ces erreurs convergent vers les valeurs d'équilibre en deux étapes:

Dans une première phase, la trajectoire des erreurs d'observation évolue vers la surface de glissement sur laquelle les erreurs entre la sortie de l'observateur et la sortie du système réel (les mesures) $e_y = y - \hat{y}$ sont nulles. Cette étape, qui généralement est très dynamique, est appelée mode d'atteinte.

Dans la seconde phase, la trajectoire des erreurs d'observation glisse sur la surface de glissement avec des dynamiques imposées de manière à annuler toutes les erreurs d'observation. Ce dernier mode est appelé mode de glissement. Les différentes étapes de synthèse d'un observateur à mode glissant sont connues et clairement identifiées dans [51].

Ces dernières sont rappelées ci-dessous. Considérons un système d'état non linéaire affiné

D'ordre n :

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u) & x \in \mathbb{R}^n \\ y = h(x) & y \in \mathbb{R}^p \end{cases} \quad (3.8)$$

L'observateur à modes glissants est défini avec la structure suivante :

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}} = f(\hat{x}, u) - KTs \\ \hat{y} = h(\hat{x}) \end{cases} \quad (3.9)$$

Où

K : est la matrice de gain de dimension $(n \times p)$

Ts : est un vecteur de dimension $p \times 1$ défini tel que

$$Ts = [\text{sign}(\hat{y}_1 - y_1) \dots \text{sign}(\hat{y}_p - y_p)]^t.$$

Nous définissons également les vecteurs relatifs aux erreurs d'observation tel que :

$e = \hat{x} - x$: est le vecteur d'état des erreurs d'observation.

$S = e_y = \hat{y} - y$: est la surface de glissement

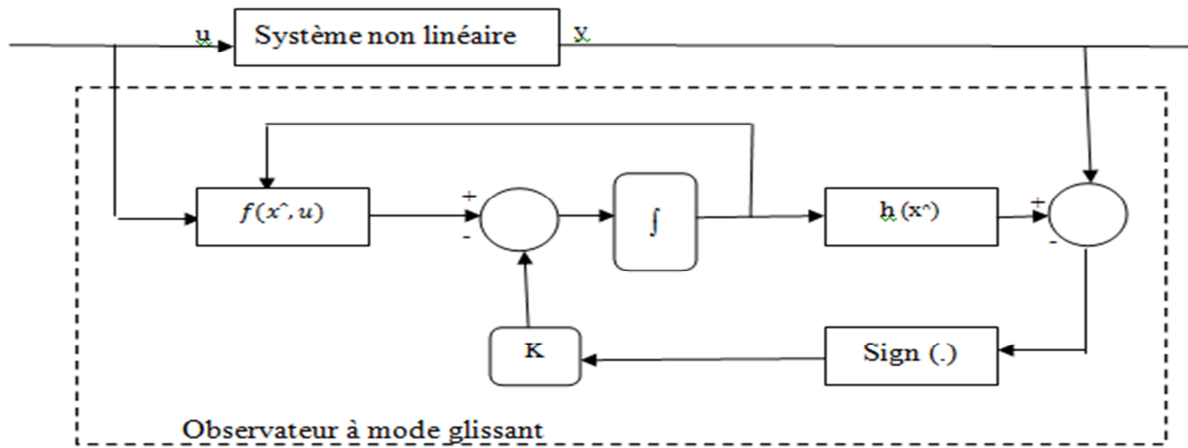


Figure 3.2 : Schéma fonctionnel d'un observateur à mode glissant.

7. Observateurs adaptatifs

Pour les modèles paramétriques on a parfois besoin d'estimer conjointement l'état et les paramètres inconnus. Un tel algorithme porte le nom d'observateur adaptatif [52]. Un observateur adaptatif est donc, un algorithme récursif qui permet d'estimer l'état d'un système dynamique ou ses paramètres inconnus ou les deux conjointement. Les études sur les observateurs adaptatifs ont d'abord été motivées par la commande adaptative, et plus récemment par la détection et le diagnostic de pannes dans des systèmes dynamiques. Dans le cas linéaire la conception des observateurs adaptatifs est étudiée depuis les années 70. Pour les systèmes non linéaires on distingue deux approches principales :

- La première concerne des systèmes non linéaires qui sont intrinsèquement associées à une forme canonique, éventuellement après une transformation de coordonnées non linéaire et une injection de sortie.
- La deuxième concerne des systèmes ayant une forme plus au moins générale. Des algorithmes ont été proposés pour estimer asymptotiquement l'état malgré les paramètres inconnus. Dans [53] on propose des observateurs adaptatifs basés sur l'existence d'une fonction de Lyapunov pour des systèmes non linéaires possédants une forme générale.

8. Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une contribution d'observabilité et les différents observateurs, un observateur type mode glissant a été proposé pour estimer la vitesse longitudinale du véhicule donc le taux glissement longitudinal dans le cas de freinage sans avoir besoin d'un capteur de vitesse dans le chapitre 4.

CHAPITRE 4

Chapitre 4 :

Observabilité Et l'estimation de la dynamique de système de freinage ABS des roues

1. Introduction

L'électronique est utilisée dans l'automobile à travers les équipements de confort et la gestion du moteur. Elle n'a investi le domaine du comportement routier qu'une dizaine d'années plus tard avec le système antiblocage de roues ABS. Les performances de celui-ci n'ont cessé de progresser. 20 ans, c'est la période qui aura été nécessaire pour que le système antiblocage des freins ABS s'impose dans l'automobile en Europe de l'Ouest, avec un taux d'équipement de 40% en 1998. Paramètre du système.

Dans ce chapitre nous proposons l'estimation ou bien observabilité de glissement longitudinal d'un véhicule dans des et estimé la vitesse de véhicule dans la condition de route sec, avants commencer l'estimation nous présentons les paramètres de système et les résultats de simulation de fonctionnement de véhicule avec système ABS et sans ABS.

2. Paramètre du système ABS

Les Paramètres	Gravité	Vitesse initiale de la voiture	Rayon roue	Moment d'inertie de la roue	Masse de la voiture
Les Symboles	g	v_0	R_{roue}	j	kg
Les valeurs	$9.81m.s^{-2}$	$27.77m.s^{-1}$	$0.3m$	$0.5kg.m$	1000

Tableau 4.1. Les Paramètres de système ABS

3. Description du modèle utilisé

La figure 4.1 montre le schéma du modèle du système d'antiblocage des roues utilisé pour la simulation.

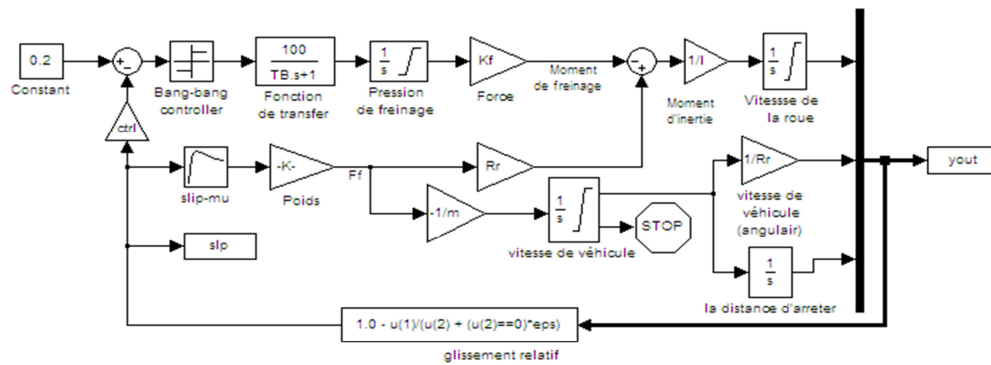


Figure 4. 1. Modèle du système d'antiblocage des roues(ABS)

4. Simulation du système de freinage en mode ABS

La figure 4.2 visualise les résultats de la simulation ABS (paramètres par défaut). La première parcelle dans cette figure montre la vitesse angulaire de la roue correspondante à la vitesse angulaire du véhicule. On constate que la vitesse de la roue reste en dessous de la vitesse du véhicule sans qu'elle soit bloquée et que la vitesse du véhicule passe à zéro en moins de 15 secondes.

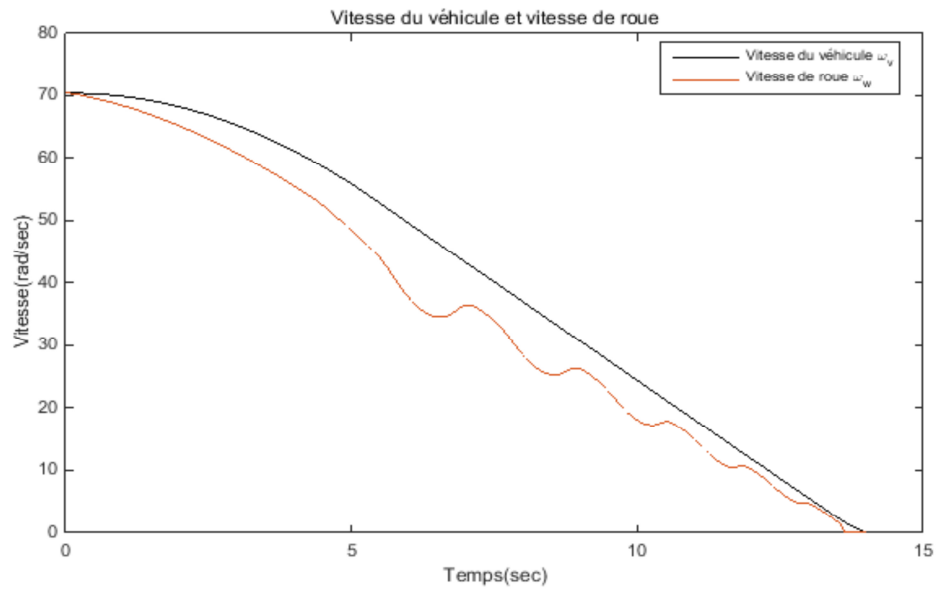


Figure 4. 2. Variation des vitesses du véhicule et de roue

La figure 4.3 montre la variation du glissement en fonction du temps.

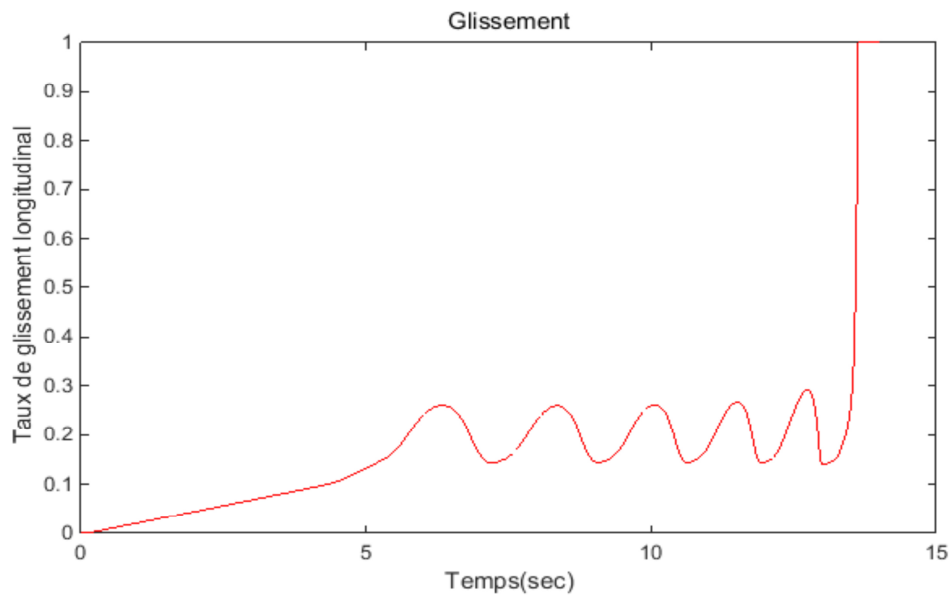


Figure 4. 3. Variation de glissement en fonction du temps

Après cette figure on remarque que le système ABS régule la pression hydraulique afin que le glissement garde des valeurs aux alentours de 0,2. Les ondulations enregistrées sur cette figure représentent le nombre de fois que le système régule la pression.

5. Simulation du système de freinage sans ABS

Pour des résultats plus significatifs, considérons le comportement du véhicule sans ABS. Sur la ligne de commande MATLAB, on définit la variable du modèle $\text{ctrl} = 0$. Ceci déconnecte les commentaires de glissement de l'automate (voir figure4.1) et donne lieu à un freinage maximal.

La figure 4.4 montre la variation des vitesses du véhicule et de la roue en fonction du temps. La variation du glissement en fonction du temps est décrite par la figure 4.5

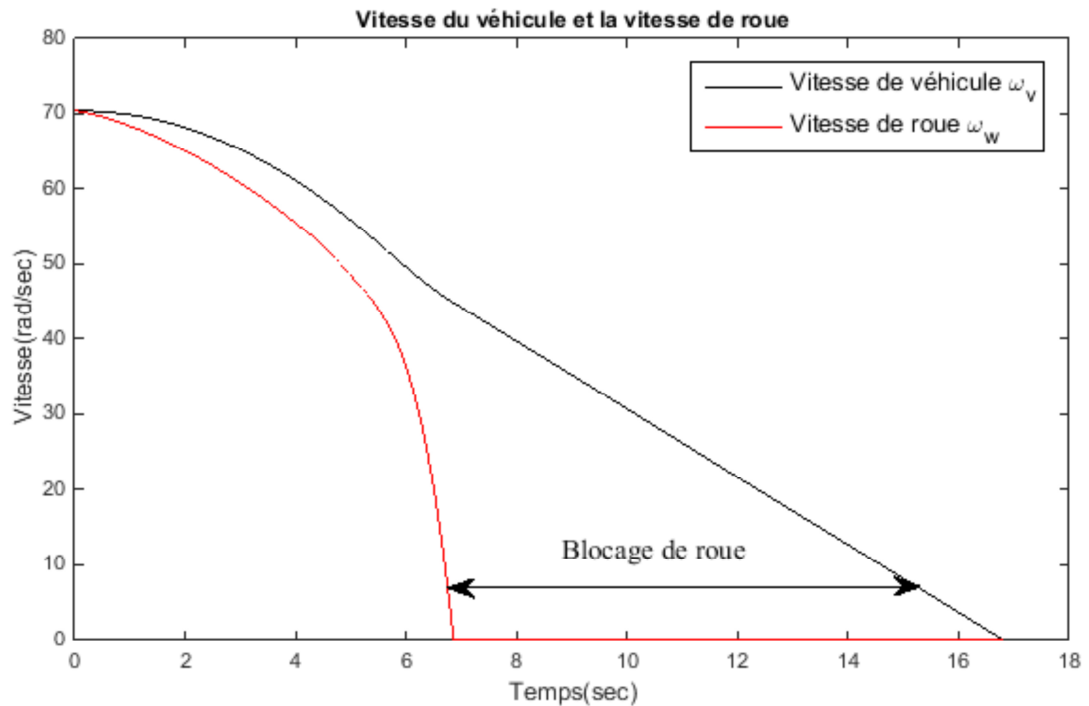


Figure 4. 4. Variation de la vitesse du véhicule et de la roue en fonction du temps

D'après la figure 4.4, on constate que la roue se bloque à environ 7 secondes. Le freinage, à partir de ce moment, est appliqué dans une partie moins-que-optimale de la courbe de glissement. Autrement dit, lorsque le glissement est égal à 1 (Figure 4.5), le pneu dérape et la force de frottement chute.

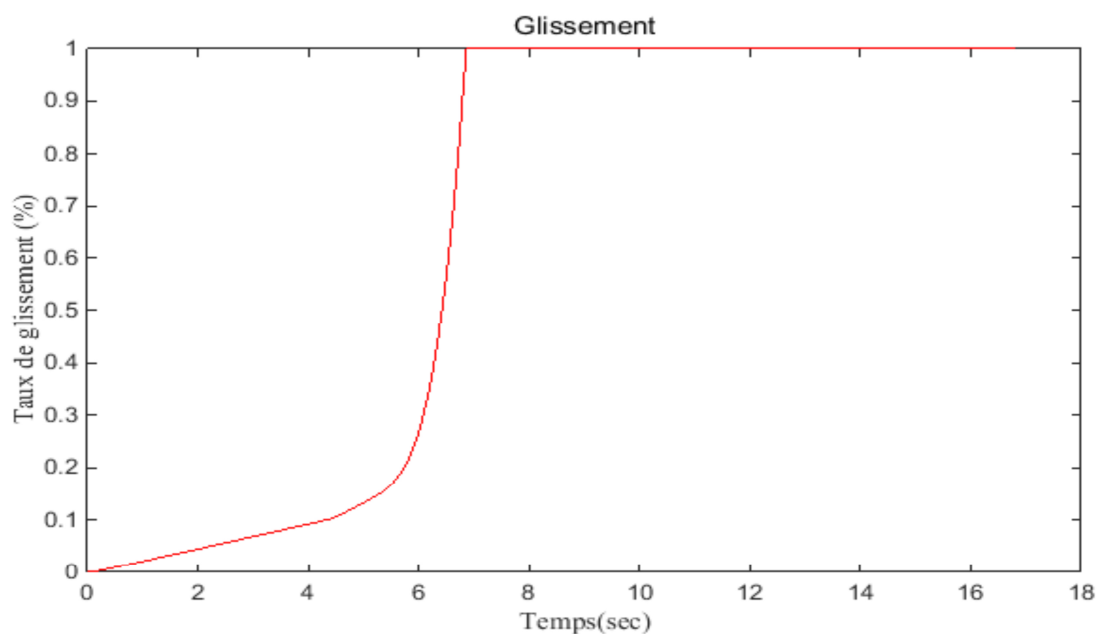


Figure 4. 5. Variation du glissement en fonction du temps

Pour être plus significatif en termes de la comparaison, la figure 4.6 montre la distance parcourue par le véhicule dans les deux cas (avec et sans ABS), le véhicule dérape sur un supplément de 100 pieds, prenant environ trois secondes de plus à venir à un arrêt.

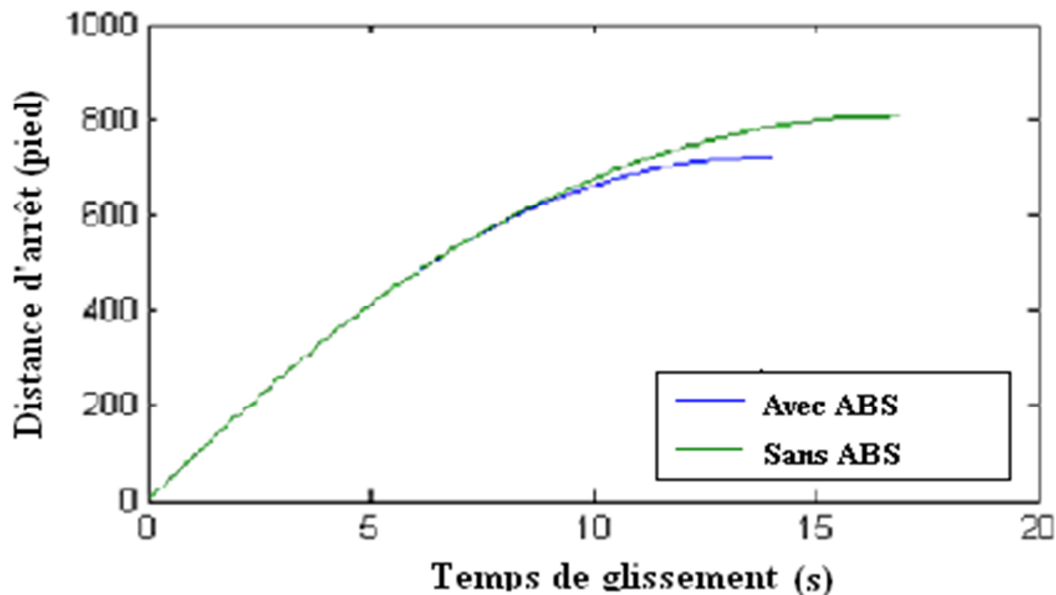


Figure 4. 6. Comparaison de la distance d'arrêt pour un freinage avec et sans

6. Simulation de système de freinage(ABS) avec l'observateur

Après la figure (4.9) on remarque que l'observateur du système ABS régule la pression hydraulique afin que le glissement garde des valeurs aux alentours de 0,2.

La figure 4.8. montre la vitesse de véhicule estimé et la vitesse de roue estimé par observateur mode glissant on remarque que les deux vitesses sont presque égale à des vitesses réelles (mesurées)

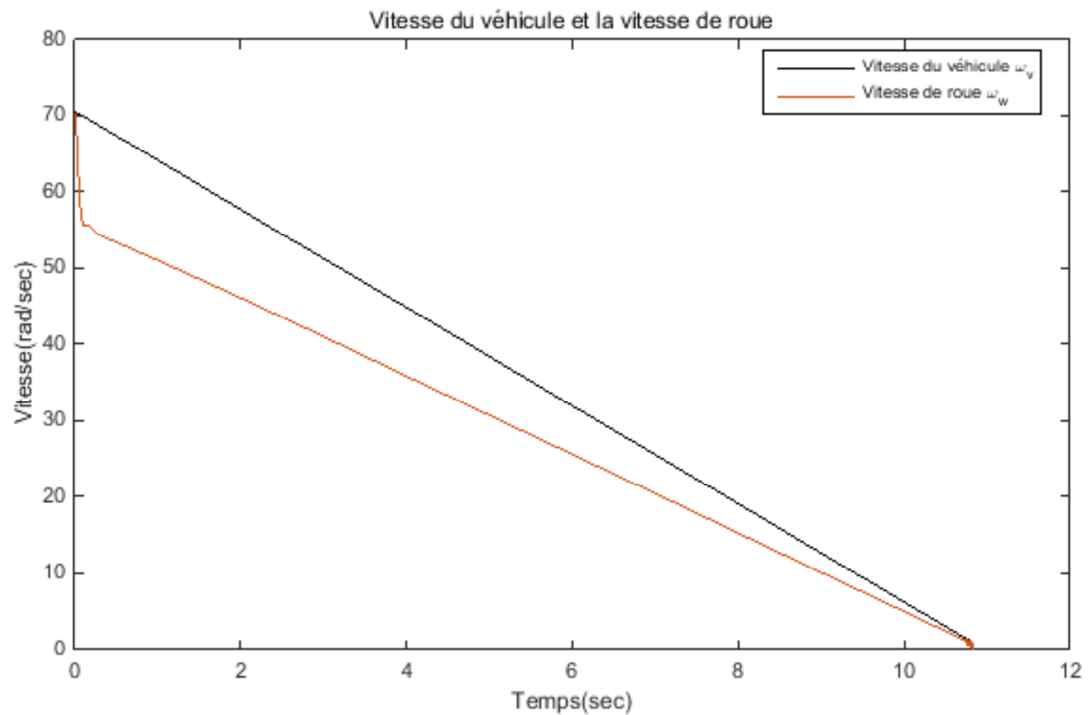


Figure 4. 8. Variation de vitesse de véhicule et de roue en fonction de temps

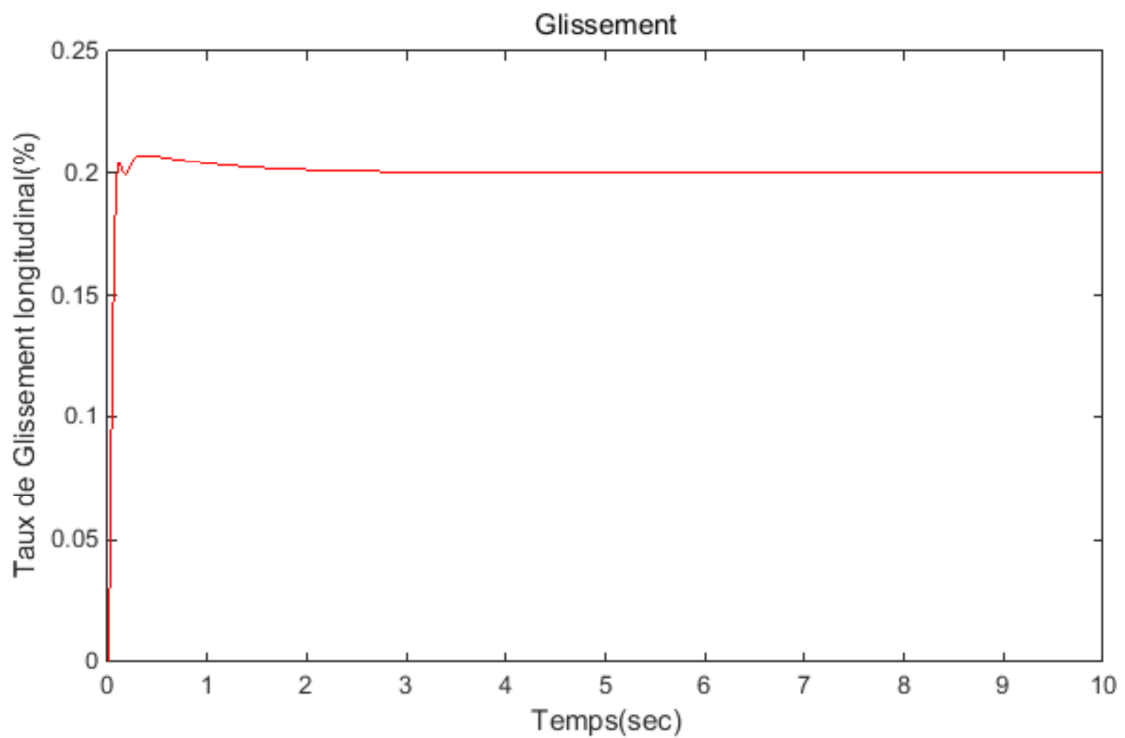


Figure 4. 9. Variation de glissement en fonction du temps

D'après la figure 4.9 Le taux de glissement mesuré est presque égale le taux de glissement estimé.

7. Comparaison entre la vitesse réel et la vitesse estimé

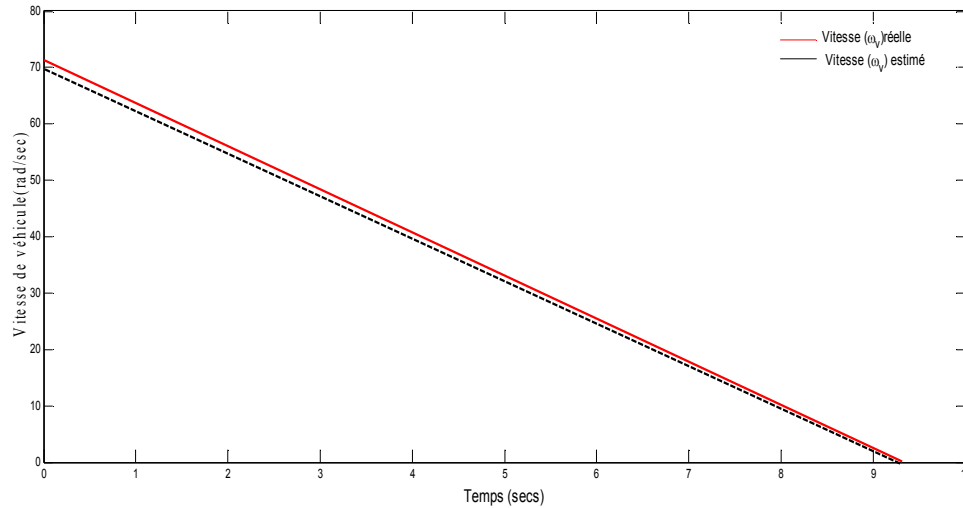


Figure 4. 7. Variation de vitesse du véhicule entre réel et estimé

On remarque sur la figure (4.7) que les valeurs des deux vitesses réelle et estimé sont proches l'une de l'autre, mais leurs valeurs sont les mêmes dans le seconde 7.

8. Conclusion

Dans cette étude nous avons simulé dans MATLAB-Simulink le système de freinage (ABS). Une analyse des efforts appliqués à la roue à été faite, cette analyse a permis d'écrire les équations différentielles utilisées pour la modélisation du système de freinage ABS. Afin de montrer l'avantage du système de freinage ABS.

D'après les comparaisons entres les différents valeurs mesurés et estimé (observer) on peut dédies que l'observateur utilisé (mode glissant) est fiable et il donne une bonne estimation de la vitesse longitudinale et le taux de glissement.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Lorsque les freins sont appliqués brusquement, les roues sont bloquées et, en raison d'une mauvaise adhérence sur la piste, elles s'arrêtent simplement de tourner. Pour éviter que cet effet ne se produise, vous devez appliquer les freins plus modernes le système de freinage ABS.

Le système du véhicule est modélisé par la dynamique du quart du véhicule et on a développé l'équation du moment dynamique avec l'intégration du freinage roue-route résultant de cette intégration le taux de glissement est utilisé comme critère d'observateur dans l'ABS. La force du frottement et la réaction normale sont en fonction de taux de glissement et rendent ainsi l'équation dynamique non linéaire.

Dans ce mémoire une méthode est mise en œuvre pour la compréhension du frein ABS sans observateur puis avec observateur non linéaires mode glissant pour observer le système du freinage ABS. Un modèle simple SIMULINK sous MATLAB est utilisé pour la simulation.

Enfin, d'après les résultats de simulation de deux vitesse estimé et réelle nous concluons que l'observateur mode glissant est un observateur fiable et robuste.

Références bibliographiques

- [1] www.seneauto.com/docs/freinage.pdf-Sénégal«Le Freinage».
- [2] Adam, B. (Ed.). (1985). Technologie du freinage des vehicules industriels: de l'utilitaire léger au maxicode. Éditions techniques pour l'automobile et l'industrie.
- [3] «Réparation et entretien du circuit defreinage ABS et ASR», secteur : réparation des engins à moteur, Spécialité: MMEEA, Niveau: technicien spécialise.
- [4] Randi, S. A., Rodriguez, R., Mous, N., & Couetoux, H. (2018, July). Thermal analysis and parameters identification of low power PMDC motors. In Symposium de Génie Electrique.
- [5] Hani, N. (2023). Etude de la maintenance préventive des boites à vitesse des camions poids lourds MAN (Doctoral dissertation).
- [6] Fu, T. (2000). Modeling and performance analysis of ABS systems with nonlinear control (Doctoral dissertation, Concordia University).
- [7] Pacejka, H. B., & Sharp, R. S. (1991). Shear force development by pneumatic tyres in steady state conditions: a review of modelling aspects. *Vehicle system dynamics*, 20(3-4), 121-175.
- [8] O'keefe, P. J., & Hutchins, M. L. (1977). Tandem Anti-Lock Systems For Air Braked Vehicles. *SAE Transactions*, 2465-2481.
- [9] fr.wikipedia.org/wiki/Antiblockiersystem.
- [10] Ait Braham, S, & Sebki, D. (2016). L'éco-hôtel (Doctoral dissertation, Université Mouloud Mammeri).
- [11] Chanaron, J. J., & Lung, Y. (1994). Economie de l'automobile. FeniXX.
- [12] D.Pierre «abs : principes & technologie», ingénierie des véhicules terrestres, université de liège, année académique 2009-2010.
- [13] H.Christian «le fonctionnement du système de freinage antiblocage» Formateur et auteur des éditions techniques.
- [14] D.Benoudjit, Contribution à l'optimisation et à la commande d'un système de propulsion pour véhicule électrique, Thèse doctorat, Université de Batna, Janvier 2010.
- [15] A.Daanoune, Contribution à l'Etude et à l'Optimisation d'une Machine Synchrone à Double Excitation pour Véhicules Hybrides, Thèse doctorat, Université de Grenoble, décembre 2012.

- [16] B.Badji, Caractérisation du comportement non linéaire en dynamique du véhicule, thèse de doctorat, Université de Technologie de Belfort- Montbéliard, 2009
- [17] A.PAYMAN, Contribution à la gestion de l'énergie dans les systèmes hybrides Multi-sources Multi charges, Thèse de doctorat, L'institut National Polytechnique de Lorraine, 2009.
- [18] C.C. Chan, an overview of electric vehicle technology, Proceedings of the IEEE, Vol 81,N° 9, pp, 1201-1213, September 1993.
- [19] S.G. Souffran, Dimensionnement de la chaîne de traction d'un véhicule électrique hybride basé sur une modélisation stochastique de ses profils de mission, Thèse doctorat, Université de Nantes, Juillet 2012.
- [20] N. Lagraa, Commandes non-linéaires et intelligentes des systèmes complexes Application à la suspension des véhicules, Thèse doctorat, ENP, Algérie 2008.
- [21] V.Cossalter, Motorcycle Dynamics. Lulu. Com, 2006.
- [22] Roberto Lot. A motorcycle tire model for dynamic simulations: Theoretical and experimental aspects. Meccanica, 39(3):2007-220, 2004.
- [23] T.Toshimichi and H.Masatosh, Modeling of tire overturning moment characteristics and the analysis of their influence on vehicle rollover behavior. Modeling, Analysis and Control Methods for Improving Vehicle Dynamic Behavior, Special Issue of Technical Journal of Toyota Research & Development, 38(4):117,2003.
- [24] N.Lamri, Conception et réalisation d'une plateforme mécatronique dédiée à la simulation de conduite des véhicules deux-roues motorisés. PhD thesis, Université d'Evry-Val d'Essonne Laboratoire d'Informatique, Biologie Intégrative et systèmes Complexes, 2008.
- [25] S.Mammar, Contrôle latéral assisté et automatisé des véhicules: Approches par commandes robustes. HDR, Université d'Evry, laboratoire des Systèmes Complexes, LSC, 2001.
- [26] A.El Hadri, Modélisation de Véhicule, observation d'état et estimation des forces pneumatiques: Application au contrôle longitudinal. Thèse de Doctorat, université de Versailles St-Quentin, décembre 2001.
- [27] H. Imine, Observation d'état d'un véhicule pour l'estimation du profil dans les traces de roulement. Thèse de Doctorat, université de Versailles St-Quentin, 2003.
- [28] A.Rabhi. Estimation de la dynamique du véhicule en interaction avec son environnement. Thèse de doctorat, université de Versailles St- Quentin en Yvelines, 2005.

- [29] K. N. M'sirdi, M. Ouladsine, H. Noura, Modélisations représentations et observateurs robustes et à entrée inconnue pour l'estimation, le diagnostic et l'analyse du comportement dynamique des véhicules. JNRR 2005, Gudel, Morbihan, France, 2005.
- [30] K. N. M'sirdi, Observateurs robustes et estimateurs pour l'estimation de la dynamique des véhicules et du contact pneu-route. JAA 2003, Journée Automatique et Automobile, Bordeaux, 5-6 novembre 2003.
- [31] M. Nadji, Adéquation de La dynamique de véhicule à la géométrie des virages routiers, thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées INSA de Lyon, 2007.
- [32] R.Mendoza, Sur la modélisation et la commande des véhicules automobiles. Thèse de Doctorat, université de Grenoble, 1997.
- [33] J.Levine, Modélisation et Commande des Systèmes Non Linéaire Modélisation et Commande d'un Amortisseur Semi-Actif pour Quart de Véhicule. ENPC, Département MSPI, 2003.
- [34] M.C.Smith, Controller parameterization for disturbance response decoupling: application to vehicle active suspension control. IEEE transaction on control system technology, Vol 10 N°3, 2002.
- [35] M. Lidberg, Lecture notes on vertical dynamics. [En ligne], université de Chalmers Disponible sur: www.mvs.chalmers.se/~lidberg/togv2005/lecture_notes_z.pdf, 2005.
- [36] A.V.Pesterev, On decomposition of damped MDOF vehicle models. Quarter-car Model. Technical report 2002-1, Institut d'analyse des systèmes. Académie des sciences, Russie, 2002.
- [37] Carlson, Optimal Rollover Prevention with steer by wire and differential braking. Proceedings de IMECE'03, IMECE 2003-41825, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Washington, D.C. USA, 2003.
- [38] B.Baghdassians, Commandes robustes pour le contrôle latéral d'un véhicule routier. Thèse de Doctorat, université d'Evry, 2001.
- [39] TUR O., USTIN O., TUNCAY R. N., Application note on regenerative braking of electric vehicles as anti-lock braking system. 2007.
- [40] J.CARRÉ, Technologie de freinage: Freins à disque. Techniques de l'ingénieur, 1993.
- [41] WU M., SHIH M., Simulated and experimental study of hydraulic anti-lock braking system using sliding- mode PWN Control, Mechatronics. PP 331-351, 2003.

- [42] CETIM, Etat de l'art et perspectives de la mécatronique dans l'industrie automobile en Europe et en France, 2006.
- [43] R.LANGORIA R. G. Vehicle system dynamics and control. Partim ABS. The University of Texas Austin. 2002.
- [44] J.Y.Wong, Theory of Ground Vehicles. 3rd Edition Wiley J. Interscience. 2001.
- [45] H.Bouchareb, Observateur non linéaire mode glissant, Mémoire de Magister, Université de Sétif Septembre 2013.
- [46] A.ZEMOUCHE, Sur l'observation de l'état des systèmes dynamiques non linéaires. Université Louis Pasteur Strasbourg I, 2007.
- [47] M.HERMAN et A.J.KRENER, Nolinear controllability and observability. IEEE. Transaction on automatic, 1997.
- [48] A.H. JAZWINSKI, Stochastic processes and filtering theory. New York Academic.
- [49] G.CHEN, Approximate kalman filtering. World Scientific Series in Approximations and Decompositions, 1993.
- [50] F.E.THAU, Observing the state of non-linear dynamic systems. International Journal of Control, American Control Conference, San.Francisco, USA, 1993.
- [51] S. RAGHAVAN et J.K. HEDRICK, Observer design for a class of nonlinear systems. International, 1994.
- [52] J.-J. E. SLOTINEE, J. K. HEDRICK, and E. A. MISAWa, On sliding observers for nonlinear systems. American Control Conference, 1987.
- [53] A.XU, Observateurs adaptatifs non linéaires et diagnostic de pannes. Thèse, Université de Rennes1, 2002.
- [54] G. BESANCON, Remarks on nonlinear adaptive observer design. Systems and Controls USA, 2000.

