

Thèse de Doctorat

JONATHAN GERTHOFFERT

*Mémoire présenté en vue de l'obtention
du grade de Docteur de l'École Centrale de Nantes
sous le sceau de l'Université Bretagne Loire*

École doctorale : Sciences Pour l'Ingénieur, Géosciences, Architecture

Discipline : Génie Civil

Unité de recherche : Institut Français des Sciences et Technologies des Transports, de l'Aménagement et des Réseaux

Soutenue le 14 septembre 2017

Prévision des performances de freinage des avions sur les pistes contaminées à partir des mesures de frottement

JURY

Président : **Franck PLESTAN**, Professeur des universités, Ecole Centrale de Nantes

Rapporteurs : **Jean DENAPE**, Professeur des universités, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes
Mohamed EL MANSORI, Professeur des universités, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Examinateurs : **Mohamed DJEMAI**, Professeur des universités, Université de Valenciennes
Mohamed BOUTELDJA, Chargé de recherche, CEREMA

Invité : **Guilhem BLANCHARD**, Ingénieur, Service Technique de l'Aviation Civile

Directeur de thèse : **Minh-Tan DO**, Ingénieur, HDR, Ifsttar

Co-encadrant de thèse : **Véronique CEREZO**, Ingénierie, HDR, Ifsttar

Co-encadrant de thèse : **Mickaël THIERY**, Ingénieur, DGALN/DHUP/QC

Thèse de Doctorat

Jonathan GERTHOFFERT

Titre de la thèse : Prévision des performances de freinage des avions sur les pistes contaminées à partir des mesures de frottement

Title of thesis: Prevision of aircraft braking performances on contaminated runways from friction measurements

Résumé

Les performances de freinage des avions sont fortement dépendantes de l'état de surface des pistes et la présence d'eau sur la piste peut sévèrement dégrader ces performances. Les exploitants d'aéroports ont alors l'obligation d'informer les pilotes sur l'état de surface de la piste afin que ces derniers puissent estimer leur distance d'atterrissement. Les appareils de mesure du frottement sont un outil largement utilisé pour caractériser l'état de surface de la piste. Cependant, les résultats de mesure de ces appareils sont dépendants de la vitesse, de la masse, des dimensions des pneumatiques et de leur pression de gonflage... L'effet d'échelle existant entre les appareils de mesure du frottement et les avions explique que le coefficient de frottement mesuré par ces appareils n'est pas représentatif des coefficients de freinage des avions. La démarche développée dans cette thèse consiste à construire une fonction de transfert entre l'appareil de mesure du frottement et l'avion à partir d'une modélisation des efforts dans l'aire de contact pneumatique/chaussée. Un modèle physique, le modèle Brosse, a été adapté au cas des pistes mouillées ou inondées. Un modèle spécifique a été développé pour décrire l'effet de l'eau sur la longueur de l'aire de contact et la répartition des efforts dans cette aire de contact. L'application de ce modèle à un appareil de mesure du frottement et à un avion a ensuite été expérimentalement validée. Finalement, l'ensemble de la démarche a été validée à partir des données du Joint Winter Runway Friction Measurement Program (JWRFMP) et de données acquises dans le cadre de cette thèse.

Mots-clés

adhérence, freinage, piste mouillée, IMAG, avion, modèle Brosse

Abstract

Aircraft braking performances depends strongly on runway surface conditions. Water on runway can severely degrade these performances. Airport operators have to inform aircraft crews about runway surface conditions to allow pilots performing landing distance calculations. Friction measuring devices are a widely used tool to characterize runway surface conditions. However, friction results are highly scale-dependent (in terms of mass, speed, tire dimension and pressure...), which are significantly different between ground friction device and aircraft. Ground friction measurements are therefore not representative of aircraft braking performances. The methodology developed in this thesis consists in the construction of a transfer function between the friction measuring device and the aircraft from a modeling of force within the tire/runway contact area. A physical model, the so-called Brush model, has been adapted to wet and flooded runways. A specific model has been developed to describe water effect on tire/runway contact area and force distribution within this contact area. The applicability of this model to a ground friction measuring device and one aircraft has been experimentally validated. Finally, the complete methodology has been validated using experimental data from the Joint Winter Runway Friction Measurement Program (JWRFMP) and data obtained in this thesis.

Key Words

friction, braking, wet runway, IMAG, aircraft, Brush model

Remerciements

Ce mémoire marque l'aboutissement de quatre années de thèse, mais également de huit années passées au STAC. Je voudrais remercier ici toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ma thèse, et plus généralement toutes les personnes qui ont marqué mes années au STAC.

Je tiens tout d'abord à remercier Minh-Tan Do, Véronique Cerezo et Mickaël Thiery pour leur encadrement au cours de ces quatre années de thèse qui aura permis l'achèvement de ce long travail. Je vous remercie pour le temps accordé, vos qualités pédagogiques et scientifiques, vos conseils, votre franchise et votre sympathie. J'ai beaucoup appris à vos côtés et je vous exprime ma gratitude pour cela.

Je remercie Tan et Véronique pour m'avoir accueilli à l'IFSTTAR au sein de leur équipe. Merci plus particulièrement à Tan pour avoir dirigé cette thèse. Ta direction, ton esprit critique et ton recul ont permis d'atteindre l'objectif que nous nous étions fixé au début du projet. Un grand merci également à Véronique pour son aide tout au long de ce travail, le soin apporté dans la mise au point et la réalisation des plans d'expérience, et l'originalité des essais. Je remercie enfin chaleureusement Mickaël pour son aide dans le développement du modèle, la mise au point des schémas de résolution numériques et la relecture méticuleuse du mémoire. J'ai apprécié que tu m'ais accompagné jusqu'au bout de ce projet malgré ton départ du STAC.

J'associe à ces remerciements Mohamed Bouteldja (CEREMA). J'ai apprécié nos échanges scientifiques, tes idées originales et ton soutien tout au long de ce projet. Merci pour avoir partagé avec moi tes connaissances et tes références bibliographiques.

Je remercie également Jean Denape et Mohamed El-Mansori, qui ont accepté de rapporter ce mémoire, Mohamed Djemai et Franck Plestan, qui me font l'honneur de participer à mon jury de thèse.

Je remercie tous les membres du comité de suivi de cette thèse pour leur participation, les conseils, commentaires, propositions et critiques, toujours constructives, qu'ils ont pu formuler sur ce travail. Je remercie plus particulièrement Logan Jones (Airbus), dont le travail a été le point de départ de cette thèse, pour l'intérêt qu'il a manifesté pour mon travail et les échanges que nous avons pu avoir. Merci aussi à Nicolas Daveau (Airbus) pour les données et mesures relatives à l'avion qui ont permis la validation du modèle développé dans cette thèse. Merci également à Fabien Moll (Airbus) pour avoir débloqué la convention nécessaire à la publication de ces données dans ce mémoire. Merci également à Jean-Martin (ADP) et Luc Capobianco (ADP). Les échanges que nous avons eus avant le début de ma thèse ont été importants pour identifier le besoin. Merci enfin à Pierre Abram (Michelin), pour ses conseils sur la prise en compte du pneumatique dans ce travail, et à Jean Carroget (Colas).

Je remercie également Pierre Billat et le Syndicat Mixte du pôle d'activités de Villaroche (Sympav) pour l'accès à la piste de l'aérodrome de Melun-Villaroche dans le cadre des essais de cette thèse.

Je remercie chaleureusement tous mes collègues du STAC qui ont contribué à ces travaux. Merci à toute l'équipe de l'Unité Auscultation des Chaussées, Romain, les deux Steph, Sébastien et Hassan pour avoir réalisé toujours avec un grand soin les essais nécessaires, et souvent très atypiques, au calibrage et à la validation du modèle. Vous avez réussi à surmonter les problèmes techniques qui se sont présentés et ceci toujours dans la bonne humeur. Les campagnes d'essais qu'on a pu faire ensemble resteront comme mes meilleurs souvenirs de mon passage au STAC. Merci également à Eric pour avoir trouvé dans son équipe les moyens pour que je puisse réaliser ces essais. Merci à Hervé, pour les discussions scientifiques passionnées et passionnantes que

nous avons pu avoir, à Haï et Jean-Michel, pour les bons moments passés au café, et à Gabrielle pour sa bonne humeur et son soutien dans la dernière ligne droite de ma thèse. Merci également à Jean-Luc et Franck pour m'avoir dessiné proprement plusieurs des illustrations qui émaillent ce mémoire, et à Richard pour les photos. Je remercie aussi mes stagiaires, Cyrielle et Mamadou, pour leur contribution. Ton travail, Cyrielle, a préfiguré celui de ma thèse. Ton travail, Mamadou, fut important pour comprendre le fonctionnement du modèle et l'influence des paramètres d'entrée. Il trouvera encore une application plus tard pour fiabiliser le modèle.

Je remercie également les personnes qui m'ont fait confiance et m'ont donné cette chance. Merci à Jean-Louis Pirat, pour m'avoir fait profiter de ton réseau, et notamment intégrer la Friction Task Force, sans quoi je n'aurais peut-être pas pu identifier la problématique à l'origine de cette thèse ni nouer les contacts nécessaires à sa réalisation. Merci à Jean-Noël Theillout, pour avoir partagé tes connaissances techniques, ton expérience, tes idées et ton réseau. Merci pour ton rôle de facilitateur dans le montage de ce projet. Merci à Sandrine Fauchet pour ton aide dans le montage administratif et technique de cette thèse. Merci à Jean-Claude Deffieux, qui m'a transmis une vie de connaissances et sa passion.

Je remercie enfin le STAC et l'Ifsttar pour le financement du projet.

Je désire également remercier toutes les personnes du laboratoire EASE pour leur accueil amical et chaleureux. Merci à Angélique, Samuel, Jean-François, Patrick, Christophe, Sylvie et Cyrille pour leur sympathie pendant ces quatre années de thèse et pour les différents essais qu'ils ont pu réaliser pour ma thèse.

J'adresse en outre des remerciements sincères à tous les relecteurs bénévoles, traqueurs des fautes d'orthographes et de grammaires.

Pour finir, les conjoints sont toujours les grands oubliés du travail de thèse. Ils ne sont pas dans la lumière et pourtant fournissent un effort incroyable : ils supportent la mauvaise humeur du doctorant et rassurent quand les travaux n'ont pas avancés pendant plusieurs semaines, consolent quand personne ne comprend le travail réalisé ni à quoi il servira, conseillent quand le doctorant se demande ce qu'il va bien pouvoir faire à la fin de son épreuve, aident quand il faut utiliser des techniques auxquelles le doctorant n'a pas été formée, relisent le mémoire, font la traque à la moindre faute d'orthographe ou de grammaire, etc. Merci à toi Marie pour ton infinie patience et ton soutien sans faille pendant ces quatre années de thèse, ces huit années au STAC, ces treize années de vie commune.

Table des matières

1	Introduction.....	17
2	Etat de l'art.....	19
2.1	Phénomène d'adhérence	19
2.1.1	Généralités	19
2.1.2	Etats de surface.....	23
2.1.3	Evaluation de l'adhérence des chaussées aéronautiques.....	25
2.1.4	Performances de freinage d'un avion	33
2.2	Estimation opérationnelle de la distance d'atterrissage.....	34
2.2.1	Evaluation de l'état de surface.....	35
2.2.2	Estimation du Runway Condition Code	37
2.2.3	Estimation du coefficient de freinage et de la distance d'atterrissage.....	38
2.2.4	Synthèse.....	39
2.3	Lien entre la mesure de l'adhérence et le coefficient de freinage de l'avion	40
2.3.1	Approches basées sur des comparaisons individuelles	40
2.3.2	Approche basées sur l'utilisation d'un indicateur commun.....	43
2.3.3	Synthèse.....	47
2.4	Approche basée sur l'utilisation d'un modèle.....	47
2.4.1	Intérêt d'une approche basée sur la modélisation	47
2.4.2	Modèle ESDU.....	48
2.4.3	Application du modèle ESDU.....	49
2.4.4	Synthèse.....	51
3	Démarche/Méthodologie	53
4	Modélisation.....	57
4.1	Description du modèle Brosse	57
4.1.1	Principe	57
4.1.2	Formulation.....	59
4.1.3	Les différentes échelles du modèle Brosse.....	61
4.1.4	Données d'entrée du modèle Brosse.....	61
4.2	Adaptation du modèle Brosse	62
4.2.1	Modifications à apporter pour l'adaptation au cas sec.....	62
4.2.2	Modifications à apporter pour prendre en compte l'effet de l'eau.....	63
4.3	Distribution de la force verticale.....	65
4.3.1	Cas sec.....	65

4.3.2	Cas mouillé.....	67
4.4	Aire de contact.....	68
4.4.1	Cas sec.....	68
4.4.2	Cas mouillé.....	75
4.5	Raideur du pneumatique.....	82
4.5.1	Cas sec.....	82
4.5.2	Cas mouillé.....	84
4.6	Coefficients de frottement statique et dynamique.....	84
4.6.1	Cas sec.....	84
4.6.2	Cas mouillé.....	87
4.7	Mise en œuvre/Schéma de résolution numérique.....	87
4.7.1	Données d'entrée	88
4.7.2	Agrégation des modules.....	91
4.7.3	Application à l'Avion.....	95
4.7.4	Application à l'IMAG	97
4.7.5	Etude de sensibilité numérique	99
5	Programme expérimental.....	104
5.1	Problématique.....	104
5.2	Présentation des pneumatiques.....	105
5.2.1	Caractéristiques et dimensions des pneumatiques AIPCR et « Falcon ».....	105
5.2.2	Mesure des profils des pneumatiques.....	107
5.2.3	Caractérisation des gommes	109
5.3	Essais en laboratoire	114
5.3.1	Montage expérimental.....	115
5.3.2	Description des plans d'expérience.....	116
5.4	Essais sur pistes	117
5.4.1	Coefficient de frottement sec	117
5.4.2	Coefficient de frottement mouillé	117
5.4.3	Contrôle des conditions d'essais.....	122
6	Application du modèle à l'IMAG	126
6.1	Problématique.....	126
6.2	Calibration et validation du modèle « aire de contact »	126
6.2.1	Résultats expérimentaux	126
6.2.2	Vérification et calibration du modèle sur les pneumatiques utilisés	128
6.2.3	Validation en dynamique du modèle « aire de contact ».....	134

6.2.4	Conclusion.....	141
6.3	Calibration et validation du modèle appliqué à l'IMAG	142
6.3.1	Résultats expérimentaux	142
6.3.2	Relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique	148
6.3.3	Validation du modèle appliqué à l'IMAG	158
6.3.4	Conclusion.....	165
7	Mise en œuvre de la méthodologie complète	166
7.1	Problématique.....	166
7.2	Fonction de transfert de l'IMAG à l'avion	167
7.2.1	Travaux antérieurs.....	167
7.2.2	Application.....	172
7.3	Descriptif des bases de données expérimentales.....	175
7.3.1	Inter-comparaison IMAG/avion.....	176
7.3.2	Description de la base de données du Joint Winter Runway friction Measurement Program	179
7.4	Analyse des données de l'inter-comparaison IMAG/avion	180
7.4.1	Mesures avions.....	180
7.4.2	Mesures IMAG.....	192
7.5	Validation du modèle appliqué à l'avion.....	198
7.5.1	Données de l'avion.....	198
7.5.2	Méthode d'identification des paramètres du modèle	199
7.5.3	Méthode d'optimisation des ajustements.....	200
7.5.4	Résultats des ajustements	200
7.5.5	Relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique pour l'avion	203
7.6	Validation de la démarche.....	204
7.6.1	Données d'entrée du modèle Brosse.....	204
7.6.2	Données d'entrée de la fonction de transfert de l'IMAG à l'avion	207
7.6.3	Résultats	209
8	Conclusions et perspectives.....	212
8.1	Bilan des travaux.....	212
8.2	Perspectives.....	213
8.2.1	Amélioration du modèle.....	213
8.2.2	Extension à d'autres contaminants.....	215
8.2.3	Application du modèle	220
9	Références	226

Annexe A	234
Annexe B	235
Annexe C	237
Annexe D	238
Annexe E	240
Annexe F	243
Annexe G	244
Annexe H	247
Annexe I	279
Annexe J	302
Annexe K	317
Annexe L	319
Annexe M	327
Annexe N	335

Table des illustrations

Figure 2-1 : Bilan des forces d'un solide sur un plan : solide immobile (gauche) et solide en glissement (droite).....	19
Figure 2-2 : Allure générale de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement.....	21
Figure 2-3 : Vision mécanique de l'indentation (d'après [Do, 2015])	21
Figure 2-4 : Vision mécanique de l'adhésion (d'après [Do, 2015])	22
Figure 2-5 : Echelles de texture d'une surface de chaussée (d'après [Do, 2015])	22
Figure 2-6 : Classification des états de surface (d'après [Andresen, 1999]).....	23
Figure 2-7 : Adhérence sur une chaussée recouverte de glace (d'après [Ella, 2013])	24
Figure 2-8 : Phénomène de labourage sur une neige compactée (d'après [Ella, 2013]).....	24
Figure 2-9 : Effets de la macro- et de la microtexture (d'après Michelin [Michelin, 2001]).....	25
Figure 2-10 : Représentation du contact dans le cas d'une neige non compactée (d'après [Andresen, 1999]).....	25
Figure 2-11 : Schéma de principe de la mesure du coefficient de frottement avec un appareil à taux de glissement fixe.....	26
Figure 2-12 : Deux appareils de mesure continue du frottement, l'IMAG et le SARSYS STFT	27
Figure 2-13 : Schéma simplifié de l'IMAG	27
Figure 2-14 : Position des capteurs de l'IMAG.....	28
Figure 2-15 : Goulotte ASTM E 670 - 94 (schéma d'après [ASTM, 2000])	29
Figure 2-16 : Schéma de principe du STFT.....	30
Figure 2-17 : Goulotte du STFT	31
Figure 2-18 : Schéma de principe de la mesure au moyen d'un décélémètre.....	31
Figure 2-19 : Différents appareils de mesure du frottement (de gauche à droite) : le Griptester, le Mu-Meter et le Skiddometer BV-11.....	32
Figure 2-20 : Représentation des différents phénomènes contribuant à la décélération s'appliquant à la roue	33
Figure 2-21 : Mesure de la hauteur de neige à l'aide d'une règle graduée [Deffieux, 2014]	36
Figure 2-22 : Mesure du coefficient de frottement (appareils de mesure continue du frottement (haut) et décélémètres (bas) [Deffieux, 2014]	37
Figure 2-23 : Runway Condition Assessment Matrix [OACI, 2016]	38
Figure 2-24 : Hypothèse de coefficient de freinage pour les différents codes de la RCAM [Jones, 2012]	39
Figure 2-25 : Coefficient de freinage avion en fonction du CRFI (sur la base des données de [Croll, 2002])	44
Figure 2-26 : Description de l'atterrissement d'un avion	45
Figure 2-27 : Résultats du Joint Winter Runway Friction Measurement Program (données extraites de Wambold et Henry [Wambold, 2003])	46
Figure 2-28 : Comparaison entre le coefficient de freinage mesuré et le coefficient de freinage prédict à partir des mesures de l'IMAG [Cerezo, 2016]	51
Figure 3-1 : Démarche mise en œuvre dans la thèse pour la correction des effets d'échelles	54
Figure 3-2 : Démarche de prévision du coefficient de freinage de l'avion à partir de la mesure de l'IMAG.....	55
Figure 3-3 : Représentation de l'agencement des différentes parties du mémoire	56

Figure 4-1 : Schéma de principe du modèle Brosse.....	58
Figure 4-2 : Représentation des efforts dans l'aire de contact : distribution de la force verticale (gris), force de frottement statique (vert), force de frottement dynamique (rouge), force de frottement totale (trait noir pointillé).....	60
Figure 4-3 : Différentes échelles du modèle Brosse	61
Figure 4-4 : Données d'entrée et de sortie du modèle Brosse.....	62
Figure 4-5 : Représentation géométrique du contact pneumatique/chaussée en présence d'eau illustrant l'introduction de l'eau dans le modèle Brosse	65
Figure 4-6 : Représentation des distributions de la force verticale par unité de longueur dans l'aire de contact.....	67
Figure 4-7 : Représentation de la distribution de la force verticale par unité de longueur dans l'aire de contact (entre $x=-a_0$ et $x=-a_0+2a$) prenant en compte la réduction de la longueur de l'aire de contact du fait de la présence d'eau. L'aire non hachuré représente la pression hydrodynamique dans l'aire de contact entre le pneumatique et l'eau.	68
Figure 4-8 : Représentation de la longueur et de la largeur de l'aire de contact pour un pneumatique non déformé.....	69
Figure 4-9 : Deux formes d'aire de contact selon les types de pneumatiques : ellipse (gauche) et rectangle (droite).....	70
Figure 4-10 : Déflexion en fonction de la charge verticale pour un pneumatique à structure radiale et un pneumatique à structure croisée.....	72
Figure 4-11 : Situation d'une roue reposant symétriquement à l'arrêt sur une surface mouillée	75
Figure 4-12 : Situation d'une roue se déplaçant sur une surface mouillée	76
Figure 4-13 : Représentation des surfaces mouillées (surfaces bleues) au sol pour chacune des formes d'empreintes.....	77
Figure 4-14 : Profil d'un pneumatique 26x6.6 R14.....	80
Figure 4-15 : Géométrie du coin d'eau	81
Figure 4-16 : Modélisation de la structure du pneumatique	82
Figure 4-17 : Elément de matière soumis à un effort cisaillant.....	83
Figure 4-18 : Photographie et représentation schématique d'une coupe de pneumatique	83
Figure 4-19 : Architecture générale du modèle.....	88
Figure 4-20 : Architecture détaillée du modèle dans le cas sec.....	92
Figure 4-21 : Algorithme du modèle de raideur.....	92
Figure 4-22 : Architecture détaillée du modèle dans le cas mouillé.....	93
Figure 4-23 : Algorithme du modèle « aire de contact ».....	94
Figure 4-24 : Algorithme du modèle Brosse.....	95
Figure 4-25 : Photographie d'un Dash 8 lors d'un atterrissage sur une piste enneigée pendant les essais du Joint Winter Runway Friction Measurement Program.....	95
Figure 4-26 : Représentation du tribosystème dans le cas de l'avion.....	96
Figure 4-27 : Représentation des efforts appliqués sur le système IMAG	97
Figure 4-28 : Architecture du modèle (IMAG)	99
Figure 4-29 : Sensibilité de l'algorithme « aire de contact » au pas de calcul dans le cas du jeu de paramètres correspondant à l'IMAG.....	100
Figure 4-30 : Sensibilité de l'algorithme « aire de contact » au pas de calcul dans le cas du jeu de paramètres correspondant à l'avion.....	101
Figure 4-31 : Grossissement de la Figure 4-29	102
Figure 4-32 : Grossissement de la Figure 4-30	102
Figure 4-33 : Sensibilité de l'algorithme du modèle Brosse au critère de convergence	103

Figure 5-1 : Illustration des grandeurs géométriques des pneumatiques	106
Figure 5-2 : Photographies des deux pneumatiques utilisés dans les plans d'expériences : pneumatique AIPCR (gauche) et « Falcon » (droite).....	107
Figure 5-3 : Système de mesure des profils des pneumatiques.....	107
Figure 5-4 : Profils du pneumatique AIPCR	108
Figure 5-5 : Profils du pneumatique « Falcon ».....	108
Figure 5-6 : Evolution du module élastique en fonction de la température pour une fréquence de sollicitation de 1 Hz.....	111
Figure 5-7 : Evolution du module visqueux en fonction de la température pour une fréquence de sollicitation de 1 Hz.....	111
Figure 5-8 : Evolution du facteur de perte en fonction de la température pour une fréquence de sollicitation de 1 Hz.....	112
Figure 5-9 : Courbes maitresses du module élastique.....	113
Figure 5-10 : Courbes maitresses du module visqueux	114
Figure 5-11 : Courbes maitresses du facteur de perte.....	114
Figure 5-12 : Photographie du montage expérimental	115
Figure 5-13 : Positionnement et tarage du laser.....	115
Figure 5-14 : Mouillage artificiel avec l'IMAG	120
Figure 5-15 : Schéma de principe de la piscine	121
Figure 5-16 : Variation de la hauteur d'eau en fonction de la position dans la piscine	121
Figure 5-17 : Photographie du montage expérimental	122
Figure 5-18 : Suivi de la température de l'air pendant le plan d'expérience II	123
Figure 5-19 : Suivi de la température de l'air pendant le plan d'expérience III.....	124
Figure 5-20 : Evolutions de la dureté Shore A pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon » au cours du plan d'expérience II.....	125
Figure 6-1 : Empreintes des pneumatiques AIPCR et « Falcon » sous une charge de 1800 N et à une pression de gonflage de 150 kPa	126
Figure 6-2 : Comparaison des longueurs de l'aire de contact en fonction de la charge verticale entre les campagnes 1 et 2 pour le pneumatique AIPCR.....	127
Figure 6-3 : Comparaison des largeurs de l'aire de contact en fonction de la charge verticale entre les campagnes 1 et 2 pour le pneumatique AIPCR.....	128
Figure 6-4 : Déflexion en fonction de la charge verticale à différentes pressions de gonflage pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)	129
Figure 6-5 : Longueur de l'aire de contact en fonction de la déflexion pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)	130
Figure 6-6 : Largeur en fonction de la déflexion pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)	130
Figure 6-7 : Longueur de l'aire de contact en fonction de la charge pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)	131
Figure 6-8 : Largeur de l'aire de contact en fonction de la charge pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)	131
Figure 6-9 : Déflexion en fonction de la charge verticale à différentes pressions de gonflage pour le pneumatique AIPCR : valeurs mesurées (points), modélisées par le modèle existant (traits pointillés) et modélisées par le modèle ajusté (trait continu).....	132
Figure 6-10 : Longueur en fonction de la déflexion pour le pneumatique AIPCR : valeurs mesurées (points), modélisées par le modèle existant (traits pointillés) et modélisées par le modèle ajusté (trait continu)	133

Figure 6-11 : Largeur en fonction de la déflexion pour le pneumatique AIPCR : valeurs mesurées (points), modélisées par le modèle existant (traits noirs pointillés), modélisées par le modèle ajusté (trait continu noir) et modélisées par une relation affine (traits pointillés rouges).....	133
Figure 6-12 : Photographie du pneumatique utilisé par Matilainen et Tuononen (d'après [Matilainen, 2015]).....	134
Figure 6-13 : Déflexion en fonction de la charge vertical à différentes pressions de gonflage pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits continus).....	135
Figure 6-14 : Longueur de l'aire de contact en fonction de la déflexion pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits continus)	136
Figure 6-15 : Largeur de l'aire de contact en fonction de la déflexion pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits continus)	136
Figure 6-16 : Comparaison des longueurs de l'aire de contact sur chaussée sèche entre les mesures de Matilainen et Tuononen et les résultats du modèle.....	137
Figure 6-17 : Comparaison des longueurs de l'aire de contact sur chaussée mouillée entre les mesures de Matilainen et Tuononen et les résultats du modèle.....	138
Figure 6-18 : Comparaison de la force hydrodynamique calculée par le modèle de Kim et Jeong et par le modèle développé dans la thèse	139
Figure 6-19 : Photographie du pneumatique utilisé dans le projet DIVAS (d'après [Sonilhac, 2010])	140
Figure 6-20 : Comparaison de la longueur de l'aire de contact calculée par le modèle développé dans le cadre du projet DIVAS et le modèle développé dans cette thèse.....	141
Figure 6-21 : Répétabilité de l'IMAG : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement sur la planche E2 à 30 et 100 km/h	143
Figure 6-22 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement pour le pneumatique AIPCR sur une surface sèche.....	144
Figure 6-23 : Illustration de l'effet de la vitesse sur le CFL pour le pneumatique AIPCR sur la surface E1.....	145
Figure 6-24 : Illustration de l'effet de la hauteur d'eau sur le CFL pour le pneumatique AIPCR à 50 km/h	146
Figure 6-25 : Illustration de l'effet de la texture sur le CFL : résultats obtenus sur les planches M2 et G0 à 30 et 100 km/h	147
Figure 6-26 : Illustration de l'effet des rainures des pneumatiques sur le CFL sur la surface E1	148
Figure 6-27 : Présentation de la méthode d'ajustement des coefficients de frottement statique et dynamique	150
Figure 6-28 : Indicateur de la qualité des ajustements sur les données du plan d'expérience II151	151
Figure 6-29 : Courbe de Stribeck (extrait de [Beautru, 2012]).....	153
Figure 6-30 : Coefficient de frottement dynamique	155
Figure 6-31 : Coefficient de frottement statique.....	156
Figure 6-32 : Comparaison entre le coefficient de frottement statique obtenu par le plan d'expérience et le coefficient de frottement statique prévu par l'Equation (6.10) pour les données du pneumatique AIPCR (ronds) et du pneumatique « Falcon » (carrés)	158
Figure 6-33 : Comparaison des pentes à l'origine des courbes du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement entre les cas sec et mouillé à 30 km/h	159
Figure 6-34 : Comparaison des pentes à l'origine des courbes du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement entre les cas sec et mouillé à 100 km/h.....	160

Figure 6-35 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement sur piste sèche.....	161
Figure 6-36 : Indicateur de la qualité des ajustements sur les données du plan d'expérience III	163
Figure 6-37 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement pour le pneumatique AIPCR sur 4 mm d'eau : résultats expérimentaux (points) et modélisés (traits continus).....	164
Figure 6-38 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement pour le pneumatique « Falcon » sur 4 mm d'eau : résultats expérimentaux (points) et modélisés (traits continus).....	164
Figure 6-39 : Comparaison entre les coefficients de frottement statique obtenus lors des plans d'expériences II et III et les coefficients de frottement statique prédis par l'Equation (6.12)...	165
Figure 7-1 : Représentation schématique du contact entre un élément de gomme (surface rugueuse représentée par des lignes de sphères de rayon r) et une surface lisse	168
Figure 7-2 : Représentation d'une surface avec trois échelles d'aspérités	170
Figure 7-3 : Coefficient de frottement en fonction de la pression de contact.....	173
Figure 7-4 : Coefficient de frottement en fonction du ratio p/E	175
Figure 7-5 : Photographie de la section de la piste polluée par un phénomène de ressauage	177
Figure 7-6 : Bilan des forces s'exerçant sur l'avion lors du freinage (d'après [Gerthoffert, 2015])	178
Figure 7-7 : Représentation schématique des mesures réalisées avec l'IMAG et comparaison avec l'atterrissement de l'avion.....	178
Figure 7-8 : Représentation du contenu de la base des données « avion ».....	181
Figure 7-9 : Charge verticale mesurée sur les trains droit et gauche.....	182
Figure 7-10 : Charge verticale calculée et mesurée	183
Figure 7-11 : Vitesse des roues et de l'avion	184
Figure 7-12 : Vitesse des roues originale et corrigée.....	186
Figure 7-13 : Taux de glissement	187
Figure 7-14 : Coefficient de freinage mesuré en fonction de la distance	187
Figure 7-15 : Somme cumulée du coefficient de freinage, μ	188
Figure 7-16 : Somme cumulée de la charge verticale mesurée F_z	190
Figure 7-17 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction de la distance depuis le seuil 31 à 65 km/h.....	193
Figure 7-18 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction de la distance depuis le seuil 31 à 95 km/h.....	193
Figure 7-19 : Méthode des sommes cumulées : mesures à 65 km/h.....	194
Figure 7-20 : Méthode des sommes cumulées : mesures à 95 km/h.....	195
Figure 7-21 : CFL mesuré par l'IMAG et coefficient de freinage mesuré par l'avion.....	197
Figure 7-22 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 1	201
Figure 7-23 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 2	201
Figure 7-24 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 3	202
Figure 7-25 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 4	202

Figure 7-26 : Comparaison entre les coefficients de frottement statiques obtenus par ajustements sur les différents plans d'expérience réalisés dans cette thèse, les coefficients de frottement statique obtenus par Jones [Jones, 2012] dans le cas sec et les valeurs prédites par l'Equation (6.12).....	203
Figure 7-27 : Comparaison entre les coefficients de freinage mesurés avec les avions et les données de l'IMAG (données brutes en jaune et vert, données traitées avec le modèle en bleu)	210
Figure 7-28 : Comparaison entre les coefficients de freinage mesurés pendant le JWRFMP et ceux prédits par le modèle ESDU (rouge) et le modèle développé dans cette thèse (vert)	211
Figure 8-1 : Démarche pour l'harmonisation des mesures de frottement.....	221
Figure 8-2 : Hypothèse de coefficient de freinage pour les différents codes de la RCAM [Jones, 2012] et identification d'une piste glissante lorsqu'elle est mouillée du point de vue de l'avion	222
Figure 8-3 : Démarche pour l'estimation des niveaux minimaux de frottement.....	223
Figure 8-4 : Démarche pour l'affectation d'un Runway Condition Code à partir des mesures de l'IMAG.....	224

Liste des tableaux

Tableau 2-1 : Grille de report de la surface de piste recouverte de contaminant [OACI, 2016]	35
Tableau 2-2 : Table OACI.....	41
Tableau 2-3 : Résultats du Joint FAA/NASA Runway Friction Program 1983-1986	43
Tableau 2-4 : Tableau de calcul des distances d'atterrissement sur piste contaminée en fonction du CRFI [Croll, 2002] (données en m converties des unités d'origines en ft).....	45
Tableau 4-1 : Exemples de différences entre l'IMAG et les avions	63
Tableau 4-2 : Récapitulatif des Equations retenues pour décrire la déformation des pneumatiques	74
Tableau 4-3 : Données d'entrée du modèle Brosse adapté au cas sec	89
Tableau 4-4 : Données d'entrée du modèle « aire de contact » dans le cas sec.....	89
Tableau 4-5 : Données d'entrée du modèle de raideur du pneumatique	89
Tableau 4-6 : Données d'entrée du modèle Brosse prenant en compte l'effet de l'eau	90
Tableau 4-7 : Données d'entrée du modèle « aire de contact » dans le cas mouillé.....	91
Tableau 5-1 : Caractéristiques des deux pneumatiques utilisés dans les plans d'expériences ...	105
Tableau 5-2 : Synthèse des résultats des essais de traction, de dureté, de masse volumique et de résilience au rebond	109
Tableau 5-3 : Coefficients de la loi WLF pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon ».....	112
Tableau 5-4 : Description des plans d'expérience.....	116
Tableau 5-5 : Description des plans d'expériences.....	119
Tableau 5-6 : Surfaces d'essais	120
Tableau 5-7 : Température moyenne et étendue pour chaque série d'essai lors du plan d'expérience II	122
Tableau 5-8: Température moyenne et étendue pour chaque répétition lors du plan d'expérience III	123
Tableau 6-1 : Résultats de coefficients de frottement dynamique, μ_{kx} , en fonction des valeurs de C_z pour le pneumatique AIPCR (en rouge les cas où μ_{kx} augmente avec la vitesse)	152
Tableau 6-2 : Résultats de coefficients de frottement dynamique, μ_{kx} , en fonction des valeurs de C_z pour le pneumatique « Falcon » (en rouge les cas où μ_{kx} augmente avec la vitesse).....	153
Tableau 6-3 : Comparaison entre les valeurs de la pente à l'origine mesurée et modélisée à 30 et 100 km/h.....	160
Tableau 6-4 : Hauteur d'eau moyenne et variabilité de la hauteur d'eau (calculée par l'Equation (5.3)) sur chaque section.....	162
Tableau 7-1: Module d'Young à différentes fréquences de sollicitations et différentes températures pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon »	175
Tableau 7-2 : Nombre de données disponibles dans la base de données du Joint Winter Runway Friction Measurement Program et identification des données retenues pour la validation (rouge)	180
Tableau 7-3 : Comparaison entre la vitesse de l'avion et la vitesse des roues sur la section non freinée	185
Tableau 7-4 : Zones homogènes identifiées sur la Figure 7-15	189
Tableau 7-5 : Zones homogènes identifiées sur la Figure 7-16	190
Tableau 7-6 : Variations de la vitesse de l'avion sur chacune des zones homogènes identifiées dans la Figure 7-15	191

Tableau 7-7 : Zones homogènes.....	192
Tableau 7-8 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté droit de l'axe.....	195
Tableau 7-9 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté gauche de l'axe.....	195
Tableau 7-10 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté droit de l'axe.....	196
Tableau 7-11 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté gauche de l'axe	196
Tableau 7-12 : CFL moyen sur chacune des zones homogènes	198
Tableau 7-13 : Caractéristiques du pneumatique de l'avion utilisé lors de l'inter-comparaison IMAG/avion et comparaison avec les pneumatiques AIPCR et « Falcon » de la section 5.2.....	199
Tableau 7-14 : Coefficients de frottement statique et dynamique issus de l'ajustement du modèle aux données de l'avion.....	202
Tableau 7-15 : Données des pneumatiques des avions utilisés dans la validation	205
Tableau 7-16 : Données nécessaires au calcul de la charge à la roue	207
Tableau 7-17 : Calcul de la pression de contact	209
Tableau 8-1 : Situations de contaminations prévues par la RCAM (traduit en français) et correspondance avec les développements et extensions du modèle Brosse.....	219

1 INTRODUCTION

Les phases d'atterrissement, de décollage et de roulage ne représentent que 2 % du temps de vol total et pourtant totalisent 35 % des incidents ou accidents [Boeing, 2013]¹. Van Es [Van Es, 2005] a réalisé une analyse statistique sur 35 années d'accidents liés à des sorties de piste à l'atterrissement ou au décollage. Il a démontré que la majorité des incidents ou accidents (47,8 %) se produisent sur des pistes mouillées ou inondées, 46,7 % sur des pistes sèches et 5,5 % sur des pistes enneigées ou verglacées. Ramené au nombre d'atterrissement ou de décollage dans chacune de ces situations, Van Es a montré que le risque d'accident est multiplié par 10 sur des pistes mouillées ou inondées, et par 14 sur des pistes enneigées ou verglacées, par rapport à une piste sèche.

Un incident ou un accident est généralement la conséquence de plusieurs facteurs, qui pris individuellement n'auraient peut-être pas provoqué d'accident. La diminution du coefficient de frottement sur une piste mouillée, inondée, enneigée ou verglacée est certainement l'un des facteurs explicatifs de ces statistiques. Il est donc essentiel, dans de telles conditions, que les pilotes disposent d'informations sur l'état de surface de la piste leur permettant d'estimer la distance d'atterrissement requise. Ces informations sont fournies par l'exploitant de l'aéroport qui a la responsabilité de surveiller et d'évaluer l'état de surface de sa piste.

Ces informations au sol devraient permettre de prévoir les performances de freinage des avions. Cependant, la littérature démontre que ce n'est pas évident. En effet, l'Accident Investigation Board Norway (AIBN) [AIBN, 2011] a étudié les accidents et incidents sur les pistes contaminées (recouvertes d'eau, de neige ou de glace) en Norvège sur une période de 10 ans (1999 - 2009). 30 rapports d'analyse ont ainsi été étudiés. Il apparaît que dans tous les accidents ou incidents étudiés, la performance de freinage atteinte par l'avion n'était pas cohérente avec le coefficient de frottement mesuré par les appareils de mesure du frottement utilisés sur les aéroports.

Un important travail d'harmonisation des pratiques d'évaluation de l'état de surface des pistes et de report de l'information vers les équipages a été réalisé au sein du groupe de travail Take-Off and Landing Performance Assessment (TALPA), initié en 2006 par la Federal Aviation Administration (FAA) [Subbotin, 2013], puis au sein de la Friction Task Force, groupe de travail de l'Organisation de l'Aviation Civile Internationale (OACI). Une méthode harmonisée a été développée, adoptée par l'OACI et doit être progressivement mise en œuvre par les Etats d'ici novembre 2020. La principale innovation de cette méthode est l'utilisation d'un indicateur unique, appelé Runway Condition Code (RWYCC), déterminé par les exploitants d'aéroports, utilisé par les manufacturiers pour développer les tables de performances des avions et par les pilotes pour estimer la distance d'atterrissement. L'OACI propose également une méthode harmonisée pour estimer ce code (Runway Condition Assessment Matrix, RCAM) à partir d'une description qualitative de l'état de surface de la piste en termes de type et de hauteur de contaminant, et de surface contaminée.

¹ Afin d'uniformiser la collecte des statistiques relatifs aux accidents, l'Organisation de l'Aviation Civile Internationale (OACI) définit trois catégories d'événements : les accidents, les incidents et les incidents graves. Un accident est un événement au cours duquel a/ une personne est mortellement ou grièvement blessée, b/ l'aéronef subit des dommages ou une rupture structurelle, ou c/ l'aéronef a disparu ou est totalement inaccessible. Un incident est un événement, autre qu'un accident, lié à l'utilisation d'un aéronef, qui compromet ou pourrait compromettre la sécurité de l'exploitation. Un incident grave est un incident dont les circonstances indiquent qu'un accident a failli se produire.

Cependant, cette méthode reste subjective. Le Service Technique de l'Aviation Civile (STAC) a souhaité compléter ces informations avec des informations plus quantitatives, robustes et rapides à obtenir. Cette thématique a été abordée grâce à ce travail de recherche dont l'objectif est de développer une méthode pour prévoir les performances des avions au freinage sur les pistes contaminées à partir des mesures de frottement réalisées au sol. Plus précisément, les performances des avions au freinage seront décrites par le coefficient de freinage de l'avion. La méthode développée permettra de convertir les coefficients de frottement au sol en coefficient de freinage avion, avec pour principale perspective d'application, l'amélioration de la détermination du RWYCC.

Le plan du mémoire de thèse se décompose en six chapitres faisant suite à cette introduction.

La Partie 2 définit les termes et concepts utilisés dans la suite de la thèse. La notion de coefficient de frottement et les principaux mécanismes permettant de générer de l'adhérence sont présentés. Les différents états de surface des pistes sont définis et les mécanismes du contact pneumatique/chaussée en présence de contaminant sont présentés. Cette Partie 2 présente également l'état de l'art des pratiques pour évaluer de manière opérationnelle l'état de surface des pistes puis une bibliographie des expérimentations répertoriées dans la littérature pour faire le lien entre la mesure de l'adhérence et le coefficient de freinage des avions.

La Partie 3 présente la démarche développée dans cette thèse pour atteindre cet objectif de prévision du coefficient de freinage de l'avion à partir des mesures de coefficient de frottement au sol.

La Partie 4 expose le modèle développé dans cette thèse pour assurer ce passage de l'appareil de mesure au sol vers l'avion. Un modèle physique couramment utilisé dans la littérature, le modèle Brosse, est adapté au cas des pistes sèches et des pistes mouillées. Des sous-modèles sont développés afin de prendre en compte les spécificités de l'avion et de l'appareil de mesure du frottement dans la détermination des données d'entrée du modèle Brosse. Un schéma de résolution numérique spécifique a dû être mis au point pour mettre en œuvre le modèle.

La Partie 5 développe le programme expérimental mis en œuvre pour calibrer et valider le modèle développé dans la Partie 4. Les pneumatiques utilisés lors des essais ont été caractérisés en laboratoire et des essais sur pistes ont été réalisés à l'aide d'un appareil de mesure du frottement, l'Instrument de Mesure Automatique de Glissance (IMAG).

La Partie 6 détaille les résultats expérimentaux de la Partie 5 et applique le modèle décrit dans la Partie 4 à l'IMAG. Elle calibre ce modèle et démontre qu'il s'applique à l'IMAG.

La Partie 7 est dédiée à la mise en œuvre de la méthodologie complète telle qu'elle est présentée dans la Partie 3. Une fonction de transfert entre l'IMAG et l'avion est proposée, puis l'application du modèle à l'avion est validée ainsi que la démarche développée dans cette thèse de prédiction des performances de freinage de l'avion à partir des mesures de frottement.

Enfin, la Partie 8 récapitule l'ensemble des résultats obtenus. Elle propose des applications possibles de ces travaux et des perspectives de recherches.

2 ETAT DE L'ART

2.1 PHENOMENE D'ADHERENCE

2.1.1 GENERALITES

2.1.1.1 Définition

L'adhérence désigne la capacité à mobiliser les forces de frottement développées à l'interface entre le pneumatique et la chaussée. Le frottement peut être défini de façon simple comme l'action qui tend à s'opposer au déplacement relatif de deux solides en contact.

Les premières études sur le frottement ont été réalisées par Léonard de Vinci au 16e siècle qui tire deux énoncés de ces expérimentations [Frêne, 2011] :

- La force de frottement est proportionnelle à la charge, c'est à dire à la force qui maintient les deux corps l'un contre l'autre,
- La force de frottement est indépendante de l'aire de contact.

Guillaume Amontons confirme ces énoncés au 17e siècle et Coulomb [Frêne, 2011] ajoute une troisième propriété au 18e siècle :

- La force de frottement ne dépend pas de la vitesse.

Lorsqu'une force F_h est appliquée sur un objet reposant sur un plan sous une charge F_z (Figure 2-1), la composante de cette force parallèle à la surface est compensée par une force de frottement, F_x , opposée, qui maintient l'objet immobile tant que :

$$F_x \leq F_{xs} \quad (2.1)$$

Où F_{xs} est la force de frottement statique. La force de frottement statique permet de définir le coefficient de frottement statique μ_{sx} :

$$F_{xs} = \mu_{sx} F_z \quad (2.2)$$

Lorsque la force F_h atteint F_{xs} , le solide commence à glisser et la force nécessaire pour entretenir le mouvement, F_{xk} , permet de définir le coefficient de frottement dynamique, μ_{kx} :

$$F_{xk} = \mu_{kx} F_z \quad (2.3)$$

Le coefficient de frottement statique est toujours supérieur au coefficient de frottement dynamique.

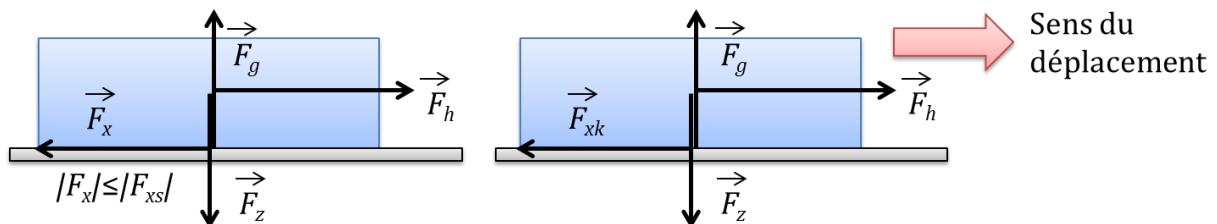


Figure 2-1 : Bilan des forces d'un solide sur un plan : solide immobile (gauche) et solide en glissement (droite)

Les lois de Da Vinci, Amontons et Coulomb forment les lois fondamentales du frottement et n'ont pas été contredites depuis dans le cas des solides rigides usuels [Barquins, 2010]. Ces lois et définitions servent de base pour la détermination et l'étude de l'adhérence des pistes aéronautiques (cf. section 2.1.3). Cependant, les matériaux caoutchouteux ont des propriétés particulières qui peuvent causer des écarts par rapport à ces lois [Barquins, 2010]. En effet, ces matériaux sont fortement déformables. L'aire de contact apparente varie alors avec la charge verticale, ce qui rend le coefficient de frottement dépendant de l'aire de contact. Il a aussi été observé expérimentalement que le coefficient de frottement pour ces matériaux augmente considérablement lorsque la force verticale diminue. Barquins explique qu'il s'agit de l'intervention de forces d'attractions moléculaires, qui à faible charge, deviennent prépondérantes. Enfin, le caoutchouc est un matériau viscoélastique dont les propriétés varient en fonction de la température (échauffement du pneumatique lors du frottement) et de la fréquence de sollicitations (qui dépend de la rugosité de la chaussée et de la vitesse de glissement).

2.1.1.2 Cas d'une roue en freinage

Lors d'un freinage, le pneumatique glisse partiellement pour compenser la différence instantanée entre la vitesse de rotation de la roue freinée et la vitesse du véhicule [Michelin, 2001]. Ce glissement partiel est exprimé sous la forme d'un taux de glissement défini de la façon suivante :

$$G = \frac{v_x - \omega R}{v_x} \quad (2.4)$$

Où G , v_x , ω et R représentent respectivement le taux de glissement, la vitesse de translation du véhicule par rapport au sol, la vitesse de rotation de la roue freinée et le rayon de la roue.

Le coefficient de frottement du contact pneumatique/chaussée dans ce cas dépend du taux de glissement (cf. Figure 2-2, [Michelin, 2001]). Dans une première phase, il augmente linéairement avec le taux de glissement jusqu'à une valeur maximale, dite μ_{max} , pour un taux de glissement compris entre 10 et 15 %. Dans une seconde phase, le coefficient de frottement diminue avec le taux de glissement jusqu'au blocage de la roue (valeur dite $\mu_{bloqué}$). Le passage du μ_{max} au $\mu_{bloqué}$ est très rapide, de l'ordre de 0,2 s.

La valeur du μ_{max} dépend du type de surface, du revêtement et de la présence ou non d'un polluant ou d'un contaminant (cf. section 2.1.2). La capacité de freinage d'un véhicule est maximale dans cette plage de fonctionnement et les véhicules modernes (et les avions également) sont donc aujourd'hui équipés de systèmes ABS (anti-lock braking system) dont le rôle est d'empêcher le blocage des roues tout en restant dans la partie dite stable de la courbe (à gauche du maximum).

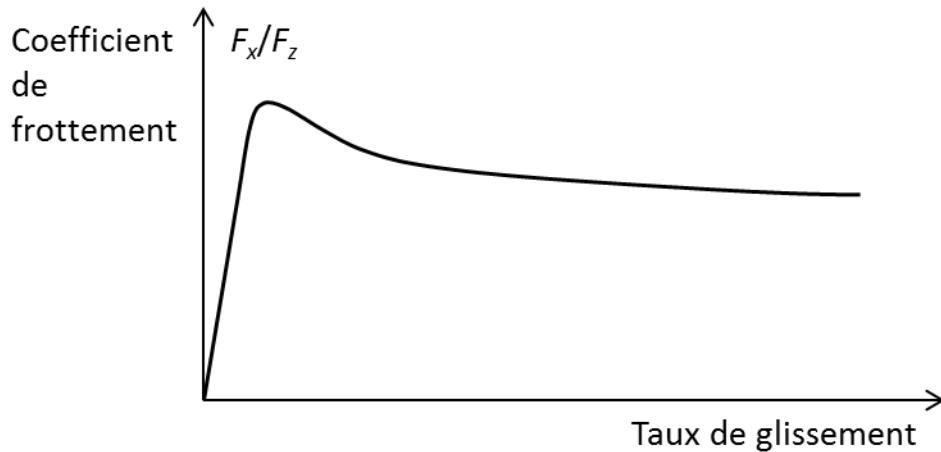


Figure 2-2 : Allure générale de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement

2.1.1.3 Mécanismes de l'adhérence

Deux mécanismes sont à l'origine de la génération des forces de frottement entre la gomme du pneumatique et la chaussée [Michelin, 2001] : l'hystérésis et l'adhésion.

L'hystérésis provient de la déformation de la gomme du pneumatique sur les aspérités de la surface. Lorsque le pneumatique en glissement rencontre des aspérités (liées à la texture de la chaussée), le pneumatique se déforme afin d'épouser le profil de la chaussée. La gomme ne retrouve pas son état initial instantanément après le passage de l'aspérité en raison du caractère viscoélastique du matériau. Cette dissymétrie engendre des forces de réaction qui s'opposent au glissement de la gomme sur la chaussée (cf. Figure 2-3).

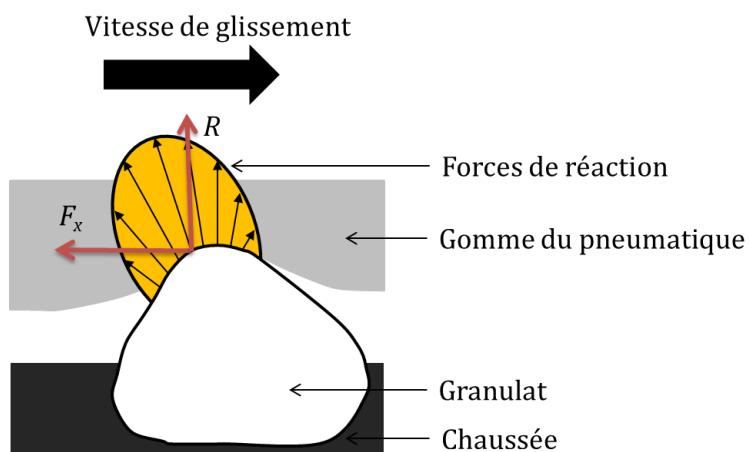


Figure 2-3 : Vision mécanique de l'indentation (d'après [Do, 2015])

L'adhésion résulte des interactions moléculaires (forces d'attraction à très courtes distances telles les forces de Van der Waals) entre la gomme et la chaussée. Elle nécessite un contact direct entre la gomme et la chaussée. L'adhésion se produit selon le cycle suivant, reporté sur la Figure 2-4 :

1. Création d'une liaison de type Van der Waals,
2. Etirement de la liaison moléculaire,
3. Rupture de la liaison qui va se reformer plus loin.

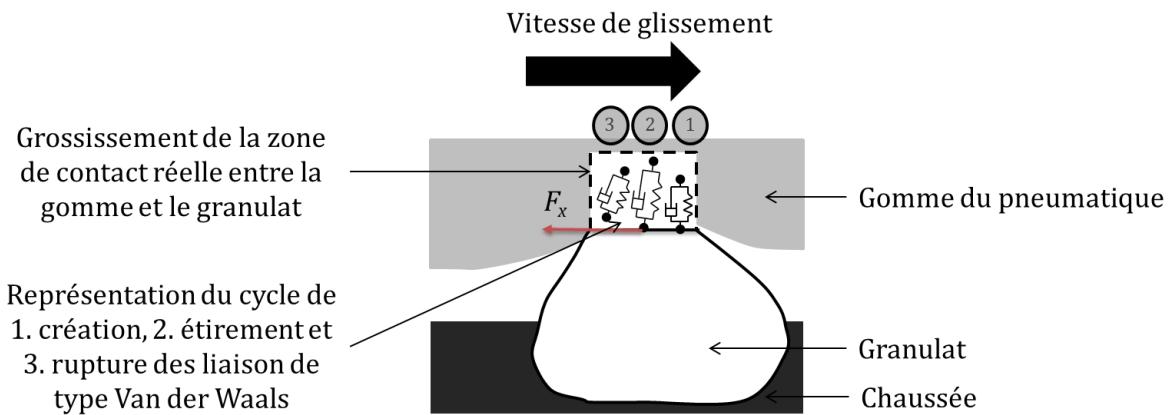


Figure 2-4 : Vision mécanique de l'adhésion (d'après [Do, 2015])

2.1.1.4 Facteurs d'influence de l'adhérence

Le principal facteur lié à la chaussée influençant l'adhérence est sa texture. La texture de la chaussée provient de la combinaison des granulats, de sables, de fines et du liant composant le revêtement. La texture désigne donc les irrégularités de la surface qui s'apprécient à deux échelles : la microstructure et la macrotexture (cf. Figure 2-5).

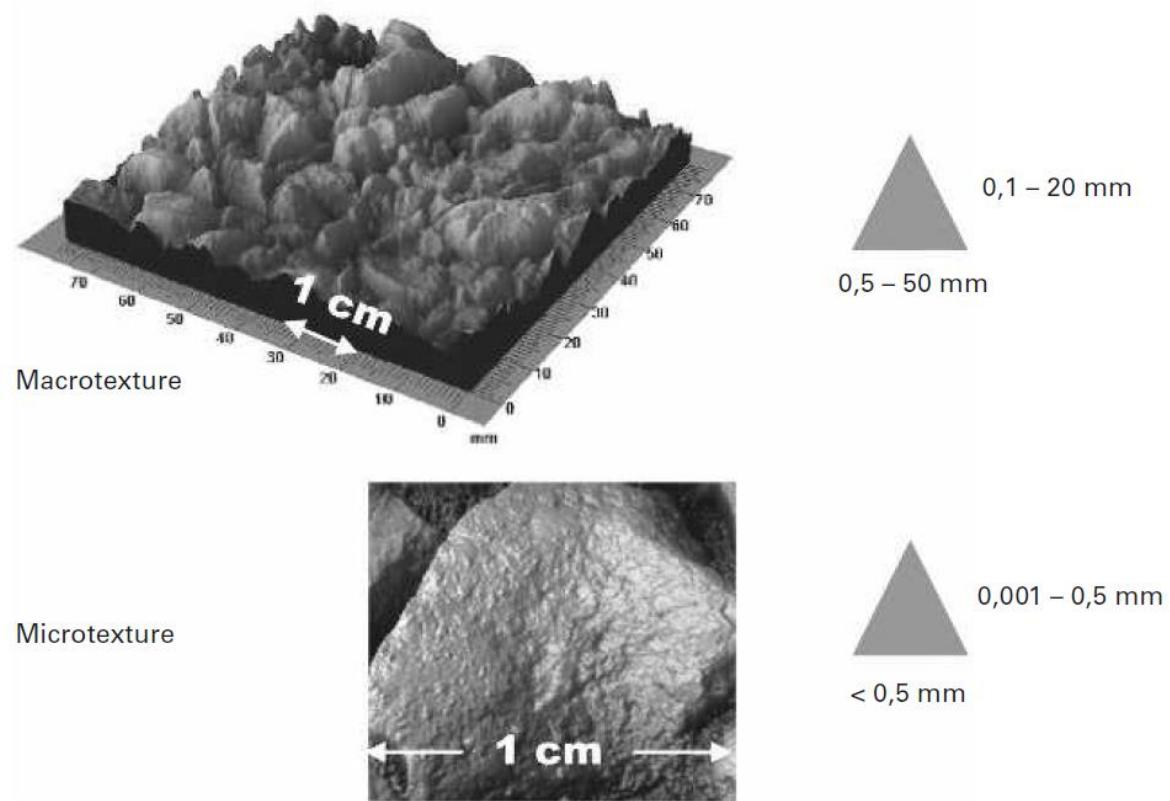


Figure 2-5 : Echelles de texture d'une surface de chaussée (d'après [Do, 2015])

La macrotexture désigne les irrégularités comprises entre 0,5 et 50 mm horizontalement, et entre 0,1 et 20 mm verticalement. Elle correspond aux vides inter-granulaires. La microtexture désigne les irrégularités inférieures à 0,5 mm horizontalement et entre 1 μ m et 0,5 mm verticalement. Elle correspond aux irrégularités à la surface des granulats [Do, 2015]. La macro-

et la microtexture peuvent être affectées par la présence d'un polluant, le plus courant sur les aéroports étant la gomme du caoutchouc déposée par les avions lors des atterrissages.

L'hystérésis est favorisée par la macrotexture et la microtexture de la chaussée qui permettent la déformation de la gomme. La macro- et la microtexture influencent également la réponse viscoélastique de la gomme car, couplées à la vitesse de glissement, elles excitent la gomme sur une certaine plage de fréquences. Les caractéristiques viscoélastiques de la gomme influencent la capacité de la gomme à se déformer et à retrouver son état initial après déformation. Plus la gomme est visqueuse, plus l'hystérésis sera importante.

Le mécanisme d'adhésion nécessite un contact direct entre la gomme et la chaussée. Il est donc plus important sur une surface lisse que sur une surface rugueuse. L'adhésion peut être fortement réduite si ce contact est empêché, par exemple en présence d'eau ou de neige (cf. section 2.1.2).

La température joue également un rôle important en affectant les caractéristiques mécaniques de la gomme, et particulièrement sa viscosité. Lors du freinage, le glissement du pneumatique libère une chaleur importante. Le caoutchouc étant un mauvais conducteur de chaleur [Kongo-Kondé, 2011], celle-ci n'est pas conduite vers les éléments internes du pneumatique et la température de la bande de roulement peut alors s'élever fortement. La température atteinte par la bande de roulement du pneumatique est d'autant plus forte que la température de l'air et de la chaussée seront importantes. L'augmentation de la température influence à la baisse le coefficient de frottement [Persson, 2011][Anupam, 2013].

2.1.2 ETATS DE SURFACE

La présence d'eau, de neige ou de glace a pour conséquence de diminuer l'adhérence mobilisable. Pour l'étude de l'adhérence des pistes aéronautiques contaminées, il est commode d'adopter la représentation suivante proposée par Andresen et Wambold [Andresen, 1999] :

- Une surface dite de base (lignes de la Figure 2-6), supposée infiniment rigide,
- Une condition de surface (colonnes de la Figure 2-6), décrivant le (ou les) composant(s) sur ce qu'il y a au-dessus de la surface de base.

Andresen et Wambold distinguent trois surfaces de base : la chaussée, la glace et la neige compactée. Cette surface de base peut être, soit sèche et nue, soit mouillée, soit recouverte de neige non compactée.

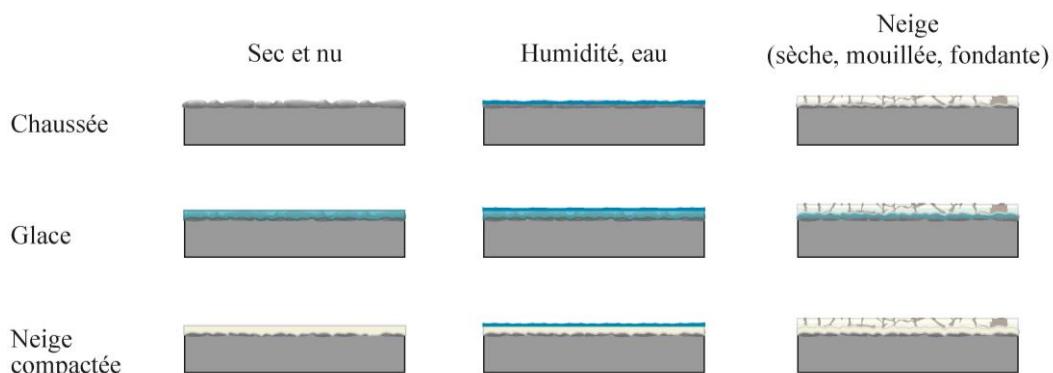


Figure 2-6 : Classification des états de surface (d'après [Andresen, 1999])

2.1.2.1 Glace

En présence de glace, l'adhérence provient également des mécanismes d'adhésion et d'hystérésis décrits section 2.1.1.3. Cependant, à des températures comprises entre -10 et 0°C, la chaleur libérée lors du frottement est transférée à la glace (cf. Figure 2-7). Cette chaleur suffit à faire fondre la glace en surface, ce qui détruit les micro-indentateurs. L'adhérence est donc réduite en raison de la lubrification de l'interface pneumatique/chaussée [Bowden, 1939][Bowden, 1953][Colbeck, 1988][Skouvaklis, 2012][Ella, 2013]. Sur de la glace à des températures inférieures à -10°C, la chaleur ne suffit plus à faire fondre la glace en surface, et il est possible d'obtenir une bonne adhérence [Bowden, 1939][Bowden, 1953][Colbeck, 1988][Skouvaklis, 2012][Ella, 2013]. Skouvaklis et al. [Skouvaklis, 2012] a ainsi mesuré des coefficients de frottement compris entre 0,06 à -3,5 °C et 0,89 à -13 °C.

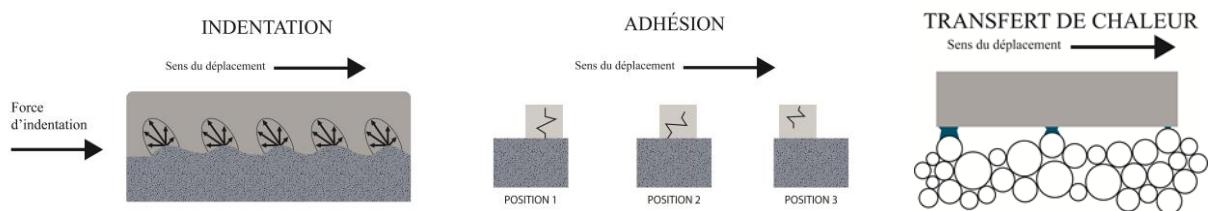


Figure 2-7 : Adhérence sur une chaussée recouverte de glace (d'après [Ella, 2013])

2.1.2.2 Neige compactée

Les mécanismes générant de l'adhérence sur une neige compactée sont similaires à ceux de la glace (cf. section 2.1.2.1). Cependant, sur une neige compactée, un phénomène de labourage (cf. Figure 2-8) se produit en raison de l'arrachement de la partie superficielle de la couche de neige par les pains de gomme, en particuliers lorsqu'ils disposent d'entailles [Ella, 2013]. Ce phénomène génère un effort qui s'oppose à l'avancement du véhicule et modifie la texture de la neige.

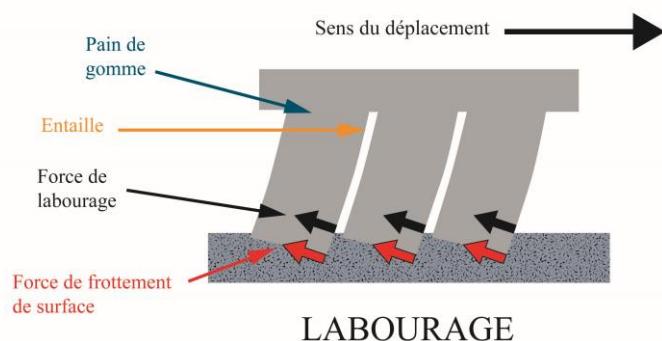


Figure 2-8 : Phénomène de labourage sur une neige compactée (d'après [Ella, 2013])

2.1.2.3 Surface mouillée

En présence d'eau sur la surface de base, l'interaction entre le pneumatique et la surface de base est empêchée. La lame d'eau doit d'abord être chassée, avant que le pneumatique ne puisse établir le contact avec la surface de base [Do, 2015] (phénomène d'hydroplanage). Lorsque la vitesse augmente, le temps disponible pour drainer la lame d'eau diminue et la longueur de contact entre le pneumatique et la surface de base diminue. Le drainage de la lame d'eau est facilité par la macro-texture de la surface de base et les sculptures du pneumatique. Après avoir

drainé la lame d'eau, la surface de base est encore recouverte par un microfilm d'eau. La rupture de ce film d'eau résiduel est favorisée par la micro-texture de la surface de base (Figure 2-9).

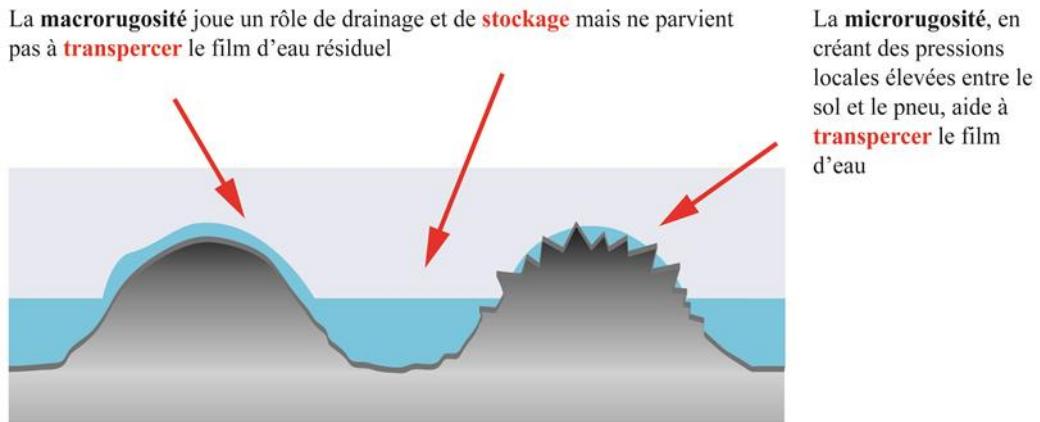


Figure 2-9 : Effets de la macro- et de la microtexture (d'après Michelin [Michelin, 2001])

2.1.2.4 Surface recouverte de neige non-compactée

Une neige à forte teneur en eau, telle que la neige fondante, se comporte de manière similaire à l'eau [Andresen, 1999]. C'est un fluide incompressible qui doit être chassé par le pneumatique avant qu'il ne puisse établir le contact avec la surface de base.

Une neige dite sèche ou mouillée [OACI, 2016], de plus faible densité qu'une neige fondante, est compressible. Sur ce type de neige, le pneumatique commence par compresser et déplacer la neige, et selon la hauteur de neige, établit le contact soit avec la chaussée au-dessous de la neige, soit avec une nouvelle surface faite de neige compactée [Andresen, 1999] (Figure 2-10).

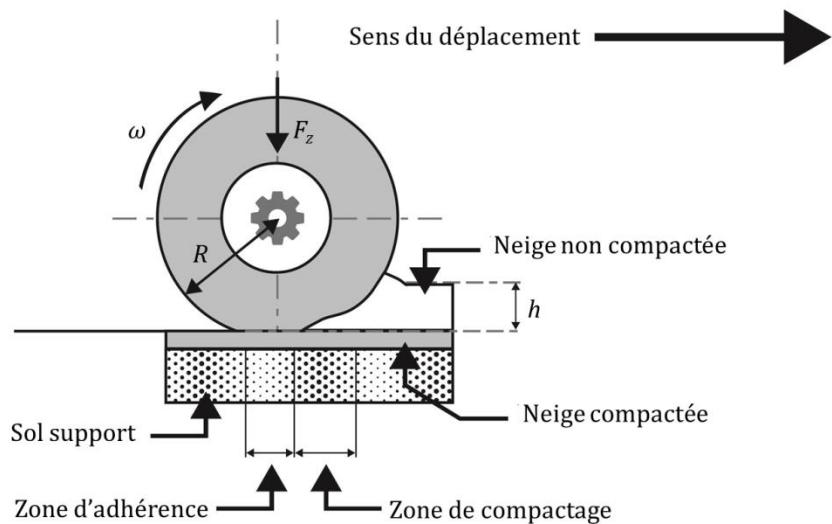


Figure 2-10 : Représentation du contact dans le cas d'une neige non compactée (d'après [Andresen, 1999])

2.1.3 EVALUATION DE L'ADHERENCE DES CHAUSSEES AERONAUTIQUES

De nombreux appareils ont été développés à travers le monde pour mesurer le coefficient de frottement des pistes aéronautiques. Ces appareils mesurent tous un coefficient de frottement, mais diffèrent dans leur conception et leur principe de fonctionnement. Ils peuvent être séparés

en deux familles, selon leur technologie [AES, 2009] : les appareils fonctionnant à taux de glissement fixe et les décéléromètres.

2.1.3.1 Appareils de mesure à taux de glissement fixe

Le principe de mesure des appareils à taux de glissement fixe consiste à mesurer [AES, 2009] :

- soit, la force nécessaire pour tracter à vitesse constante une roue freinée (F_x , cf. Figure 2-11) à un taux de glissement fixe, généralement de l'ordre de 15 %,
- soit, le couple de freinage (C , cf. Figure 2-11) à appliquer pour maintenir le taux de glissement cible de la roue de mesure.

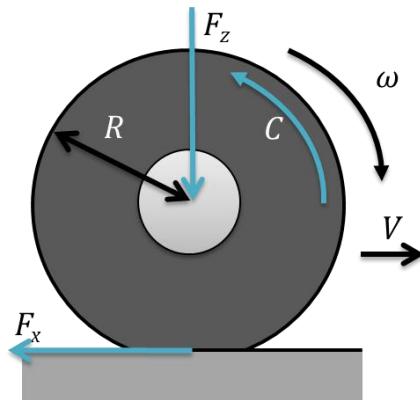


Figure 2-11 : Schéma de principe de la mesure du coefficient de frottement avec un appareil à taux de glissement fixe

Le résultat de la mesure est exprimé sous la forme d'un indicateur appelé Coefficient de Frottement Longitudinal (CFL). Il peut être calculé de deux manières différentes, soit à partir de la mesure de la force F_x (CFL_f , Equation (2.5)), soit à partir de la mesure du couple C (CFL_c , Equation (2.6)).

$$CFL_f = \frac{F_x}{F_z} \quad (2.5)$$

$$CFL_c = \frac{C/R}{F_z} \quad (2.6)$$

où R est le rayon du pneumatique.

Ces appareils mesurent de façon continue le Coefficient de Frottement Longitudinal, et sont donc appelés appareils de mesure continue du frottement.

Parmi ces derniers, deux appareils seront particulièrement développés dans le cadre de ce mémoire : l'Instrument de Mesure Automatique de Glissance (IMAG), appareil de référence en France, et le Surface Trailer Friction Tester, (STFT), appareil plus largement utilisé dans le reste du monde (cf. Figure 2-12).

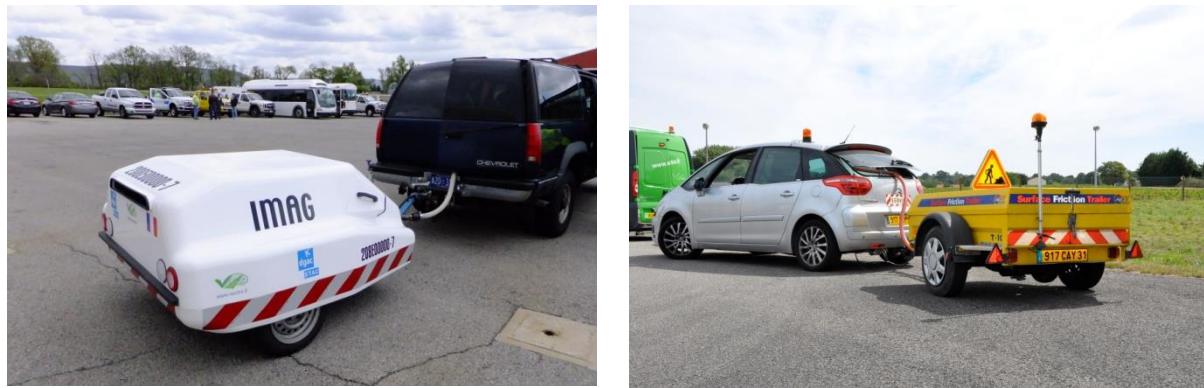


Figure 2-12 : Deux appareils de mesure continue du frottement, l'IMAG et le SARSYS STFT

2.1.3.1.1 IMAG

L'IMAG est constitué d'un châssis mobile (bras oscillant) contenant la roue de mesure et d'un châssis fixe (cf. Figure 2-13). Deux biellettes assurent la liaison entre les deux châssis et la transmission des efforts. Un arbre moteur permet de freiner la roue de mesure. L'effort généré par l'arbre moteur est transmis à la roue de mesure par l'intermédiaire d'une courroie [AFNOR, 2013].

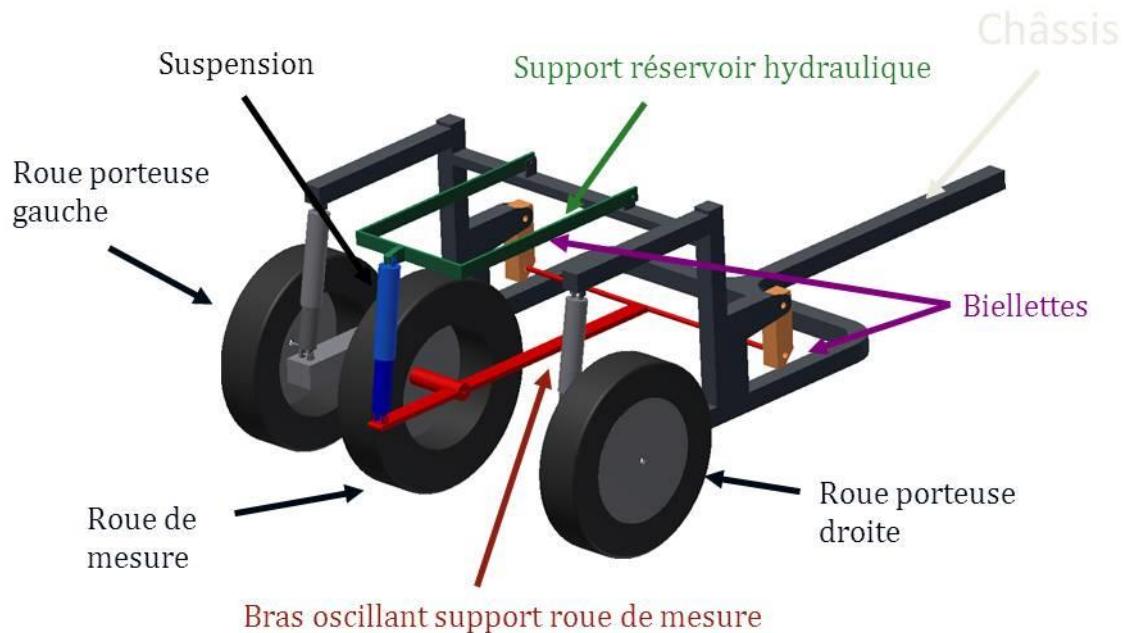


Figure 2-13 : Schéma simplifié de l'IMAG

Deux capteurs de forces sont placés de chaque côté au niveau de la liaison entre les deux châssis (T1 et T2, cf. Figure 2-14). Lorsque la roue de mesure est freinée, le châssis mobile est entraîné en arrière ce qui met les capteurs de force en traction. Les capteurs de force mesurent alors la force nécessaire pour tracter le châssis mobile. Cette force est égale à la force à l'interface entre le pneumatique et la chaussée.

Un capteur de couple est également placé au niveau de l'arbre moteur entraînant la roue de mesure (CC, cf. Figure 2-14). Ce capteur mesure le couple de freinage qu'il est nécessaire d'appliquer sur la roue de mesure pour maintenir constant le taux de freinage.

Un capteur de force est placé en arrière de la roue de mesure, au-dessus de l'amortisseur (F_z , cf. Figure 2-14), et permet de mesurer la force verticale appliquée sur la roue de mesure.

Trois codeurs de distance sont installés sur l'IMAG : deux au niveau des roues porteuses (CD_1 et CD_2 , cf. Figure 2-14) et le troisième sur l'arbre moteur entraînant la roue de mesure (GT , cf. Figure 2-14). La différence entre la vitesse de rotation des roues porteuses et de la roue de mesure permet de calculer le taux de glissement de la roue de mesure (cf. section 2.1.1.2).

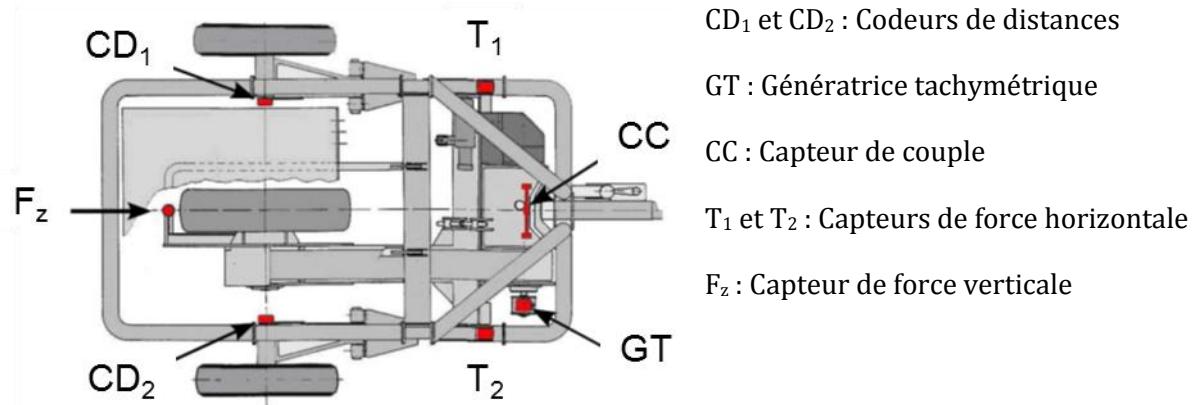


Figure 2-14 : Position des capteurs de l'IMAG

L'IMAG est utilisé dans deux contextes particuliers :

- dans le cadre de la maintenance des pistes (mesures dites fonctionnelles), il réalise les mesures en appliquant un film d'eau d'une hauteur d'eau théorique de 1,0 mm. Cette utilisation permet d'identifier une piste dont les caractéristiques de surface, macro- et/ou microtexture, sont significativement dégradées et qui risque de devenir glissante lorsqu'elle est mouillée (une telle piste est dite « slippery wet » dans le vocable OACI).
- dans le cadre opérationnel, il réalise les mesures sans mouillage artificiel. Cette utilisation répond au besoin d'informer les pilotes sur l'état réel de la surface de la piste.

L'IMAG dispose d'un système de mouillage autonome pour les besoins des mesures fonctionnelles. Un débitmètre est placé sur le circuit de mouillage de façon à mesurer le débit délivré par le système de mouillage. Le débit est calculé de façon à assurer un film d'eau de 1,0 mm d'épaisseur en sortie du système de mouillage, par la formule suivante :

$$Q = hvl \quad (2.7)$$

Où Q , h , v et l sont respectivement le débit, la hauteur du film d'eau, la vitesse du véhicule et la largeur de la goulotte. Le film d'eau du système de mouillage est délivré par une goulotte normalisée ASTM E 670 - 94 [ASTM, 2000] (cf. Figure 2-15).

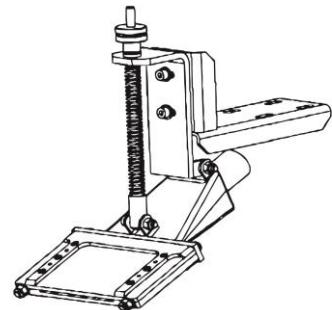


Figure 2-15 : Goulotte ASTM E 670 - 94 (schéma d'après [ASTM, 2000])

Ce fonctionnement fait l'hypothèse que la goulotte est proche du sol et que la largeur de la trace du mouillage est équivalente à la largeur de la goulotte.

L'IMAG peut être équipé de deux types de pneumatique standardisés : un pneumatique AIPCR lisse [AIPCR, 2004a] pour les mesures réalisées avec le mouillage artificiel (contexte des mesures de maintenance des pistes), et un pneumatique AIPCR rainuré [AIPCR, 2004b] pour les mesures opérationnelles.

L'IMAG est conçu pour fonctionner entre 30 et 120 km/h. Il est utilisé conformément aux standards internationaux de l'OACI à 40, 65 et 95 km/h. Ces trois vitesses permettent d'évaluer la qualité de la micro- et de la macrotexture de la piste. Le taux de glissement de l'IMAG est réglable par l'utilisateur. Cependant, en condition normale d'utilisation, l'IMAG fonctionne toujours à un taux de glissement fixe de 15 %, quels que soient la vitesse et l'état de la surface.

L'acquisition des mesures est effectuée à 6500 Hz et restituée sous la forme d'une moyenne par pas de un mètre. L'analyse est ensuite réalisée en moyennant ces résultats sur une distance significative, généralement 100 m ou un tiers de piste.

2.1.3.1.2 SARSYS

Le STFT est constitué d'un seul bloc. La roue de mesure est liée aux roues porteuses par l'intermédiaire d'une chaîne. Cette chaîne est montée sur deux roues dentées dont le rayon diffère d'environ 15 %. Ce mécanisme assure que la roue de mesure tourne 15 % plus lentement que les roues porteuses, générant un effort de frottement entre le pneumatique et la chaussée (cf. Figure 2-16) [AES, 2009].

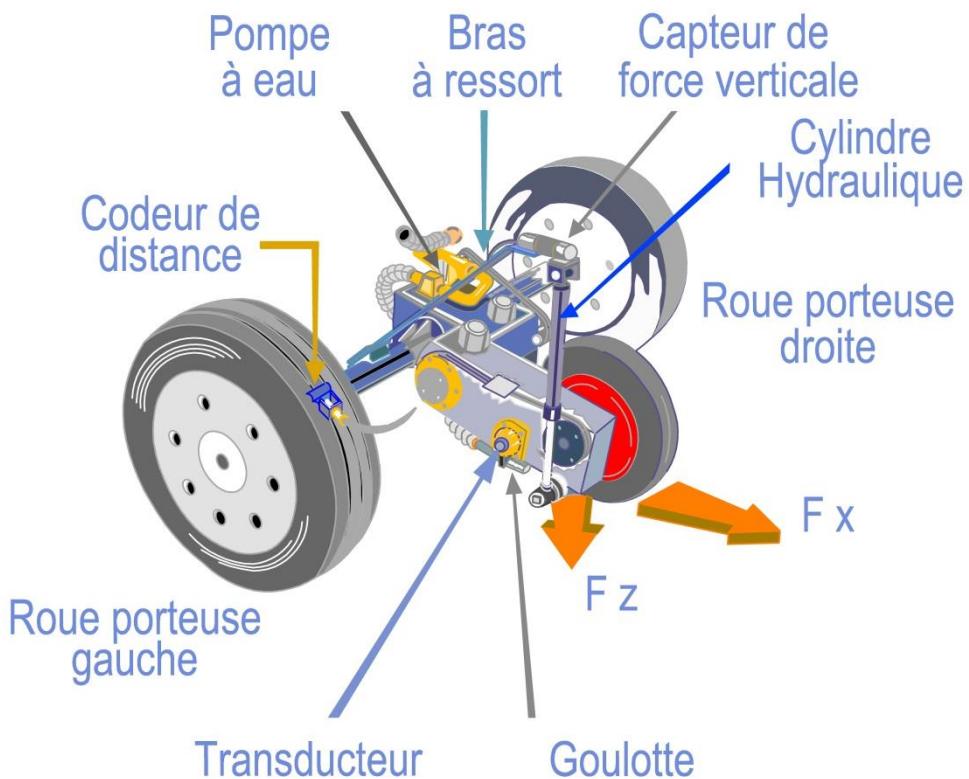


Figure 2-16 : Schéma de principe du STFT

La roue de mesure est équipée d'un système de levage qui permet de mettre en contact la roue de mesure et la chaussée pour faire la mesure. Un vérin hydraulique (cf. Figure 2-16) relié à un asservissement permet d'appliquer une force constante sur la roue de mesure.

Un capteur de force est placé sur la chaîne reliant les deux roues (cf. Figure 2-16) : lorsque la roue de mesure est freinée, la tension dans la chaîne augmente et met le capteur de force en compression. La force de frottement est donc mesurée indirectement et il n'existe pas de relation mathématique simple entre la force mesurée et la force de frottement. L'étalonnage de ce capteur de force permet de relier la force appliquée sur la roue de mesure et la force mesurée par le capteur. Le Coefficient de Frottement Longitudinal est calculé en faisant le rapport entre la force mesurée par le capteur placé sur la chaîne et la force verticale appliquée par les vérins.

Cet appareil est également équipé d'un codeur de distance sur les roues porteuses (cf. Figure 2-16) de façon à mesurer la distance parcourue.

Il dispose d'un système de mouillage permettant de placer un film d'eau d'une épaisseur théorique de 1,0 mm devant la roue de mesure (cf. Figure 2-17).



Figure 2-17 : Goulotte du STFT

Il peut être équipé de deux types de pneumatiques standardisés : un pneumatique ASTM lisse [ASTM, 1998] pour les mesures réalisées avec le mouillage artificiel (contexte des mesures de maintenance des pistes), et un pneumatique spécial lisse utilisé à haute pression pour les mesures opérationnelles.

Le STFT est conçu pour fonctionner entre 40 et 100 km/h. Il est utilisé conformément aux standards internationaux à 40, 65 et 95 km/h. Le taux de glissement est constant, de l'ordre de 15 %, et n'est pas réglable par l'utilisateur.

Les mesures sont restituées sous la forme d'une moyenne par pas de 10 m. L'analyse est ensuite réalisée en moyennant ces résultats sur une distance significative, généralement 100 m ou un tiers de piste.

2.1.3.2 Décéléromètre

La mesure au décéléromètre consiste à mesurer la décélération maximale atteinte par un véhicule freinant avec ses roues bloquées (cf. Figure 2-18). Des accéléromètres sont solidement fixés à l'intérieur d'un véhicule, de type utilitaire ou fourgonnette, à traction avant. Ce véhicule doit être équipé de quatre pneumatiques ordinaires, avoir des suspensions rigides, peser au moins 1000 kg. Le système de freinage doit être en état de fonctionnement optimal et l'ABS doit être désactivé [Comfort, 2002][Deffieux, 2014][Pham Doan, 2016].

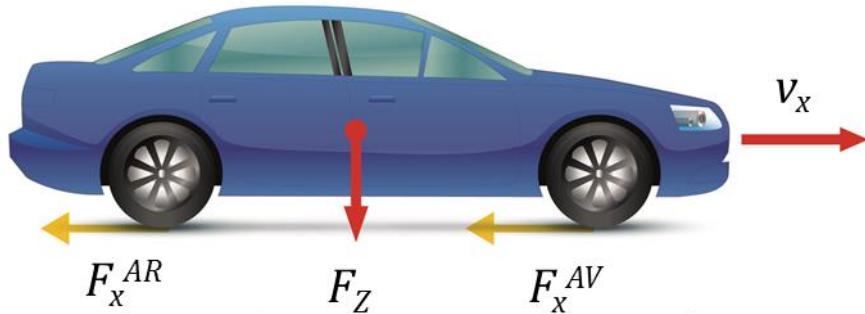


Figure 2-18 : Schéma de principe de la mesure au moyen d'un décéléromètre

En négligeant les effets aérodynamiques, l'équilibre des forces selon l'axe parallèle à la surface de la piste, dans le cas d'un véhicule freinant en ligne droite sur une piste plane, s'écrit :

$$M\gamma = F_x \quad (2.8)$$

où M représente la masse du véhicule et γ l'accélération (plus précisément la décélération puisqu'il s'agit d'un véhicule en freinage).

Avec la définition du coefficient de frottement de l'Equation (2.3), l'Equation (2.8) permet d'exprimer le coefficient de frottement en fonction de la décélération mesurée :

$$\mu = \frac{\gamma}{g} \quad (2.9)$$

Où g est la gravité de pesanteur.

Le décéléromètre est un appareil de mesure dit ponctuel car il ne peut réaliser de mesure que sur la section freinée, entre le début du freinage et l'arrêt du véhicule. Il n'est utilisé qu'en condition opérationnelle.

Il existe différents fabricants de décéléromètres. Le principe de mesure est toujours le même, mais les produits diffèrent dans l'automatisation du traitement des mesures, la calibration, l'ergonomie et la restitution des mesures.

2.1.3.3 Problématique de l'harmonisation des mesures de frottement

Cet aperçu des appareils de mesure du frottement utilisés aujourd'hui sur les aéroports illustre la diversité des technologies existantes. Il faut souligner qu'il existe une multitude d'autres appareils ayant chacun leurs particularités (cf. Figure 2-19) et qu'il n'était pas possible de tous les présenter dans cette section. On retiendra que ces appareils diffèrent par :

- leur conception (type de capteurs utilisés, principes de mesure, etc.),
- les pneumatiques équipant la roue de mesure (types de pneumatiques, dimensions, caractéristiques mécaniques, pression de gonflage, etc.),
- les systèmes de mouillage (forme et positionnement de la goulotte délivrant le film d'eau par rapport à la roue de mesure),
- la masse appliquée sur la roue de mesure.



Figure 2-19 : Différents appareils de mesure du frottement (de gauche à droite) : le Griptester, le Mu-Meter et le Skiddometer BV-11

Ces différences rendent difficiles la comparaison et l'harmonisation des résultats de ces appareils, comme l'ont démontré les campagnes d'inter-comparaison menées entre les années 1970 et 2000 [ICAO, 1973][Yager, 1996][PIARC, 1995][Wambold, 2003][Deffieux,

2004][Boccanfuso, 2005]. Cette problématique fait aujourd’hui encore l’objet d’une intense activité de recherche et de normalisation [Kane, 2009].

2.1.4 PERFORMANCES DE FREINAGE D’UN AVION

Les manufacturiers d’avions ont l’obligation réglementaire [AESA, 2015] de fournir les distances d’atterrissement pour toutes les masses, configurations de l’avion et conditions environnementales. Il existe tant de combinaisons qu’il n’est pas possible de toutes les tester par des essais en vol. Les manufacturiers s’appuient donc sur des modèles mathématiques de performances avion qui sont validés à partir d’un nombre réduits d’essais en vol et certifiés comme fournissant des valeurs représentatives des distances d’atterrissement [Jones, 2012]. Ce modèle se base sur un équilibre des forces, incluant :

- La trainée aérodynamique, F_A (cf. Equation (2.10)) : c’est la résistance que l’air oppose au déplacement de l’avion.
- Les reverses, aussi appelé inverseurs de poussée, F_R (cf. Equation (2.10)) : il s’agit d’un dispositif qui permet de réorienter vers l’avant la poussée exercée par les moteurs.
- Le freinage mécanique, F_f (cf. Equation (2.10)) : il provient du frottement entre le pneumatique et la piste (cf. Figure 2-20).
- La force de traînée liée à la présence d’un contaminant non solide (eau, neige non compactée) sur la piste, F_T (cf. Equation (2.10)) : cette force est due à la projection sur la structure de l’avion ou au déplacement et à la compression du contaminant lors du passage des roues (cf. Figure 2-20).

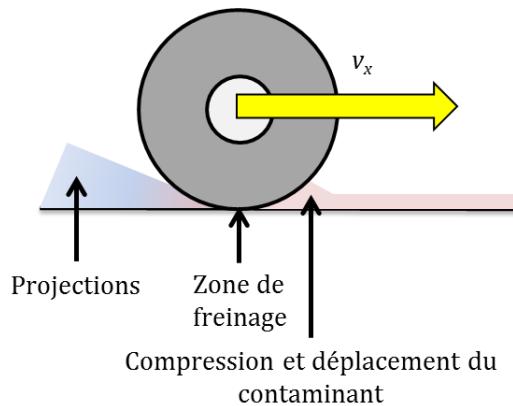


Figure 2-20 : Représentation des différents phénomènes contribuant à la décélération s’appliquant à la roue

Projeté selon l’axe longitudinal de l’avion, l’équilibre des forces s’écrit :

$$M \gamma = F_R - F_A - M g \sin \varepsilon - F_f - F_T \quad (2.10)$$

où M =masse de l’avion, γ =accélération de l’avion, g =gravité de pesanteur et ε =pente longitudinale de la piste.

Les pentes longitudinales des pistes sont extrêmement faibles (au maximum de 1,25 à 2 % selon le type de piste, [OACI, 2016]), l'Equation (2.10) peut donc s'écrire :

$$M \gamma = F_R - F_A - F_f - F_T \quad (2.11)$$

La force de freinage représente environ 80 % de la décélération sur une piste sèche, et encore 67 % sur une piste enneigée [Jones, 2012]. Cette force de freinage dépend de nombreux paramètres, et notamment de la masse de l'avion. Il est donc plus pertinent d'exprimer la capacité de freinage sous la forme d'un coefficient de freinage défini comme le rapport entre la force de freinage et la force verticale [Croll, 2002].

$$\mu_{AC} = \frac{F_f}{M g - P} \quad (2.12)$$

où μ_{AC} et P représentent respectivement le coefficient de freinage et la force de portance aérodynamique. Cette définition du coefficient de freinage est similaire à celle du coefficient de frottement (cf. section 2.1.1.1).

La section 2.1.1.2 a introduit le cas d'une roue en freinage et a détaillé pour quelles raisons la force de freinage (ou le coefficient de frottement) dépend d'une grandeur, le taux de glissement, décrivant le glissement partiel du pneumatique sur la chaussée (cf. Equation (2.4)). Les avions sont cependant équipés de systèmes ABS conçus pour réguler le freinage de façon à éviter le blocage des roues et à maximiser la force de freinage. Le coefficient de freinage est donc proche du coefficient de frottement maximal (μ_{max} , cf. section 2.1.1.2), sans lui être égal puisque les systèmes ABS ne sont pas efficace à 100 %. Les spécifications relatives à la certification des performances des avions [AESA, 2015] définissent ainsi le coefficient de freinage :

$$\mu_{AC} = \eta \mu_{max} \quad (2.13)$$

où η représente l'efficacité du système ABS.

La force de poussée des moteurs, F_R , et la force de trainée aérodynamique, F_A , sont calculées par le constructeur de l'avion. Ils dépendent notamment de paramètres environnementaux (température, altitude de l'aéroport, etc.) qui sont facilement estimés. La force de trainée liée à la présence d'un contaminant non solide sur la piste est calculée par le constructeur de l'avion et dépend essentiellement de la densité et de la hauteur de contaminant. Dans le cadre des travaux de cette thèse, la suite de ce mémoire ne portera que sur le coefficient de freinage défini par l'Equation (2.12), qui est le paramètre le plus influant sur la décélération de l'avion [Jones, 2012]. Ce coefficient de freinage est affecté par la présence d'eau, de neige ou de glace (cf. section 2.1.2), et l'objectif du travail d'évaluation de l'état de surface des pistes (cf. section 2.2) est d'estimer ce coefficient de freinage.

2.2 ESTIMATION OPERATIONNELLE DE LA DISTANCE D'ATTERRISSAGE

Les exploitants d'aéroports doivent informer les pilotes de l'état de surface de la piste afin de permettre aux pilotes d'estimer la distance d'atterrissage nécessaire et de décider d'atterrir ou non. Ils commencent par évaluer l'état de surface de la piste (cf. section 2.2.1) afin de recueillir un ensemble d'informations permettant, à l'aide d'une méthode standardisée (cf. section 2.2.2), de déterminer les informations pertinentes pour l'estimation des performances des avions [OACI, 2016]. Concernant la capacité de freinage de l'avion, l'information pertinente est le

Runway Condition Code. Ce code lie la description de l'état de surface de la piste au coefficient de freinage à partir des hypothèses établies par les constructeurs d'aéronefs (cf. section 2.2.3). Les équipages disposent de tables de performances donnant la distance d'atterrissement en fonction du Runway Condition Code mais n'estiment pas directement le coefficient de freinage.

2.2.1 EVALUATION DE L'ETAT DE SURFACE

Les exploitants d'aéroports disposent d'un faisceau d'indicateurs pour évaluer l'état de surface de la piste : nature de la contamination, hauteur du contaminant, pourcentage de piste recouverte, coefficient de frottement, température de l'air et/ou de la chaussée, ressenti du pilote au cours du freinage de l'avion, etc.

Le principal de ces indicateurs est la nature du contaminant. Cette estimation est aujourd'hui réalisée visuellement [Deffieux, 2014] par le superviseur de piste à partir des définitions de l'OACI sur la base d'appréciations visuelles. Ces définitions ont été développées de manière à être pratiques et utilisables sur le terrain, mais restent parfois subjectives. Par exemple, une neige fondante est une neige qui produit des éclaboussures lorsqu'on frappe du pied à plat sur le sol [OACI, 2016]. Une neige mouillée, tassée à la main, forme une boule de neige. Une neige sèche se disperse au souffle, ou tassée à la main, se désagrège une fois relâchée. L'OACI prévoit des états de surface formés par des superpositions de contaminants, tels que neige sèche sur glace. Or il peut être difficile visuellement d'identifier la glace sous une couche de neige.

Le superviseur de piste estime le pourcentage de la surface de piste recouverte par le contaminant en utilisant l'échelle suivante (cf. Tableau 2-1) :

Tableau 2-1 : Grille de report de la surface de piste recouverte de contaminant [OACI, 2016]

% estimé	% reporté
10-25	25
26-50	50
51-75	75
76-100	100

La surface de piste recouverte est aujourd'hui estimée visuellement par le superviseur de piste même si de nouvelles technologies en développement permettent d'objectiver cette estimation, à partir de modèles prédictifs [Gerthoffert, 2014a] ou de systèmes de mesures [Thiery, 2016].

Le superviseur de piste estime ensuite la hauteur moyenne de contaminant sur le tiers de piste. Cette estimation est réalisée généralement à l'aide d'outils rudimentaires (cf. Figure 2-21).

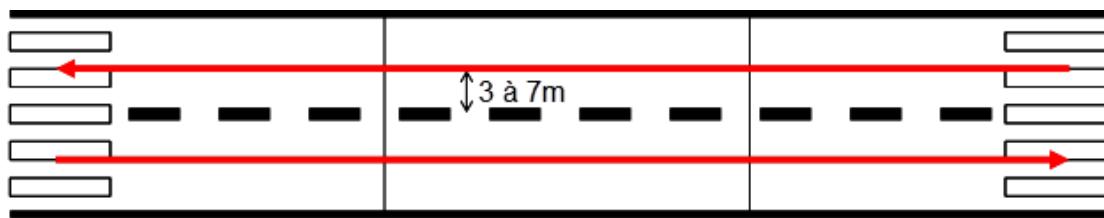


Figure 2-21 : Mesure de la hauteur de neige à l'aide d'une règle graduée [Deffieux, 2014]

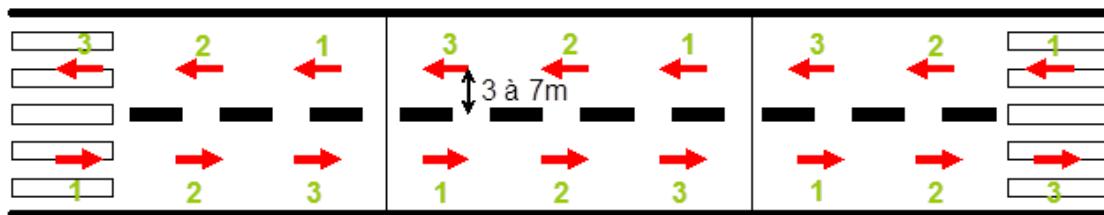
Ces outils ont le double inconvénient d'être peu précis et de nécessiter un temps d'occupation de la piste important. Des capteurs météo-routiers commencent à être utilisés afin d'avoir une mesure de hauteur de contaminant plus fiable et plus rapide. Les performances de ces capteurs par rapport au besoin aéroportuaire doivent cependant encore être évaluées. Ces capteurs sont en revanche déjà utilisés pour mesurer plusieurs paramètres météorologiques tels que la température de l'air, la température de la surface, l'humidité relative, le point de rosée et le point de congélation. Ces paramètres permettent à l'exploitant de l'aéroport d'identifier le risque d'apparition de glace et d'appliquer un traitement préventif [Thiery, 2016]. Des modèles prédictifs sont également en cours de développement afin d'aider l'exploitant de l'aéroport à estimer la hauteur de contaminant présent sur la piste [Gerthoffert, 2014a].

Les pilotes peuvent également être sollicités pour estimer leur ressenti quant à la qualité du freinage. Cette estimation est purement subjective et s'exprime en utilisant un vocabulaire standardisé (Bon/Moyen/Mauvais avec deux niveaux intermédiaires Moyen-Bon et Moyen-Mauvais).

Finalement, le coefficient de frottement peut être mesuré à l'aide des appareils présentés dans la section 2.1.3. La mesure est généralement réalisée de part et d'autre de l'axe central de la piste à une distance de l'axe comprise entre 3 et 7 m et à une vitesse de 65 km/h pour les appareils de mesure continue du frottement et de 40 km/h pour les décéléromètres (cf. Figure 2-22). La distance de l'axe central doit être ajustée de façon à réaliser la mesure dans les traces de passage de l'aéronef le plus fréquemment présent sur la plate-forme.



Vitesse d'essai: 65km/h



Vitesse d'essai: 40km/h

Figure 2-22 : Mesure du coefficient de frottement (appareils de mesure continue du frottement (haut) et décélémètres (bas) [Deffieux, 2014]

Cependant, les méthodes de mesure du coefficient de frottement ne sont pas standardisées par l'OACI et les pratiques peuvent différer selon les aéroports. Certains aéroports peuvent utiliser une autre vitesse d'essai, d'autres ne font qu'un seul passage au lieu d'une mesure en aller-retour.

2.2.2 ESTIMATION DU RUNWAY CONDITION CODE

Ces informations sont utilisées par l'exploitant d'aéroport pour estimer le Runway Condition Code (RWYCC). Ce code, allant de 6 (piste sèche) à 0 (piste très glissante), est la principale donnée d'entrée utilisée par les pilotes pour l'estimation de la distance d'atterrissage.

Ces codes sont calculés de manière harmonisée par les exploitants d'aéroports en utilisant la Runway condition Assessment Matrix (RCAM, cf. Figure 2-23). Une note de base est attribuée en fonction de la description de l'état de surface en termes de surface contaminée, de nature de contaminant, de hauteur de contaminant et de température de l'air. Si la surface contaminée est inférieure à 25 % du tiers de piste, le code 6 est reporté. Si plus de 25 % de la surface est contaminée, la note de base est estimée à partir de la RCAM (cf. Figure 2-23). Cette note de base est ensuite dégradée ou augmentée dans certaines conditions :

- Une note de 1 peut être augmentée à 2 ou 3, si un traitement de surface a été appliqué et si les mesures de frottement ou d'autres éléments (la température de la chaussée, le ressenti du pilote au cours du freinage, les mesures de frottement, etc.) confirment cette augmentation,
- Une note peut être dégradée si les mesures de frottement ou les retours des pilotes vont dans le sens d'une dégradation.

Runway Condition Assessment Matrix (RCAM)			
Assessment Criteria		Downgrade Assessment Criteria	
Runway Condition Code	Runway Surface Description	Aeroplane Deceleration Or Directional Control Observation	Pilot Braking Action Advisory Report
6	• DRY	---	---
5	<ul style="list-style-type: none"> • FROST • WET (Includes Damp and 3 mm or less depth of Water) <p><i>3 mm or less depth of:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • SLUSH • DRY SNOW • WET SNOW 	Braking deceleration is normal for the wheel braking effort applied AND directional control is normal.	GOOD
4	<p><i>-15°C and Lower outside air temperature:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • COMPACTED SNOW 	Braking deceleration OR directional control is between Good and Medium.	GOOD TO MEDIUM
3	<ul style="list-style-type: none"> • WET ("Slippery wet" runway) • DRY SNOW or WET SNOW (Any depth) ON TOP OF COMPACTED SNOW <p><i>Greater than 3 mm depth of:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • DRY SNOW • WET SNOW <p><i>Higher than -15°C outside air temperature²:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • COMPACTED SNOW 	Braking deceleration is noticeably reduced for the wheel braking effort applied OR directional control is noticeably reduced.	MEDIUM
2	<p><i>Greater than 3 mm depth of water or slush:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • STANDING WATER • SLUSH 	Braking deceleration OR directional control is between Medium and Poor.	MEDIUM TO POOR
1	• ICE ²	Braking deceleration is significantly reduced for the wheel braking effort applied OR directional control is significantly reduced.	POOR
0	<ul style="list-style-type: none"> • WET ICE² • WATER ON TOP OF COMPACTED SNOW² • DRY SNOW or WET SNOW ON TOP OF ICE² 	Braking deceleration is minimal to non-existent for the wheel braking effort applied OR directional control is uncertain.	LESS THAN POOR

Figure 2-23 : Runway Condition Assessment Matrix [OACI, 2016]

2.2.3 ESTIMATION DU COEFFICIENT DE FREINAGE ET DE LA DISTANCE D'ATTERRISSAGE

A chaque code a été associée une hypothèse (cf. Figure 2-24) de coefficient de freinage par les constructeurs d'aéronefs. Ces hypothèses permettent de calculer les distances d'atterrissage (cf. Equation (2.11)) qui sont fournies ensuite dans les manuels d'exploitation utilisés par les pilotes.

Les hypothèses de coefficients de frottement associés à chacun de ces codes sont :

- Code 6 : 90 % du coefficient de freinage déterminé en essai sur piste sèche
- Code 5 : le coefficient de freinage est décrit par les Equations du FAR 25.109 (accélération-arrêt) [AESA, 2015] étendues au cas de l'atterrissement (cf. Annexe A).
- Code 4 : le coefficient de freinage est supposé égal à 0,20.
- Code 3 : le coefficient de freinage est supposé égal à 0,16.
- Code 2 : le coefficient de freinage correspond à 50 % du coefficient prévu par les Equations du FAR 25.109 [AESA, 2015] en deçà de $0,85.v_P$ (vitesse d'hydroplanage). Au-delà, le coefficient est de 0,05. Quel que soit la vitesse, le coefficient ne peut pas être plus grand que 0,16.
- Code 1 : le coefficient de freinage est supposé égal à 0,05.
- Code 0 : Piste fermée.

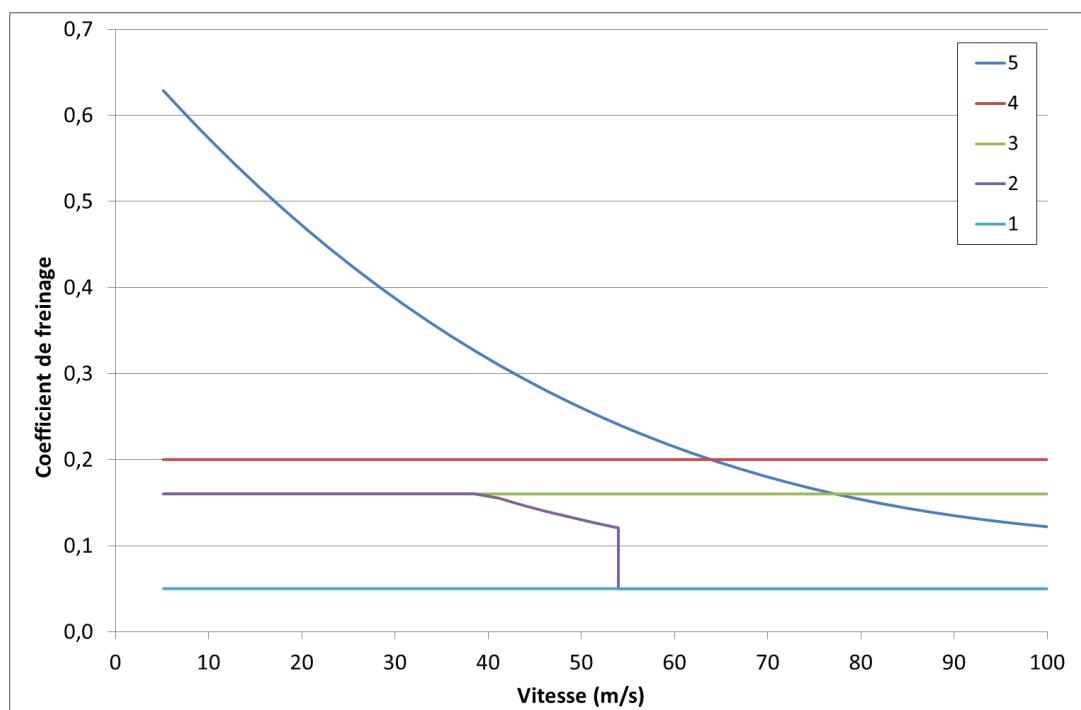


Figure 2-24 : Hypothèse de coefficient de freinage pour les différents codes de la RCAM [Jones, 2012]

2.2.4 SYNTHESE

Cette section a détaillé le processus et les moyens mis en œuvre sur les aéroports pour évaluer l'état de surface de la piste. Elle montre que le processus est complexe, souvent subjectif, et requiert un temps d'occupation de la piste préjudiciable à son exploitation opérationnelle. Les exploitants d'aéroports sont donc en attente d'informations plus quantitatives, fiables et robustes pour évaluer l'état de surface de la piste.

Il faut noter également que le coefficient de frottement, tel qu'il est mesuré par les appareils décrits dans la section 2.1.3, n'apparaît pas dans la matrice. La raison est qu'il n'y a pas aujourd'hui de consensus sur l'interprétation et l'analyse des résultats de mesure de ces appareils, ni sur le lien entre leurs résultats de mesure et la performance réelle de l'avion lors du freinage [AESA, 2009]. Une relation entre les résultats de mesure de ces appareils et les

performances de freinage des avions permettrait donc d'utiliser ces appareils et de les inclure dans cette matrice.

Il faut aussi souligner que la RCAM (cf. Figure 2-23) ne s'appuie pas sur une modélisation ou des considérations physiques, mais sur des observations et la démonstration expérimentale [Subbotin, 2013] d'une bonne cohérence entre le code estimé par cette méthode et le ressenti au freinage des pilotes. Cette limite implique que le besoin a été ressenti de tester localement cette méthode dans plusieurs régions du monde aux conditions climatiques différentes [Thiery, 2016]. Les résultats présentés par Klein-Paste et al. [Klein-Paste, 2012] montrent en effet que le type de contaminant n'est peut-être pas le paramètre le plus explicatif des performances de freinage des avions sur les pistes contaminées. En effet, selon le pourcentage de surface contaminée, l'épaisseur de contaminant, la température de la piste, l'humidité, la présence de produits de déverglaçage ou l'application d'un sablage, il montre que la qualité du freinage peut varier de mauvais à bon pour un même type de contaminant. Une approche physique de l'adhérence sur les pistes contaminées permettrait d'identifier le paramètre le plus explicatif de l'adhérence sur les pistes contaminées et donc de consolider voire d'améliorer la RCAM.

2.3 LIEN ENTRE LA MESURE DE L'ADHERENCE ET LE COEFFICIENT DE FREINAGE DE L'AVION

La section 2.2 a expliqué les méthodes et moyens actuellement mis en œuvre sur les aéroports pour évaluer l'état de surface de la piste, estimer la capacité de freinage de l'avion et la distance d'atterrissement. Elle a souligné l'absence de l'information relative au coefficient de frottement, tel qu'il est mesuré par les appareils de mesure du frottement, dans la méthode actuelle.

Utiliser cette information aurait plusieurs avantages :

- Elle répondrait au besoin souligné dans la section 2.2.4 de disposer d'une information plus quantitative, fiable et robuste.
- Elle permettrait d'utiliser une information qui est plus rapide à obtenir que les informations sur la nature et la hauteur du contaminant. Cette méthode serait donc moins préjudiciable à l'exploitation opérationnelle de la piste.
- Elle permettrait de disposer d'une information supplémentaire sur l'état de surface de la piste, permettant de confirmer l'évaluation standard de l'état de surface de la piste et de consolider les processus de dégradation et d'amélioration du code.

Afin de pouvoir utiliser cette information, il est nécessaire d'établir une relation entre ce coefficient de frottement et le coefficient de freinage de l'avion. Cette section présente les précédents travaux qui ont été réalisés dans cet objectif.

2.3.1 APPROCHES BASEES SUR DES COMPARAISONS INDIVIDUELLES

2.3.1.1 La méthode « full stop »

La première initiative documentée remonte à 1949 [Norheim, 2004] et est attribuée à M. Ottar Kristian Kollerud, gestionnaire de l'aérodrome de Fornebu, à Oslo en Norvège. Cette méthode, connue sous le nom de méthode « full stop », consiste à freiner un camion lancé à 40 km/h en bloquant les roues jusqu'à l'arrêt complet du véhicule, et à mesurer la décélération. Le camion utilisé à l'origine est un GMC à 10 roues.

Les essais réalisés en 1949 pour comparer le freinage du camion au freinage d'un avion Douglas DC-4 ont conclu que :

$$\text{Braking effect DC-4 (m/s}^2) = \frac{1}{2} \text{ braking effect truck (m/s}^2) \quad (2.14)$$

Où « braking effect » désigne le freinage maximal atteignable sur la piste par l'avion.

Cette méthode a été officiellement approuvée le 18 janvier 1950 [Norheim, 2004], et développée pour inclure un autre avion, le Douglas DC-6B. Elle a été utilisée sur l'aéroport de Fornebu jusqu'au début des années 1960. L'intérêt pour cette méthode a gagné d'autres Etats.

2.3.1.2 La table OACI

Au cours des années 50, différents Etats ont développé des appareils de mesure du frottement. Le Royaume-Uni a introduit son premier appareil en 1952, la Suède en 1956 [Norheim, 2004]... Le besoin d'harmonisation a alors commencé à se faire sentir, et en 1959, sur une initiative suédoise, le premier groupe de travail international sur ce sujet se réunissait. Ce groupe de travail regroupait la Finlande, la Suède, le Danemark et la Norvège, et avait pour objectif de développer une méthode harmonisée pour reporter l'évaluation de l'adhérence des pistes contaminées [Norheim, 2004].

C'est à cette occasion que la table, connue comme la table OACI, a été développée. Cette table de correspondance entre les mesures de frottement et les performances des avions a été établie à partir d'un décélémètre Tapley sur des contaminants de type glace ou neige compactée, et avec quatre avions : un DC-4, un DC-6B, un Sud Aviation SE-210 Caravelle et un avion de l'United States Air Force non identifié [Norheim, 2004]. Cette table est présentée dans le Tableau 2-2 ci-dessous.

Tableau 2-2 : Table OACI

Coefficient mesuré	Evaluation du freinage	Code
0,40 et plus	Bon	5
De 0,39 à 0,36	Moyen à bon	4
De 0,35 à 0,30	Moyen	3
De 0,29 à 0,26	Moyen à mauvais	2
0,25 et moins	Mauvais	1

Cette table a été intégrée dans les documents de l'OACI, en 1963. Elle est restée jusqu'à aujourd'hui encore dans les guides de l'OACI mais sa disparition est programmée dans l'amendement 12 de l'Annexe 14 de l'OACI. Elle est encore aujourd'hui largement utilisée, bien que les appareils de mesure et les avions aient significativement évolué depuis, et qu'il n'a jamais été démontré que cette table restait encore valable.

Les principales faiblesses de cette table résident dans la faible représentativité des avions, des appareils de mesure et des surfaces utilisés pour l'établir. Elle ne permet pas de tenir compte

des problèmes d'harmonisation des résultats de mesure (cf. section 2.1.3.3), ni des différents phénomènes générant de l'adhérence selon les types de contaminations (cf. section 2.1.2).

2.3.1.3 Joint FAA/NASA Runway Friction Program 1983-1986

Les travaux des années 1970 se sont concentrés sur l'harmonisation des résultats des appareils de mesure du frottement [Yager, 1988]. Le lien avec les performances des avions a de nouveau été étudié à partir de 1983, dans le cadre du Joint FAA/NASA Aircraft/Ground Vehicle Runway Friction Program. L'objectif de ce programme était d'obtenir une meilleure compréhension des performances des avions sur les pistes contaminées, et de définir une relation entre les coefficients de frottement des avions et ceux mesurés par les appareils au sol [Yager, 1988].

Les essais ont impliqué deux avions : un B 737 de la NASA (National Aeronautics and Space Administration) et un B 727 de la FAA. Une grande variété de surface a été testée durant ces essais, incluant des surfaces couvertes de neige jusqu'à 15 cm. Les masses des avions ont été maintenues à plus ou moins 10 % de leur masse nominale, de 34 à 37 T pour le 737 et de 55 à 61 T pour le 727. Les essais ont consisté en des freinages de 110 à 40 km/h.

Six appareils de mesure du frottement ont été utilisés en parallèle : le Mu-Meter, le décélémètre Tapley, le décélémètre Bowmonk, le Saab Friction Tester, le Runway Friction Tester et le Skiddometer BV 11. Ces appareils ont été utilisés sur des surfaces ne dépassant pas 5 cm de neige sèche, ainsi que sur de la neige compactée et de la glace. La corrélation proposée n'est valable que pour les conditions neige compactée et glace car trop peu de données ont été obtenues sur les contaminants de type neige mouillée et sèche. Les vitesses d'essai ont varié de 30 à 95 km/h.

Ces essais ont démontré que les résultats mesurés par les appareils au sol peuvent raisonnablement être divisés en quatre catégories : excellent, bon, intermédiaire et mauvais. Une table de correspondance (cf. Tableau 2-3) a alors été proposée entre les appareils, ainsi qu'entre les appareils et les avions.

Tableau 2-3 : Résultats du Joint FAA/NASA Runway Friction Program 1983-1986

Verbal Braking Action	Ground Vehicle Friction Readings						
	Mu-Meter	Tapley Meter	Runway Condition Readings	Bowmonk Meter	Saab Friction Tester	Runway Friction Tester	BV-11 Skiddometer
Excellent	0,50 and above	0,48 and above	16 and above	0,46 and above	0,58 and above	0,50 and above	0,58 and above
Good	0,49 to 0,36	0,46 to 0,35	15 to 12	0,44 to 0,34	0,56 to 0,42	0,48 to 0,35	0,56 to 0,42
Marginal	0,35 to 0,26	0,33 to 0,25	11 to 9	0,32 to 0,24	0,39 to 0,29	0,33 to 0,24	0,39 to 0,29
Poor	0,25 and below	0,24 and below	8 and below	0,23 and below	0,27 and below	0,23 and below	0,27 and below

Ce Tableau 2-3 s'inspire fortement de la table OACI, en établissant une correspondance entre des plages de coefficient de frottement et une estimation du freinage. Elle prend en compte la variabilité liée aux appareils de mesure en adaptant cette correspondance par type d'appareils. Cependant, les conclusions de ces essais n'ont pas débouché sur une mise en œuvre pratique et opérationnelle.

2.3.2 APPROCHE BASEES SUR L'UTILISATION D'UN INDICATEUR COMMUN

Les efforts du Joint FAA/NASA Aircraft/Ground Vehicle Runway Friction Program (cf. section 2.3.1.3) se sont poursuivis avec le Joint Winter Runway Friction Measurement Program (JWRFMP). Ce programme, piloté par Transport Canada et la NASA, s'est déroulé de 1996 à 2003. 7 avions et 42 appareils de mesure du frottement ont participé à cette expérimentation. Des essais ont été réalisés au Canada, aux Etats-Unis, en Allemagne, en Norvège, en République Tchèque et au Japon. L'objectif de ce programme était plus ambitieux que le Joint FAA/NASA Aircraft/Ground Vehicle Runway Friction Program puisqu'il devait également harmoniser les résultats de mesure des appareils de mesure du frottement (cf. section 2.1.3) en développant un indicateur commun de frottement pour ces appareils. Cet indicateur commun devait ensuite être corrélé aux coefficients de freinage des avions.

La démarche retenue pour développer l'indicateur commun consiste à définir un appareil de référence et à corrélérer expérimentalement les résultats de mesure des autres appareils à cet appareil de référence. Deux indicateurs ont ainsi été définis, le Canadian Runway Friction Index (cf. section 2.3.2.1) et l'International Runway Friction Index (cf. section 2.3.2.2).

2.3.2.1 Canadian Runway Friction Index

Le Canadian Runway Friction Index (CRFI) est un indice harmonisé de coefficient de frottement, basé sur l'utilisation d'un décéléromètre, appelé Electronic Recording Decelerometer (ERD) [Croll, 2002].

Lors du Joint Winter Runway Friction Measurement Program (JWRFMP), un grand nombre d'essais a été réalisé entre des avions de trois types (business, commercial et turbopropulseur) et l'ERD [Croll, 2002]. Ces essais ont permis de déterminer une corrélation entre les coefficients de frottement avion et les coefficients de frottement mesurés par le décéléromètre (cf. Figure 2-25).

$$\mu = 0,50 \text{CRFI} + 0,03 \quad (2.15)$$

Les auteurs de [Croll, 2002] ont établi une autre corrélation conservative telle que 95 % des coefficients de freinage avion mesurés soient supérieurs au coefficient de freinage prévu par le modèle (cf. Figure 2-25) :

$$\mu_R = 0,40 \text{CRFI} + 0,02 \quad (2.16)$$

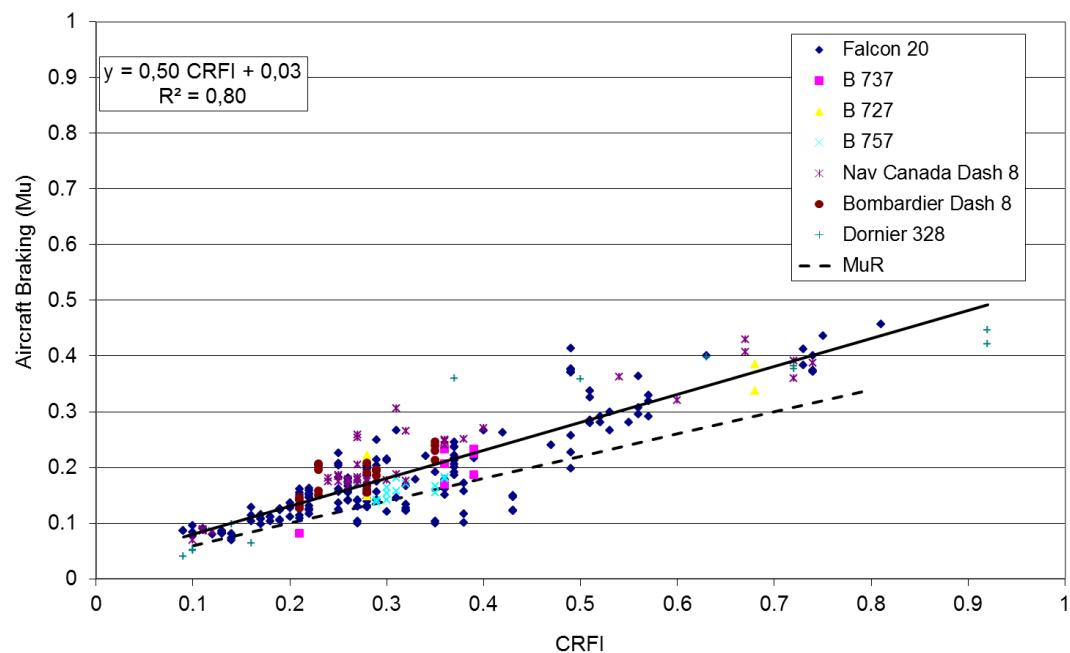


Figure 2-25 : Coefficient de freinage avion en fonction du CRFI (sur la base des données de [Croll, 2002])

Transport Canada a ensuite développé un modèle pour les trois phases de l'atterrissement : du passage au seuil de piste (à 15 m) au début de l'arrondi, l'arrondi, du toucher des roues à l'arrêt de l'avion (cf. Figure 2-26).

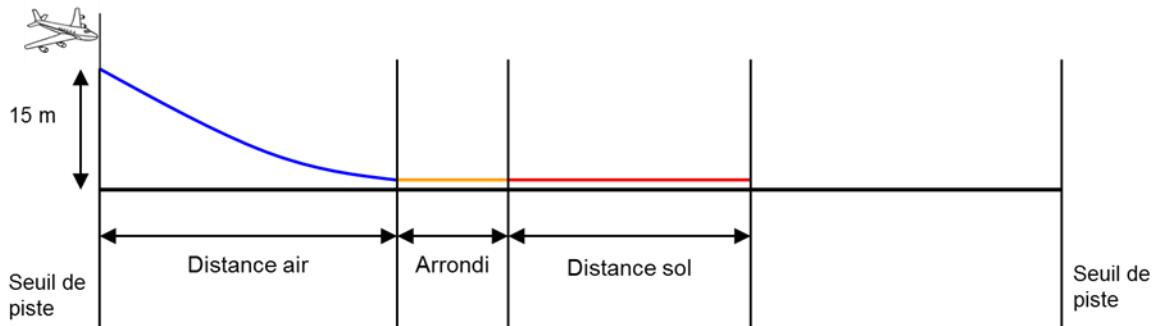


Figure 2-26 : Description de l'atterrissement d'un avion

Cela leur permet de proposer une table de correspondance entre le CRFI et la distance d'atterrissement [Croll, 2002]. A partir de la distance d'atterrissement calculée sur piste sèche (ligne) et du CRFI reporté (colonne), le Tableau 2-4 permet de calculer la distance d'atterrissement sur une piste contaminée. Ce Tableau 2-4 est applicable quels que soit l'avion puisqu'il utilise comme donnée d'entrée la seule distance d'atterrissement sur piste sèche.

Tableau 2-4 : Tableau de calcul des distances d'atterrissement sur piste contaminée en fonction du CRFI [Croll, 2002] (données en m converties des unités d'origines en ft)

		Reported Canadian Runway Friction Index (CRFI)											
Landing Distance Bare and Dry Unfactored	0,60 0,55 0,50 0,45 0,40 0,35 0,30 0,27 0,25 0,22 0,20 0,18	Recommended Landing Distances (No Reverse Thrust)											
		954	978	1008	1044	1083	1134	1191	1236	1266	1320	1362	1407
540	1065	1095	1131	1173	1221	1278	1347	1398	1434	1497	1545	1599	
600	1140	1173	1215	1260	1314	1377	1455	1509	1551	1623	1674	1734	
660	1257	1296	1341	1392	1452	1524	1611	1671	1719	1794	1854	1917	
720	1365	1410	1458	1515	1581	1659	1755	1824	1872	1956	2019	2091	
780	1449	1494	1548	1608	1680	1764	1866	1938	1989	2079	2145	2220	
840	1557	1608	1668	1734	1812	1908	2019	2100	2157	2256	2331	2412	
900	1674	1731	1794	1869	1956	2061	2184	2271	2337	2445	2529	2619	
960	1764	1827	1896	1977	2070	2181	2316	2409	2478	2595	2685	2781	
1020	1860	1926	1998	2085	2187	2304	2448	2550	2625	2751	2844	2949	
1080	1950	2022	2100	2193	2298	2427	2580	2688	2766	2901	3003	3114	
1140	2013	2088	2169	2265	2376	2508	2667	2781	2862	3003	3108	3225	
1200													

Cette solution a été utilisée au Canada pendant plusieurs années, mais n'a pas convaincu les autres Etats, et n'a pas été reprise au niveau règlementaire par l'OACI.

2.3.2.2 International Runway Friction Index

L'International Runway Friction Index (IRFI) est un indice harmonisé de coefficient de frottement, basé sur l'utilisation d'un appareil de mesure continue du frottement comme appareil de référence [Wambold, 2003]. Il s'agissait de déterminer une corrélation expérimentale entre les appareils de mesure du frottement et cet appareil de référence. L'IMAG a été utilisé comme appareil de référence pour réaliser cette harmonisation. Une norme ASTM a été produite pour décrire ce processus d'harmonisation (ASTM E 2100 - 04 [ASTM, 2004]).

Les résultats ont montré que les appareils peuvent être corrélés entre eux, en utilisant l'IRFI. Cependant, la corrélation entre les appareils de mesure du frottement et les avions n'est pas satisfaisante (cf. Figure 2-27 [Wambold, 2003]). Cette Figure 2-27 montre une corrélation avec un faible coefficient de corrélation (0,60), largement déterminée par les points sur surface sèche (Reference IRV>0,5). Les points du Falcon sont largement prépondérants et ont donc une forte influence sur la corrélation. Elle ne peut donc pas être considérée comme représentative d'un panel suffisamment large d'avions.

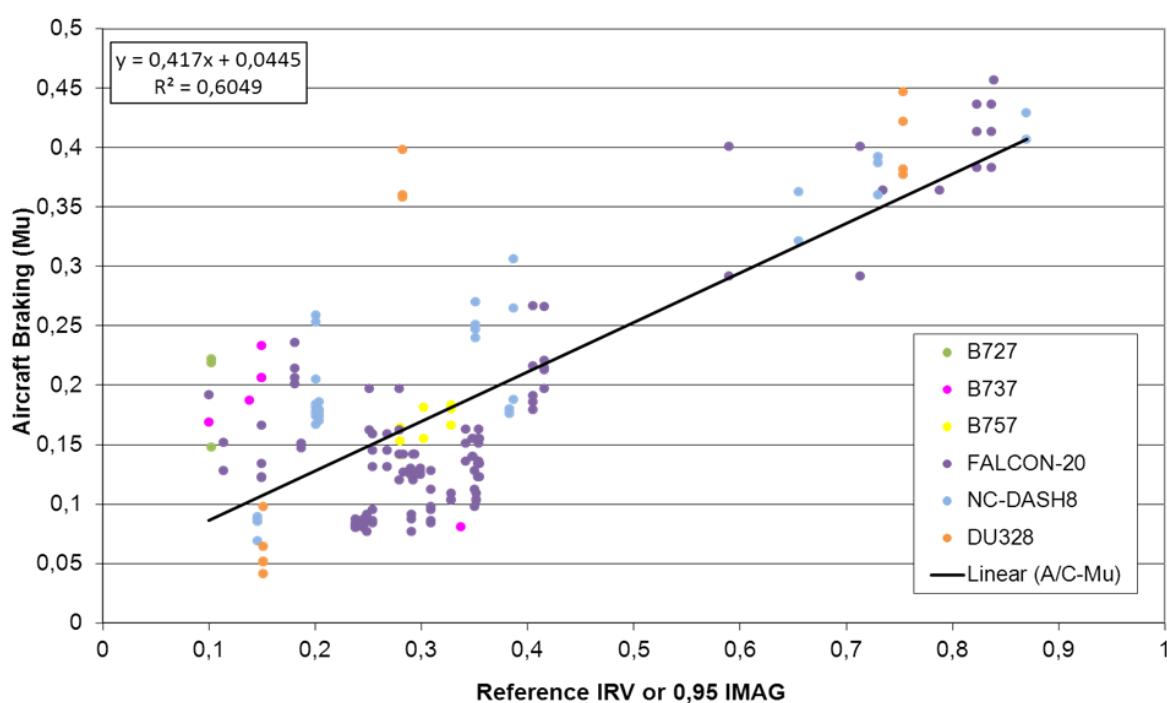


Figure 2-27 : Résultats du Joint Winter Runway Friction Measurement Program (données extraites de Wambold et Henry [Wambold, 2003])

Le processus de l'IRFI est de plus lourd à mettre en œuvre : des appareils de référence locaux doivent être corrélés expérimentalement et annuellement à l'appareil de référence international et aux niveaux régional et/ou national, les appareils utilisés sur les aéroports doivent être corrélés à ces mêmes appareils de référence locaux.

De plus, Wambold et Henry [Wambold, 2003] soulignent les problèmes de stabilité et de reproductibilité des appareils de mesure. Une constante de corrélation établie pour un appareil ne s'applique pas à un autre appareil du même type, et peut varier d'une année sur l'autre.

En conséquence, l'IRFI n'a jamais été utilisé de façon opérationnelle.

2.3.3 *SYNTHESE*

Cette section 2.3 montre que le besoin de disposer d'une méthode pour estimer la capacité de freinage des avions s'est fait sentir dès la fin des années 1940 avec la généralisation du transport aérien de passagers. Dès le début, les méthodes testées ont consisté à comparer le freinage d'un véhicule (un camion d'abord, puis des appareils de mesure du frottement de dimensions similaires à celles des voitures). De nombreuses expérimentations ont été menées pour établir une relation entre le résultat de mesure des appareils de mesure du frottement et les avions. Ces expérimentations permettent de disposer de bases de données riches en informations. Des relations ont été proposées par différents auteurs à partir de ces expérimentations. Certaines ont été reprises dans les textes de l'OACI (cf. Tableau 2-2) puis abandonnées, d'autres ont été utilisées localement par certains Etats (cf. section 2.3.2.1) mais n'ont pas convaincu les autres Etats et n'ont pas été adoptées par l'OACI. La dernière grande initiative internationale, le JWRFMP (cf. section 2.3.2), a eu pour ambition de traiter en même temps de la problématique d'harmonisation des résultats de mesure des appareils de mesure du frottement (cf. section 2.1.3.3) et de la relation avec le coefficient de freinage des avions. Elle s'est heurtée à des difficultés liées au processus d'harmonisation (trop lourd à mettre en œuvre à l'échelle internationale) et aux appareils (stabilité, reproductibilité des mesures). La relation proposée entre l'indice harmonisé des mesures de frottement et le coefficient de freinage des avions n'a pas été jugée de qualité suffisante (cf. section 2.3.2.2) pour être mis en œuvre de manière opérationnelle.

Ces résultats ont conduit la communauté de l'aviation civile [AESA, 2009][Subbotin, 2013][OACI, 2016] à accorder moins d'importance aux appareils de mesure du frottement et à privilégier la description de l'état de surface de la piste en termes de nature et hauteur de contaminant, et de surface recouverte. Les mesures de frottement n'apparaissent ainsi pas dans la RCAM (cf. section 2.2.2).

Cette section 2.3 montre qu'en l'état actuel des connaissances, il est difficile de prendre en compte le coefficient de frottement dans l'estimation des performances de freinage des avions. Les différences sont nombreuses entre les appareils de mesure du frottement et les avions : dimensions, masses, pressions de gonflage et dimensions des pneumatiques, composition des bandes de roulement des pneumatiques, vitesses etc. Toutes ces différences ont certainement des effets non-linéaires sur le frottement et cette section 2.3 montre que la corrélation linéaire ne permet pas de corriger ces effets d'échelles. Une autre approche semble donc nécessaire pour atteindre l'objectif de prévoir le coefficient de freinage des avions à partir des mesures de frottement.

2.4 APPROCHE BASEE SUR L'UTILISATION D'UN MODELE

2.4.1 *INTERET D'UNE APPROCHE BASEE SUR LA MODELISATION*

La section 2.3 a souligné que les effets d'échelle existant entre les appareils de mesure du frottement et les avions pourraient expliquer les difficultés qu'il y a à identifier une relation

entre ces deux appareils. La section 2.1 a permis d'identifier un certain nombre de facteurs influant sur le frottement : masse, vitesse, pression de gonflage des pneumatiques, etc.

Il serait intéressant de réussir à prendre en compte l'effet de ces facteurs sur le frottement pour séparer l'effet propres aux véhicules des effets liés uniquement au contact entre le pneumatique et la chaussée. Il serait alors peut être possible de relier les facteurs propres au contact pneumatique/chaussée du pneumatique de l'IMAG de ceux du pneumatique de l'avion.

Cette section 2.4 explore cette approche à partir de l'utilisation d'un modèle issu de la littérature.

2.4.2 MODELE ESDU

ESDU est une organisation d'ingénierie qui fournit des outils d'analyse dans les domaines de l'aérospatial, l'automobile, la mécanique et les structures. ESDU a publié de nombreux rapports d'études commandées par Transport Canada sur la construction d'un modèle de coefficient de frottement pour avions, notamment sur chaussées contaminées. En mai 2003 un rapport fut publié synthétisant les études précédentes et développant un modèle de performances avion ; il s'agit d'un document intitulé « Development of a Comprehensive Method for Modelling Performance of Aircraft Tyres Rolling or Braking on Dry and Precipitation-Contaminated Runways » [ESDU, 2003].

Le modèle ESDU suppose que le coefficient de frottement mesuré (μ_M) est la résultante de trois efforts : le freinage (μ_f), la résistance au roulement (μ_R) et la trainée (μ_T).

$$\mu_M = \mu_f + \mu_R + \mu_T \quad (2.17)$$

Le coefficient de résistance au roulement est calculé à partir d'une relation empirique utilisant la pression de gonflage du pneumatique, la charge et la vitesse. Le coefficient de trainée est calculé en considérant les efforts de résistance au déplacement et à la compression du contaminant. Les formules peuvent être retrouvées dans [ESDU, 2003].

Le modèle ESDU exprime le coefficient de frottement lié au freinage, μ_f , sur pistes sèche, enneigée ou verglacée en utilisant la relation empirique suivante :

$$\mu_f = \frac{(1 - e^{\eta_2 G})}{\left(1 + \left(\eta_0 + \eta_1 \frac{v_x^2}{2g}\right) \frac{p/p_a}{F_z^{1/3}}\right)} \mu_{ref} \quad (2.18)$$

où G représente le taux de glissement, v_x la vitesse, p la pression de gonflage du pneumatique, p_a la pression atmosphérique, F_z la charge verticale à la roue, et μ_{ref} est un coefficient de frottement de référence. η_0 , η_1 et η_2 sont trois constantes valant respectivement $0,6842 \text{ N}^{1/3}$, $0,1025 \text{ N}^{1/3} \cdot \text{m}^{-1}$ et -12.

Sur piste mouillée, l'Equation (2.18) est complétée par un terme traduisant l'effet de l'eau (phénomène d'hydroplanage, effet du film d'eau résiduel, cf. section 2.1.2.3) :

$$\mu_f^{mouillé} = \mu_f^{sec} \frac{1 - \varphi_0 q/p}{1 + \varphi_1 q_v/p_a} \quad (2.19)$$

où q représente la pression hydrodynamique de l'eau, q_v représente la pression du film résiduel d'eau, φ_0 et φ_1 sont deux fonctions empiriques dépendant de la texture et de la hauteur d'eau. Afin de ne pas alourdir la rédaction de cette section 2.4.2, le détail des expressions de ces fonctions est fourni en Annexe B.

Le modèle ESDU utilise donc des données d'entrée liées au véhicule et au pneumatique (cf. Equation (2.18)) et un paramètre, μ_{ref} , appelé coefficient de frottement de référence. ESDU [ESDU, 2003] propose plusieurs valeurs pour ce coefficient :

- $\mu_{Ref}=0,909$ sur chaussée sèche et mouillée pour les avions, quelques soient les avions et les pneumatiques. ESDU [ESDU, 2003] propose des valeurs différentes pour les pneumatiques ASTM E 524 [ASTM, 2015] et ASTM E 249 [ASTM, 1974] utilisés sur certains appareils de mesure du frottement, respectivement : 1,374 et 1,223
- μ_{Ref} en fonction de la température pour la glace et la neige compactée : (cf. Equations (2.20) et (2.21)).

$$\mu_{Ref} = 0,25 \sqrt{1 + \frac{T}{50}} \left(1 - 0,8 \left(1 + \frac{T}{50} \right) \right) \text{ pour la glace} \quad (2.20)$$

$$\mu_{Ref} = 0,8 \sqrt{1 + \frac{T}{50}} \left(1 - 0,8 \left(1 + \frac{T}{50} \right) \right) \text{ pour la neige} \quad (2.21)$$

Le coefficient de frottement de référence dépend donc du type de pneumatique et de l'état de surface de la piste mais ne dépend plus d'autres paramètres liés au véhicule ou à la pression de gonflage. On peut donc supposer qu'il caractérise l'interaction entre le pneumatique et la piste et qu'il est indépendant des effets d'échelle. Ce paramètre pourrait être un bon candidat pour passer des mesures de l'IMAG au coefficient de freinage de l'avion.

2.4.3 APPLICATION DU MODELE ESDU

Cette idée a été explorée dans le cadre d'un travail préliminaire à ces travaux de thèse. Dans [Gerthoffert, 2014b][Cerezo, 2016], le coefficient de frottement de référence est considéré comme étant le paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée et est utilisé pour faire le passage de l'appareil de mesure à l'avion. Le modèle ESDU est utilisé comme une fonction de transfert liant le coefficient de frottement de référence et le coefficient de frottement lié au freinage.

$$\mu_f = K \mu_{ref} \quad (2.22)$$

où K est la fonction de transfert qui intègre les effets d'échelle, s'exprimant dans les cas sec, enneigé et verglacé :

$$K = \frac{(1 - e^{\eta_2 G})}{\left(1 + \left(\eta_0 + \eta_1 \frac{v^2}{2g}\right) \frac{p/p_a}{F_z^{1/3}}\right)} \quad (2.23)$$

et dans le cas mouillé :

$$K = \frac{(1 - e^{\eta_2 G})}{\left(1 + \left(\eta_0 + \eta_1 \frac{v^2}{2g}\right) \frac{p/p_a}{F_z^{1/3}}\right)} \frac{1 - \varphi_0 q/p}{1 + \varphi_1 q_v/p_a} \quad (2.24)$$

Cerezo et al. ont supposé que le modèle ESDU peut s'appliquer également à l'IMAG, et qu'il est possible de cette façon d'identifier le coefficient de frottement de référence de l'IMAG à partir d'une mesure de l'IMAG à l'aide de l'Equation (2.25) :

$$\mu_f^{IMAG} = K^{IMAG} \mu_{ref}^{IMAG} \quad (2.25)$$

Le coefficient de frottement de référence permet ensuite de passer de l'IMAG à l'avion. Cerezo et al. ont supposé qu'il existait une relation linéaire entre le coefficient de frottement de référence de l'IMAG et celui de l'avion et ont proposé la calibration suivante [Cerezo, 2016] :

$$\mu_{ref}^{AC} = 0,57 \mu_{ref}^{IMAG} + 0,15 \quad (2.26)$$

Finalement, l'Equation (2.22), appliquée avec les paramètres de l'avion, permet de retrouver le coefficient de freinage de l'avion.

Contrairement à l'IMAG, l'avion ne freine pas avec un taux de glissement fixe et fixé *a priori* (cf. sections 2.1.1.2 et 2.1.4). Pour appliquer l'Equation (2.22), Cerezo et al. ont supposé que le taux de glissement de l'avion au cours du freinage est variable en fonction de l'état de surface. Les valeurs de taux de glissement de l'avion sont estimées en calant les données expérimentales issues du JWRFMP avec pour contraintes une valeur minimale de 4 % (en-dessous de laquelle les auteurs estiment qu'il n'y a pas de freinage) et une valeur maximale de 100 % (ce qui correspond à un freinage sans système ABS, ce qui n'est pas le cas en réalité).

Cerezo et al. ont exploité à nouveau les données du JWRFMP (cf. Figure 2-27) et ont montré qu'ainsi il est possible d'améliorer la prévision des performances de freinage des avions à partir des mesures de frottement (cf. Figure 2-28). Le coefficient de freinage est ainsi prédit à +/- 0,05 dans 90 % des cas (cf. Figure 2-28).

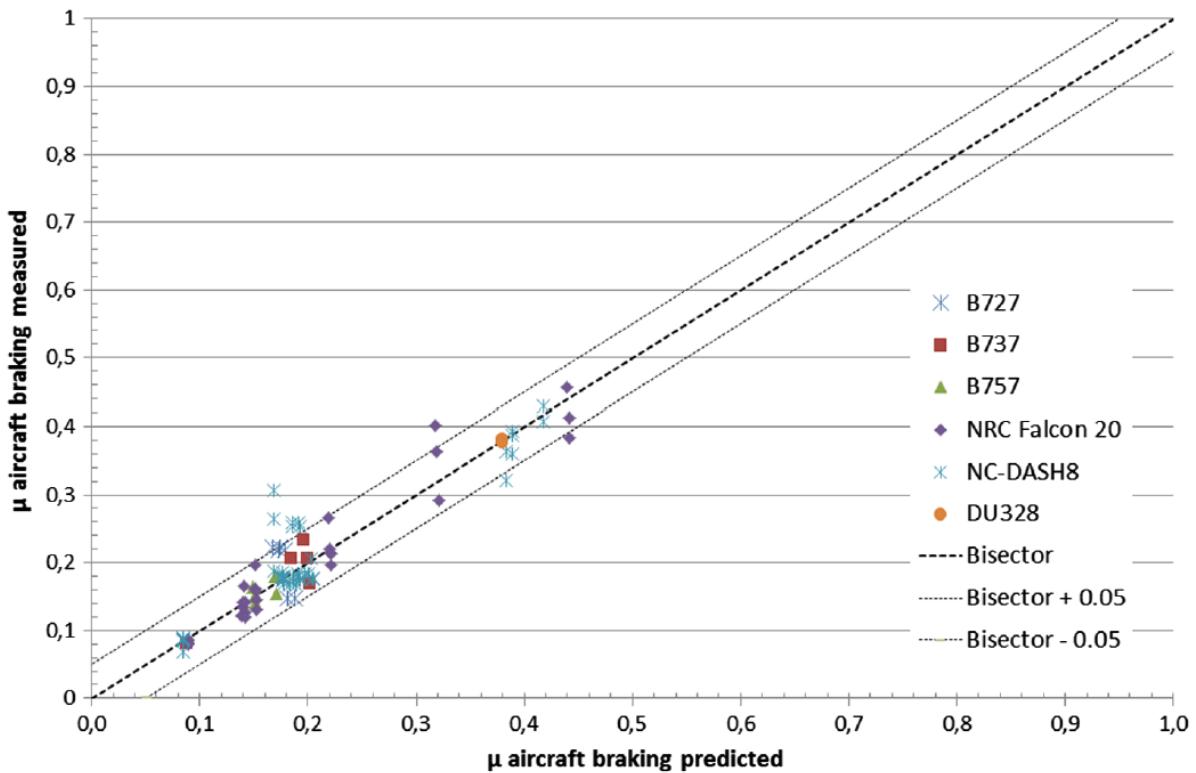


Figure 2-28 : Comparaison entre le coefficient de freinage mesuré et le coefficient de freinage prédit à partir des mesures de l'IMAG [Cerezo, 2016]

2.4.4 SYNTHESE

Cette approche basée sur l'utilisation d'un modèle est prometteuse. Elle permet de prédire d'une manière satisfaisante le coefficient de freinage de l'avion à partir des coefficients de frottement mesurés par l'IMAG. Cette synthèse propose des pistes d'amélioration de ce travail :

- Un modèle empirique ajusté sur des données plus récentes, ou mieux encore par l'utilisation d'un modèle physique, pourrait être utilisé à la place du modèle ESDU. En effet, le modèle ESDU a été ajusté sur des données de freinages d'avions obtenues dans les années 1960-70. Il n'est pas certains que ce modèle reste applicable aux nouveaux avions, équipés de pneumatiques modernes et de nouveaux systèmes ABS.
- Il faudrait utiliser un modèle qui soit adapté à l'IMAG. En effet, le modèle ESDU a été ajusté sur des données d'avions et il n'est pas certains qu'avec cette calibration le modèle ESDU soit représentatif des mesures de l'IMAG.
- La relation proposée entre les coefficients de frottement de référence de l'IMAG et de l'avion (cf. Equation (2.26)) devrait être généralisée. Celle-ci a été calée sur les données expérimentales du JWRFMP mais il n'a pas été démontré qu'elle reste applicable à d'autres données plus récentes ou acquises dans d'autres expérimentations.
- Il serait intéressant de simuler l'ensemble de la courbe de freinage de l'avion (cf. section 2.1.1.2). En effet, la dépendance du taux de glissement à l'état de surface a été observée expérimentalement pendant les essais du JWRFMP, mais à ce stade la valeur de ce taux de glissement n'est pas connue *a priori*, ce qui complique l'utilisation de manière opérationnelle de la méthode décrite dans cette section. Un modèle capable de reproduire toute la courbe de freinage de l'avion permettrait d'identifier le point de fonctionnement du système ABS, et donc la valeur du taux de glissement et du μ_{max} .

Cette section a donc permis d'identifier une méthode et une démarche satisfaisante pour relier les coefficients de frottement de l'IMAG et les coefficients de freinage de l'avion. Des pistes d'améliorations ont également été identifiées. Ces réflexions permettent d'étayer la démarche qui sera mise en œuvre dans le cadre de cette thèse (cf. Partie 3).

3 DEMARCHE/METHODOLOGIE

L'état de l'art a détaillé les différents travaux réalisés dans l'objectif d'établir une relation entre les mesures de frottement (cf. section 2.1.3) et les performances de freinage des avions (cf. sections 2.3). L'effort a essentiellement porté sur l'approche expérimentale et la recherche d'une corrélation empirique. Les résultats n'ont cependant pas permis d'établir avec suffisamment de précision une telle correspondance. En effet, beaucoup de variables influent sur le frottement pneumatique/chaussée en présence d'un contaminant : les dimensions des pneumatiques, leur pression de gonflage, la charge appliquée sur le pneumatique, la vitesse, les caractéristiques viscoélastiques de la gomme, le taux de glissement, la texture de la chaussée, les caractéristiques du contaminant, etc. Ces variables ont des effets certainement non-linéaires sur le frottement et la corrélation linéaire ne permet donc pas de les corriger.

Des résultats prometteurs ont été obtenus à partir d'une approche basée sur l'utilisation d'un modèle (cf. section 2.4). Les travaux rapportés dans la section 2.4 s'appuient sur un modèle empirique pour prendre en compte et corriger l'effet de certaines de ces variables sur le coefficient de frottement. Le modèle permet d'identifier un paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée. Une relation, empirique également, a ensuite été proposée entre ce paramètre caractéristique pour le pneumatique de l'IMAG et le pneumatique de l'avion. La section 2.4 a conclu en proposant des pistes d'améliorations afin de pousser encore plus loin le travail sur cette approche.

Le travail développé dans cette thèse tirera donc profit de ces pistes d'améliorations afin d'aborder les trois difficultés majeures du problème étudié dans cette thèse :

- Un phénomène de frottement entre un solide déformable (caoutchouc) et un support rugueux et recouvert d'un contaminant.
- Deux systèmes fonctionnant de manières très différentes (pneumatiques, charges, vitesse...) : les appareils de mesure du frottement et les avions.
- Un système, l'avion, ayant un comportement dynamique particulier (portance aérodynamique et transfert de charge lors du freinage).

L'état de l'art a présenté plusieurs appareils de mesure du frottement utilisés sur les aéroports pour évaluer l'adhérence des pistes (cf. section 2.1.3) tout en soulignant les difficultés qu'il y a à harmoniser les résultats de mesure de ces appareils. Dans le cadre de cette thèse, il a été décidé de se concentrer sur un seul appareil de mesure du frottement, l'Instrument de Mesure Automatique de Glissance (IMAG), appareil de référence en France.

L'objectif de cette thèse n'est pas de développer une modélisation dynamique d'un avion. Le travail se concentrera donc sur le tribosystème formé par le pneumatique, le contaminant et la chaussée. Chacun des systèmes, l'IMAG et l'avion, sera donc ramené à une roue se déplaçant à une vitesse donnée, lestée par une charge statique, connue et constante (cf. Figure 3-1).

L'état de l'art a également souligné de quelle manière l'adhérence des chaussées est sensible à aux effets d'échelles existant entre l'IMAG et les avions. Il est donc nécessaire, afin de pouvoir traiter du phénomène de frottement, de corriger ces effets d'échelles. Cette correction doit permettre de ramener le problème de l'adhérence de chacun des véhicules, à celui d'un tribosystème pneumatique/contaminant/chaussée, puis à celui de pains de gomme en contact avec une surface contaminée (cf. Figure 3-1).

Le paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée sera alors identifié. Une relation sera recherchée entre ce paramètre pour le pneumatique de l'IMAG et ce même paramètre pour le pneumatique de l'avion. Le nombre de variables en jeu devrait à ce moment être réduit, du fait de la correction préalable des effets d'échelle.

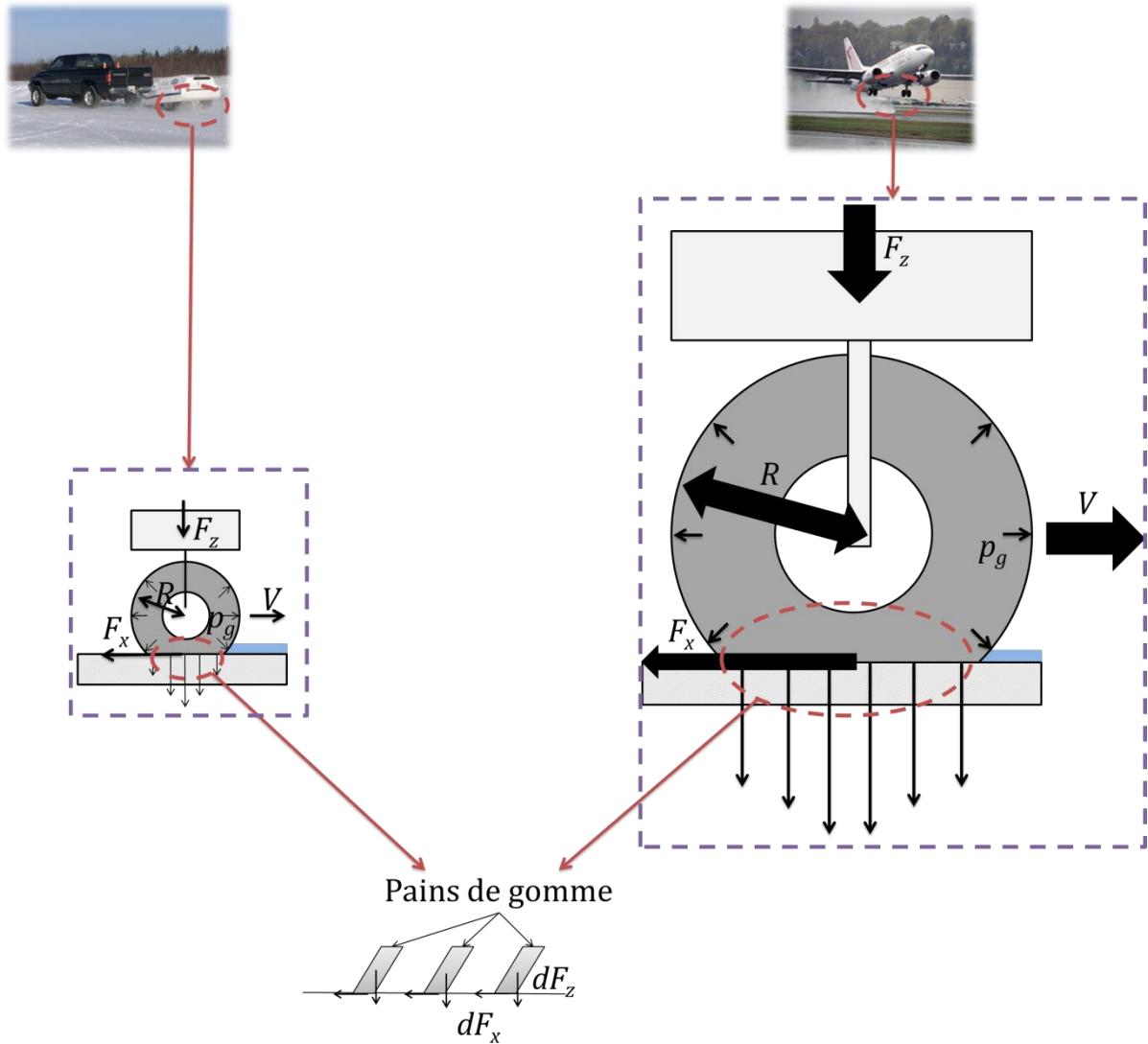


Figure 3-1 : Démarche mise en œuvre dans la thèse pour la correction des effets d'échelles

Cette démarche permettra d'atteindre l'objectif de la thèse en trois temps (cf. Figure 3-2) :

1. A partir de la mesure de l'IMAG, en utilisant le modèle par calcul inverse, le paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée est déterminé pour le pneumatique de l'IMAG.
2. La relation identifiée entre ce paramètre caractéristique pour l'IMAG et l'avion est alors utilisée afin de calculer la valeur de ce paramètre pour l'avion.
3. Finalement, le modèle est utilisé par calcul direct pour calculer le coefficient de freinage de l'avion.

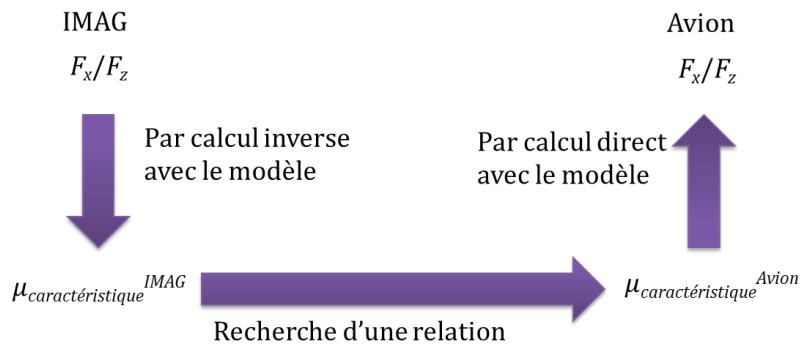


Figure 3-2 : Démarche de prévision du coefficient de freinage de l'avion à partir de la mesure de l'IMAG

La section 2.4 a souligné qu'une modélisation physique, adaptée aussi bien à l'IMAG qu'à l'avion, serait préférable à une modélisation empirique. Une modélisation physique aurait en effet deux avantages :

- L'utilisation des variables caractéristiques de chaque véhicule permettrait d'assurer l'applicabilité du modèle à l'IMAG et à l'avion. Le modèle sera également plus facilement adaptable aux différents types d'avion et permettra d'envisager une application avec d'autres appareils de mesure du frottement.
- Il sera plus facile d'introduire l'effet des contaminants dans un modèle physique qu'un modèle empirique.

Les recherches bibliographiques (cf. section 2.1.1.2) ont également mis en évidence que les avions sont équipés de systèmes ABS conçus pour empêcher le blocage des roues et cibler le maximum de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement. L'avion, contrairement à l'IMAG, ne fonctionne pas à un taux de glissement constant et fixé *a priori*. L'effet du système ABS peut être pris en compte en modélisant l'ensemble de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement afin d'identifier son maximum, en supposant que le système ABS fonctionne parfaitement et parvient à maintenir ce maximum.

Les recherches bibliographiques (cf. section 2.1.2) ont montré que les phénomènes physiques à l'origine de l'adhérence sont très différents selon les types de contaminants. Le frottement sur la glace et la neige fait intervenir des notions de transferts thermiques qui sont complexes à modéliser. La compression et le déplacement de la neige nécessite de prendre en compte les lois de comportement de la neige, qui peuvent être très différentes selon les types de neige, leur densité, leur structure cristalline, etc. Il n'était pas possible dans le temps imparti de la thèse d'aborder l'ensemble de ces problématiques et le choix a été fait de traiter uniquement la situation la plus couramment rencontrée sur les aéroports français, c'est-à-dire la présence d'eau sur la chaussée.

La modélisation du tribosystème pneumatique/eau/chaussée est décrite dans la Partie 4. Cette modélisation permet de corriger les effets d'échelle et de ramener le problème de la roue en freinage à celui de pains de gomme en frottement avec la chaussée (cf. Figure 3-3). Ce modèle est constitué de plusieurs briques, le modèle Brosse et son adaptation au cas mouillé, et deux modèles qui calculent les différentes données d'entrée du modèle Brosse, les modèles « aire de contact » et modèle de raideur du pneumatique. L'application du modèle à l'IMAG et à l'avion est décrite dans la Partie 4.

Des campagnes expérimentales ont été mises en œuvre dans la Partie 5 et sont exploités dans la Partie 6 pour calibrer et valider la modélisation du tribosystème IMAG/eau/chaussée.

La modélisation du tribosystème avion/eau/chaussée est validée dans la Partie 7 à partir de bases de données de la littérature. Dans cette Partie 7 également, une fonction de transfert entre le paramètre caractérisant l'interaction entre la gomme du pneumatique et la chaussée pour l'IMAG et pour l'avion est proposée. L'ensemble de la démarche permettant de prédire le coefficient de freinage de l'avion à partir d'une mesure de l'IMAG est alors validé à partir de bases de données existantes (cf. Partie 7).

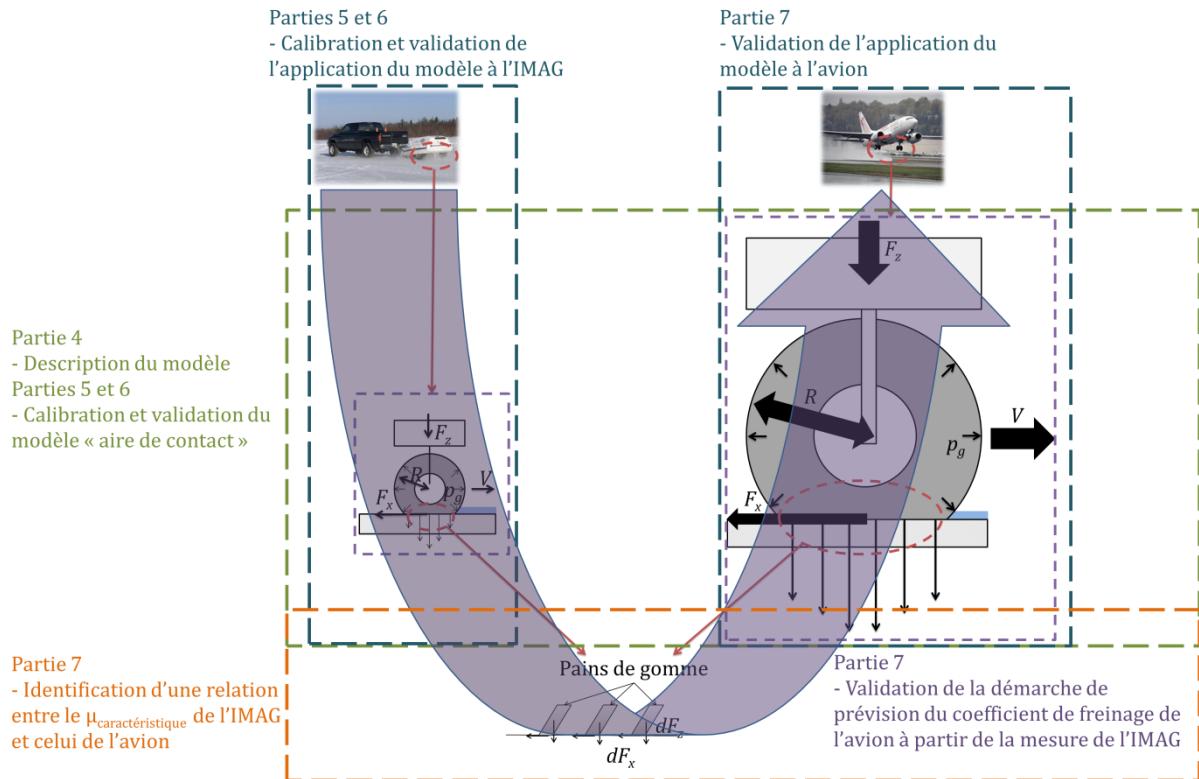


Figure 3-3 : Représentation de l'agencement des différentes parties du mémoire

4 MODELISATION

4.1 DESCRIPTION DU MODELE BROSSE

Le modèle Brosse a été largement étudié dans le domaine automobile [Dugoff, 1970][Pacejka, 2006][Svendenius, 2007] et récemment appliqué au domaine aéronautique [Jones]. Il permet de décrire les phénomènes physiques dans l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée (adhésion, cisaillement du caoutchouc et glissement). Il utilise en entrée les principales grandeurs liées au véhicule (charge verticale), au pneumatique (raideur) et au contact entre le pneumatique et la chaussée (longueur de l'aire de contact et coefficient de frottement). Il s'adaptera ainsi plus facilement aux différentes situations de contamination que les modèles empiriques couramment utilisés (formule magique [Pacejka, 2006], modèle ESDU [ESDU, 2003]). C'est un modèle géométrique dont la résolution reste semi-analytique ce qui le rend plus simple à mettre en œuvre que des modèles plus sophistiqués tels que les modèles de LuGre ou de Dahl [Canudas de Wit, 2003] avec des temps de calculs raisonnables par rapport aux modèles aux éléments finis [Kongo-Kondé, 2011]. Une solution semi-analytique permet en effet de s'affranchir des contraintes propres aux schémas numériques (simplicité d'écriture, facilité de mise en œuvre, conditions de convergence, stabilité de la solution).

Svendenius [Svendenius, 2007] et Jones [Jones, 2012] ont déjà démontré que le modèle Brosse peut décrire de manière représentative le freinage d'un véhicule léger et d'un avion. Il pourra donc être appliqué à l'IMAG et l'avion pour mettre en œuvre la démarche décrite dans le chapitre 3.

Le modèle Brosse décrit une roue évoluant en régime stationnaire. Il permet de modéliser un glissement latéral pur, un glissement longitudinal pur, voire une combinaison des deux. Pour l'application souhaitée aux appareils de mesure du Coefficient de Frottement Longitudinal (cf. section 2.1.3.1) et au freinage des avions (principalement longitudinal), ce modèle est mis en œuvre dans ce travail en ne considérant que le déplacement longitudinal et en ignorant les déplacements latéraux.

4.1.1 PRINCIPE

La bande de roulement est modélisée par une succession de poils indépendants (cf. Figure 4-1) ayant chacun un comportement élastique. Toutes les variables dans la direction latérale (largeur, rigidité, pression) sont supposées uniformes. Les poils sont attachés à la structure du pneumatique qui est supposée être infiniment rigide.

Cette dernière hypothèse conduit à considérer une structure de pneumatique rigide [Pacejka, 2006]. Des auteurs ont donc pris en compte la flexibilité de la structure [Ratti, 1986][Svendenius, 2007] et ont montré que les mêmes résultats peuvent être obtenus en considérant une structure rigide et une bande de roulement plus souple. Prendre en compte la flexibilité de la structure complexifie donc les développements mathématiques sans apporter de bénéfices réels sur le modèle. Ainsi le modèle développé dans la suite de ce travail pour la raideur du pneumatique (cf. section 4.5) tiendra compte du fait que la raideur des poils représente en fait la raideur de l'ensemble formé par les poils et la structure [Pacejka, 2006].

Ce modèle fonctionne en trois temps (cf. Figure 4-1) :

- Le poil entre dans l'aire de contact (en $x=a_0$) et adhère à la surface,
- Il s'étire jusqu'à ce que la force de rappel élastique égale la force de frottement statique (point de transition x_s),
- Il glisse jusqu'à la sortie de l'aire de contact (en $x=-a_0$).

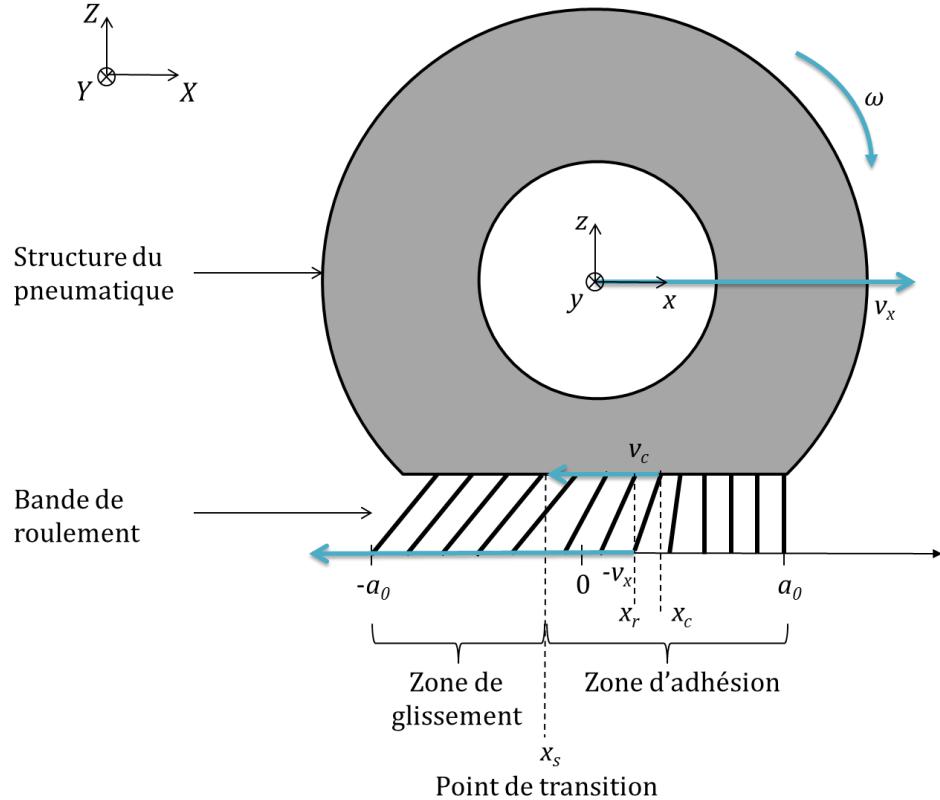


Figure 4-1 : Schéma de principe du modèle Brosse

L'aire de contact est donc divisée en deux zones : une zone d'adhésion et une zone de glissement, séparées par le point de transition x_s .

Le système de coordonnées (x, y, z) est attaché à la structure du pneumatique, dont l'origine est située au centre de la roue (cf. Figure 4-1), et se déplace avec la roue à une vitesse v_x par rapport au repère terrestre (X, Y, Z) . L'axe x est la direction longitudinale dans le sens d'avancement de la roue. L'axe y est la direction latérale perpendiculaire au plan de la roue, et l'axe z est orienté vers le haut.

Dans la zone d'adhésion, l'extrémité inférieure du poil, en contact avec la surface, adhère à celle-ci. Elle a une vitesse relative nulle par rapport à la surface, dans le repère (X, Y, Z) , mais le point de contact, x_r , se déplace à une vitesse $-v_x$ dans le repère (x, y, z) . La position de ce point est donc donnée par :

$$x_r(x) = a_0 - \int_0^{t(x)} v_x dt \quad (4.1)$$

où $t(x)$ représente le temps passé par le poil dans l'aire d'adhésion, et x est la position longitudinale de l'extrémité supérieure du poil.

Le sommet du poil se déplace à une vitesse v_c , liée à la vitesse de rotation ω de la roue, différente de la vitesse v_x . Les vitesses v_x et v_c étant supposées constantes sur l'intervalle de temps pendant lequel le poil traverse l'aire d'adhésion, le temps $t(x)$ passé par le poil dans l'aire d'adhésion est :

$$t(x) = \frac{a_0 - x}{v_c} \quad (4.2)$$

Il résulte de la différence de vitesse entre les extrémités inférieure et supérieure du poil, v_x et v_c , que le poil subit une déformation longitudinale Δx . Les Equations (4.1) et (4.2) permettent d'exprimer cette déformation :

$$\Delta x(x) = x_r(x) - x = -\frac{v_x - v_c}{v_c} (a_0 - x) = -\frac{G}{1 - G} (a_0 - x) \quad (4.3)$$

où G représente le taux de glissement de la roue, défini de la façon suivante (cf. section 2.1.1.2) :

$$G = \frac{v_x - v_c}{v_x} \quad (4.4)$$

4.1.2 FORMULATION

En entrant dans l'aire d'adhésion ($x_s \leq x \leq a_0$), le poil est supposé adhérer à la surface. Il a donc une vitesse relative nulle par rapport à la chaussée. La force d'adhésion élémentaire, dF_{ax} , générée par un poil est donnée par :

$$dF_{ax}(x) = c_{px} \Delta x(x) dx \quad (4.5)$$

où c_{px} représente la raideur longitudinale du pneumatique par unité de longueur (N.m^{-2}). Elle est calculée à partir de la raideur du pneumatique, C_x (N.m^{-1}), par [Jones, 2012] :

$$c_{px} = \frac{C_x}{2 a_0} \quad (4.6)$$

Dans l'aire de glissement ($-a_0 \leq x < x_s$), le poil est supposé être en glissement par rapport à la chaussée à la vitesse de glissement v_{sx} :

$$v_{sx} = G v_x \quad (4.7)$$

La force de glissement élémentaire, dF_{sx} , générée par un poil est donnée par :

$$dF_{sx}(x) = -\mu_{kx} q_z(x) dx \quad (4.8)$$

où μ_{kx} et $q_z(x)$ représentent respectivement le coefficient de frottement dynamique (cf. section 2.1.1.1) et la force verticale par unité de longueur (dans la direction longitudinale x) au point x .

Le point de transition x_s représente la position dans l'aire de contact où la force de rappel élastique égale la force de frottement statique (cf. section 2.1.1.1), ce qui se traduit par :

$$dF_{ax}(x_s) = -\mu_{sx} q_z(x_s) dx \quad (4.9)$$

où μ_{sx} et $q_z(x_s)$ représentent le coefficient de frottement statique et la force verticale par unité de longueur au point de transition x_s . q_z est généralement polynomiale (cf. section 4.3). Un degré

faible (ordre 2 ou 3) permet d'aboutir à une solution analytique [Pacejka, 2006][Svendenius, 2007][Jones, 2012].

Le coefficient de frottement statique caractérise l'effort dans l'aire d'adhésion car la vitesse relative du poil par rapport à la chaussée est nulle (cf. section 2.1.1.1). Le coefficient de frottement dynamique caractérise l'effort dans l'aire de glissement car le poil se déplace par rapport à la chaussée à la vitesse v_{sx} . Ces deux coefficients ne sont pas nécessairement constants ni indépendants l'un de l'autre. La section 4.6 présente plusieurs relations entre ces deux paramètres.

La force horizontale totale, F_x , est obtenue en intégrant les forces d'adhésion et de glissement élémentaires sur respectivement les aires d'adhésion et de glissement :

$$F_x = \int_{x_s}^{a_0} dF_{ax} + \int_{-a_0}^{x_s} dF_{kx} \quad (4.10)$$

La Figure 4-2 représente schématiquement les différents efforts dans l'aire de contact. La force d'adhésion augmente d'abord linéairement avec l'allongement du poil (courbe bleue). Cette force est limitée par la force de frottement statique (courbe pointillée verte). Le point de l'aire de contact où la force de frottement atteint la force de frottement statique définit le point de transition (x_s). Le poil commence alors à glisser et la force de frottement chute pour atteindre la force de frottement dynamique (courbe pointillée rouge). La différence entre la force de frottement statique et la force de frottement dynamique permet de décrire le maximum de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement (cf. section 2.1.1.2). L'aire bleue représente la force d'adhésion totale, l'aire rouge la force de glissement totale et l'aire sous la courbe en pointillée noire, la force de frottement totale.

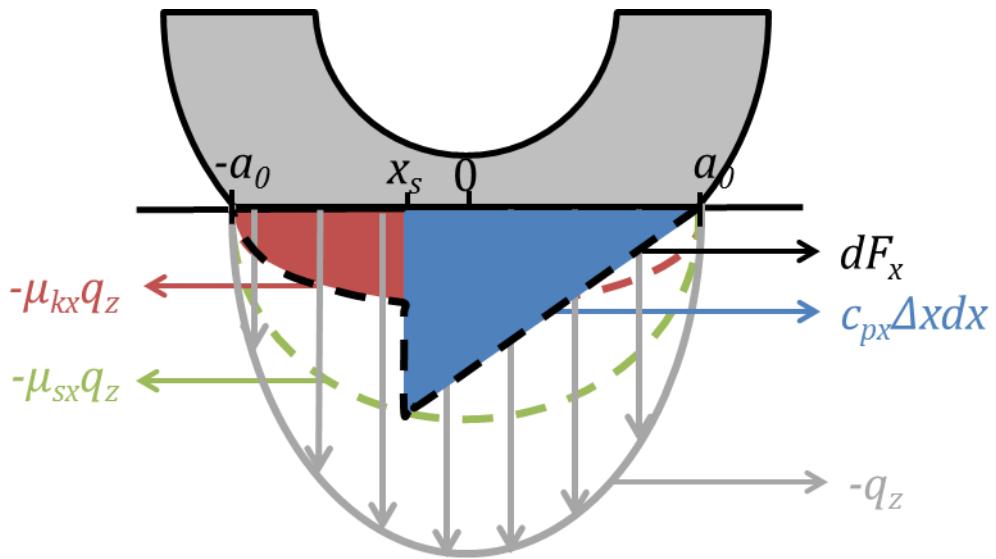


Figure 4-2 : Représentation des efforts dans l'aire de contact : distribution de la force verticale (gris), force de frottement statique (vert), force de frottement dynamique (rouge), force de frottement totale (trait noir pointillé)

4.1.3 LES DIFFERENTES ECHELLES DU MODELE BROSSE

L'intérêt du modèle Brosse est de permettre de passer de l'échelle élémentaire (le poil) à l'échelle du pneumatique. La Figure 4-3 illustre les différentes échelles utilisées dans la modélisation.

Le coefficient de frottement à l'échelle du poil est défini comme le rapport entre la force tangentielle, dF_x , et la force normale appliquée au poil, $q_z dx$. La force à laquelle le poil se met en mouvement, $dF_{ax}(x_s)$, et la force nécessaire pour entretenir le mouvement, dF_{sx} , permettent de définir les coefficients de frottement statique, μ_{sx} , et dynamique, μ_{kx} , de façon similaire à la définition classique de ces coefficients (cf. section 2.1.1.1) :

$$\mu_{sx} = \frac{dF_{ax}(x_s)}{q_z(x_s) dx} \quad (4.11)$$

$$\mu_{kx} = \frac{dF_{sx}(x)}{q_z(x) dx} \quad (4.12)$$

Le coefficient de frottement, mesuré par les appareils de mesure du frottement (cf. section 2.1.3), ou le coefficient de freinage, dans le cas de l'avion (cf. section 2.1.4), est défini comme le rapport entre la force tangentielle à l'échelle du pneumatique, F_x (intégrée sur toute l'aire de contact) et la force normale appliquée sur le pneumatique, F_z . Ce coefficient, à l'échelle du pneumatique, est noté μ^{pneu} dans la Figure 4-3 ci-dessous :

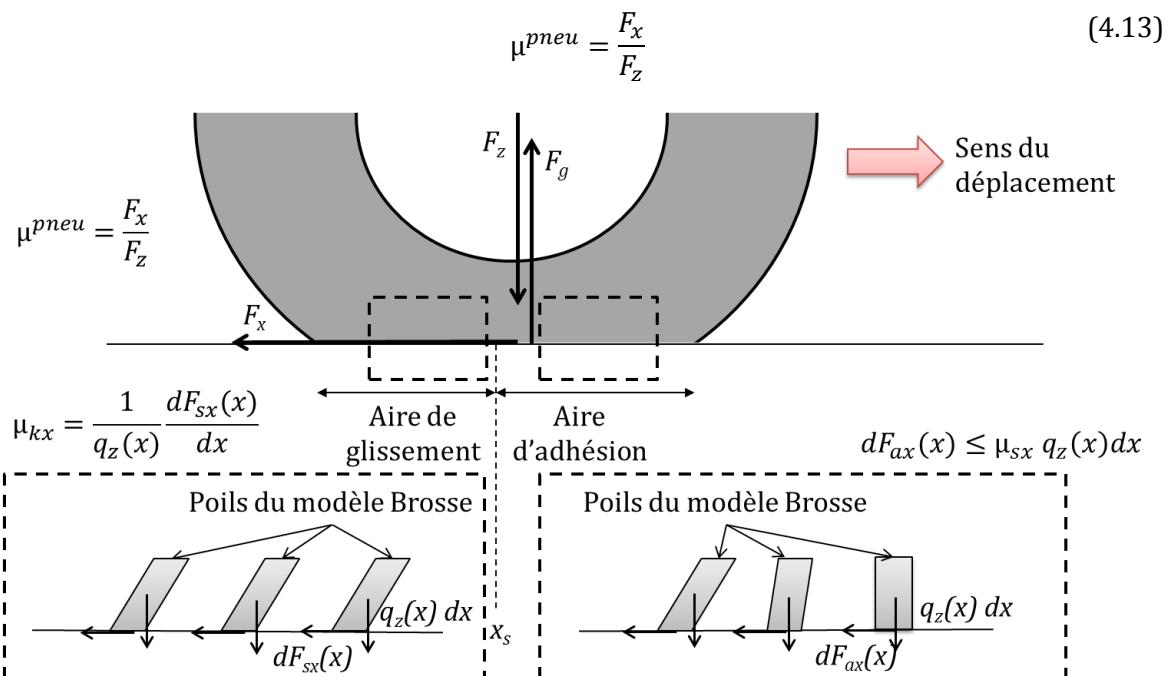


Figure 4-3 : Différentes échelles du modèle Brosse

4.1.4 DONNEES D'ENTREE DU MODELE BROSSE

Le modèle Brosse a donc six données d'entrée et une donnée en sortie (cf. Figure 4-4). Les données d'entrée sont liées au véhicule (la force verticale par unité de longueur q_z), au pneumatique (le taux de glissement G et la raideur C_x), à l'aire de contact (la demi-longueur de l'aire de contact a_0) et à l'interface pneumatique/chaussée (les coefficients de frottement statique μ_{sx} et dynamique μ_{kx}). La donnée de sortie est la force de frottement F_x .

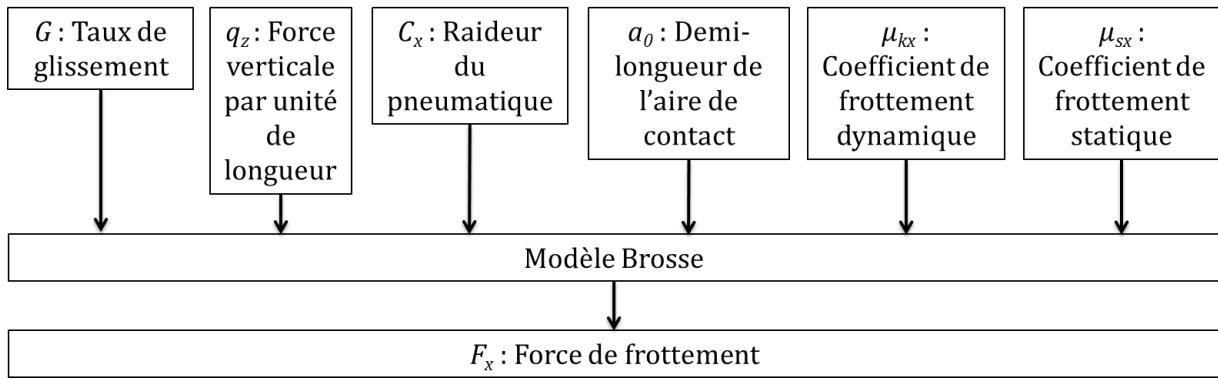


Figure 4-4 : Données d'entrée et de sortie du modèle Brosse

4.2 ADAPTATION DU MODELE BROSSE

4.2.1 MODIFICATIONS A APPORTER POUR L'ADAPTATION AU CAS SEC

Le modèle Brosse est généralement utilisé pour faire des simulations de comportement de véhicules [Dugoff, 1970] ou pour estimer le coefficient de frottement durant la conduite normale d'un véhicule [Svendenius, 2007]. Dans les deux cas, les variables du modèle Brosse sont connues, soit par hypothèses, soit parce qu'elles ont été déterminées pour un véhicule donné.

Le travail développé dans cette thèse vise à appliquer le même modèle à deux types de véhicules, l'IMAG et l'avion, très différents. Il existe en outre une grande diversité d'avions, le groupe « avion » ne forme donc pas un groupe homogène. Citons plusieurs éléments qui illustrent cette disparité des caractéristiques entre l'IMAG et l'avion, et entre avions (cf. Tableau 4-1). Les charges à la roue pour les avions peuvent être variables, allant de 30 kN (pour un avion de business de type Falcon 20) à 120 kN (pour un moyen-courrier de type A320), selon les types d'avions et leur chargement. La charge appliquée sur la roue de mesure de l'IMAG est fixée à 1,8 kN et ne varie pas. De plus, les vitesses varient lors de l'atterrissement, d'environ 230 km/h jusqu'à l'arrêt de l'appareil alors que la vitesse de l'IMAG est maintenue constante pendant l'essai (40, 65 ou 95 km/h de façon standard, cf. section 2.1.3.1.1). Les pneumatiques des avions peuvent être de dimension beaucoup plus importantes (1,20 m de diamètre et 0,43 m de large pour un A320, 0,65 m de diamètre et 0,17 m de largeur pour le pneumatique de l'IMAG), les pressions de gonflage sont adaptées à la charge et donc beaucoup plus élevées pour les avions (environ 9 bars pour avion de business, 15 bars pour un A320 et jusqu'à 17,5 bars pour les plus gros avions comme l'A380, contre 1,5 bar pour l'IMAG). Les pneumatiques diffèrent également dans leur conception et dans les renforts utilisés pour supporter des charges plus importantes. A noter également que les pneumatiques d'avion disposent de rainures longitudinales alors que le pneumatique de l'IMAG est lisse (cf. section 2.1.3.1.1). Le freinage de l'IMAG est contrôlé de manière à maintenir le taux de glissement de la roue de mesure à 15 % alors que le freinage de l'avion est régulé par le système ABS (Anti-lock Braking System).

Tableau 4-1 : Exemples de différences entre l'IMAG et les avions

	IMAG	Avions
Charge à la roue	1,8 kN	30 kN (ex : Falcon 20) 120 kN (ex : A320)
Vitesse de fonctionnement	40, 65 ou 95 km/h	230 km/h jusqu'à l'arrêt de l'avion
Taux de glissement	15 %	Régulé par le système ABS
Dimensions des pneumatiques	0,65 m de diamètre 0,17 m de largeur	1,20 m de diamètre (ex : A320) 0,43 m de largeur (ex : A320)
Pression de gonflage des pneumatiques	1,5 bar	9 bars (ex : Falcon 20) 15 bars (ex : A320) 17,5 bars (ex : A380)
Structures des pneumatiques	Conçu pour supporter une charge maximale de 5,5 kN à 2,5 bars	Conçu pour supporter des charges plus importantes (ex: 30 kN à 9 bars pour le Falcon 20)

Toutes ces différences impliquent des écarts dans les données d'entrée du modèle Brosse. Les pneumatiques se déforment différemment selon leur conception, la charge appliquée et la pression de gonflage. La forme de l'aire de contact, ainsi que la longueur et la largeur, sont donc différentes. La distribution de la force verticale est également modifiée selon l'importance de la charge appliquée et les dimensions de l'aire de contact. La raideur du pneumatique varie selon la conception du pneumatique et sa structure. Les sections 4.3, 4.4 et 4.5 suivantes présentent les adaptations apportées au modèle Brosse pour prendre en compte la variabilité de ces paramètres.

4.2.2 MODIFICATIONS A APPORTER POUR PRENDRE EN COMPTE L'EFFET DE L'EAU

Lorsque de l'eau est présente sur la chaussée (hauteur d'eau h), le pneumatique doit chasser la lame d'eau avant d'établir le contact avec la chaussée (cf. section 2.1.2.3). Lorsque la vitesse augmente, le temps disponible pour drainer la lame d'eau diminue et la longueur de contact entre le pneumatique et la chaussée diminue. Le drainage de la lame d'eau est facilité par la macrotexture de la chaussée et les sculptures du pneumatique. Après avoir drainé la lame d'eau, la chaussée est encore recouverte par un microfilm d'eau. La rupture de ce film d'eau résiduel est favorisée par la microtexture de la chaussée [Do, 2015].

L'effet de l'eau est introduit dans le modèle Brosse en considérant qu'elle affecte chacun des paramètres d'entrée du modèle :

- La distribution de la force verticale dans l'aire de contact (q_z) : La résistance au déplacement de l'eau exerce un effort (force hydrodynamique F_L) sur la roue qui

s'oppose à la charge verticale F_z . La force portée par la chaussée, F_g , qui est la force qui écrase les poils, est donc inférieure à la force verticale appliquée sur la roue (cf. Figure 4-5). Cette force est également distribuée différemment dans l'aire de contact par rapport au cas sec (cf. section 4.3.2).

- La longueur de l'aire de contact ($2a_0$) : La résistance de l'eau exerce une force hydrodynamique, F_L , sur la roue et tend à la détacher de la chaussée, et donc à réduire la longueur de l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée (cf. Figure 4-5) (cf. section 4.4.2).
- Les coefficients de frottement statique et dynamique (μ_{sx} et μ_{kx}) : Ces coefficients sont liés aux caractéristiques de la chaussée, donc à sa macro- et microtexture. Ils sont affectés par la présence d'eau et dégradés par rapport au cas sec (cf. section 4.6.2).
- La raideur du pneumatique (C_x) : L'eau n'affecte pas directement la raideur du pneumatique (cf. section 4.5.2), mais la raideur par unité de longueur, c_{px} , est accrue en raison de la diminution de la longueur de l'aire de contact (cf. Equation (4.6)).

Ces effets sont introduits dans le modèle Brosse en faisant les trois hypothèses suivantes :

- 1) A tout moment le système est en équilibre (hypothèse d'équilibre quasi-statique).
- 2) Le pneumatique se déforme comme sur une surface rigide sous une charge réduite F_g ,
- 3) Le film d'eau se propage sous le pneumatique par l'avant du pneumatique (la position de l'arrière de l'aire de contact n'évolue pas). La zone de contact entre l'eau et le pneumatique est supposée plane, ce qui en deux dimensions consiste à linéariser le contact (cf. Figure 4-5).

L'hypothèse d'équilibre quasi-statique (hypothèse 1)) implique que la force de réaction du sol support, F_g , est réduite par la force hydrodynamique F_L . Le point d'application de la force de réaction du sol support, F_g , est également déplacé et n'est plus aligné avec le centre de la roue, et donc le point d'application de la charge verticale (cf. Figure 4-5).

Les hypothèses 2) et 3) impliquent qu'il est nécessaire de différencier l'aire de contact initiale, $2a_0$, c'est-à-dire celle du pneumatique reposant à l'arrêt (en absence de force hydrodynamique) sur une surface mouillée, et l'aire de contact $2a$ à la vitesse v_x , réduite en raison de cette même force hydrodynamique. La sortie de l'aire de contact est située au point de coordonnée $x=-a_0$ et l'entrée au point de position $x=-a_0+2a$, en raison de l'hypothèse 3). En présence d'eau, l'aire de contact n'est donc plus centrée sur l'origine du repère (aligné avec le centre de la roue).

La force hydrodynamique est appliquée perpendiculairement à la surface du pneumatique et positionnée au milieu de la longueur mouillée L_m , longueur de l'aire de contact entre le pneumatique et l'eau (cf. Figure 4-5).

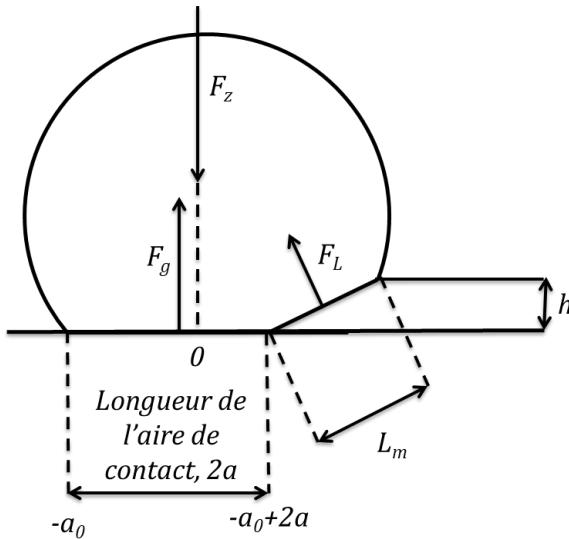


Figure 4-5 : Représentation géométrique du contact pneumatique/chaussée en présence d'eau illustrant l'introduction de l'eau dans le modèle Brosse

La modification de la distribution de la force verticale, q_z , dans l'aire de contact pneumatique/chaussée, la réduction de la longueur cette aire de contact, $2a$, et la distinction entre la force verticale, F_z , et la force réelle qui écrase le poil au contact pneumatique/chaussée, F_g , a pour effet de modifier une succession de points de fonctionnement du modèle Brosse :

- 1/ La position du point de transition, x_s (Equation (4.9)), est modifiée en raison de la distribution de force verticale qui est différente par rapport au cas sec.
- 2/ Les longueurs des aires d'adhésion et de glissement sont modifiées. En présence d'eau, l'aire d'adhésion est comprise entre x_s et $-a_0+2a$ et l'aire de glissement entre $-a_0$ et x_s .
- 3/ Les forces d'adhésion (cf. Equation (4.5)) et de glissement (cf. Equation (4.8)) sont donc modifiées, ainsi que la force de frottement, F_x (cf. Equation (4.10)).
- 4/ Enfin, le coefficient de frottement à l'échelle du pneu, μ^{pneu} , défini par l'Equation (4.13), est modifié.

Les coefficients de frottement statique, μ_{sx} , et dynamique, μ_{kx} , à l'échelle du poil, ne sont quant à eux pas concernés par la réduction de la demi-longueur de l'aire de contact, a , ni par la modification de la force verticale par unité de longueur, q_z . Ils sont par contre vraisemblablement réduits du fait de la présence d'un film d'eau résiduel entre $-a_0$ et $-a_0+2a$.

Les sections 4.3.2, 4.4.2 et 4.5.2 détaillent la prise en compte de l'effet de l'eau dans le calcul de la distribution de la force verticale, de la longueur de l'aire de contact et de la raideur du pneumatique.

4.3 DISTRIBUTION DE LA FORCE VERTICALE

4.3.1 CAS SEC

La distribution de la force verticale est un élément essentiel du modèle Brosse pour la détermination de la position du point de transition x_s . Il est important de choisir une forme de distribution appropriée au problème étudié.

Le pneumatique en se déformant sur la chaussée distribue la force verticale sur toute l'aire de contact. Toutes les grandeurs étant supposées constantes dans la direction latérale, seule la distribution dans le sens longitudinal est considérée ici. Il existe différentes représentations de cette distribution dans la littérature. Dugoff et al. [Dugoff, 1970] a utilisé une distribution uniforme dans laquelle :

$$q_z(x) = \frac{F_z}{2 a_0} \quad (4.14)$$

Cette forme a également été adoptée par Tielking et Mital dans le modèle HSRI-NBS-I [Tielking, 1974]. Cependant, elle génère une discontinuité dans le champ de pression et ajoute des discontinuités numériques. Tielking et Mital ont de plus montré que les Equations qui en découlent pour le moment d'auto-alignement du pneumatique ne sont pas réalistes. Il a donc retenu ensuite dans le modèle HSRI-NBS-III une distribution parabolique de la forme :

$$q_z(x) = \frac{3 F_z}{4 a_0} \left(1 - \left(\frac{x}{a_0} \right)^2 \right) \quad (4.15)$$

La distribution parabolique est la forme la plus couramment utilisée dans la littérature [Tielking, 1974][Gim, 1990][Pacejka, 2006][Jones, 2012]. Cette représentation a l'avantage d'assurer la continuité du champ de pression et d'être facile à utiliser numériquement. Jones [Jones, 2012] a toutefois montré à partir de mesures des champs de pression en statique qu'une distribution d'ordre 4 est plus réaliste :

$$q_z(x) = \frac{5 F_z}{8 a_0} \left(1 - \left(\frac{x}{a_0} \right)^4 \right) \quad (4.16)$$

Svendenius et Wittenmark [Svendenius, 2003] a montré qu'il peut être pertinent d'introduire une dissymétrie de cette distribution afin d'être plus représentatif d'un pneumatique en roulement [Moore, 1975][Andresen, 1999]. Svendenius et Wittenmark introduisent cette dissymétrie sous la forme d'un polynôme d'ordre 3 :

$$q_z(x) = \frac{3 F_z}{4 a_0} \left(1 - \left(\frac{x}{a_0} \right)^2 \right) \left(1 + d \frac{x}{a_0} \right) \quad (4.17)$$

Où le paramètre d représente cet effet de dissymétrie dans la distribution de la force verticale. d peut varier de -0,5 à 1 [Svendenius, 2003] et est lié à la position du maximum de la force dans l'aire de contact.

Cette représentation présente deux caractéristiques qui la rendent plus représentative d'un pneumatique en roulement : 1/ une distribution asymétrique et, 2/ un maximum du champ de pression situé à l'avant du pneumatique ([Moore, 1975], [Andresen, 1999]). Cependant, elle introduit une inconnue supplémentaire, d , qu'il pourrait s'avérer délicat de déterminer faute de moyen expérimentaux suffisamment fins pour aller investiguer la répartition de la pression au contact pneumatique/chaussée, d'autant qu'une analyse en dynamique devrait être entreprise.

La Figure 4-6 compare ces quatre représentations (avec une valeur $d=0,5$ [Svendenius, 2003], $F_z=200$ kN et $2a_0=0,60$ m [Jones, 2012]). Elle montre que la distribution uniforme surestime la force verticale en entrée et en sortie de l'aire de contact, et sous-estime la valeur du maximum

par rapport aux autres expressions. Le polynôme d'ordre 4 répartit davantage la force sur la longueur de l'aire de contact par rapport aux polynômes d'ordre 2 et 3.

La distribution d'ordre 4 (Equation (4.16)) est retenue dans la suite de ce travail, car elle propose une allure de la courbe plus réaliste que la distribution d'ordre 2 [Jones, 2012] et n'introduit pas d'inconnue supplémentaire (tel dans le cas d'un champ de pression asymétrique). Cette distribution ne permet pas de résoudre analytiquement l'Equation (4.9) ni d'obtenir une expression analytique de la force de frottement (Equation (4.10)), contrairement à la distribution d'ordre 2 [Jones, 2012]. Un schéma de résolution numérique devra donc être mis en œuvre (cf. section 4.7).

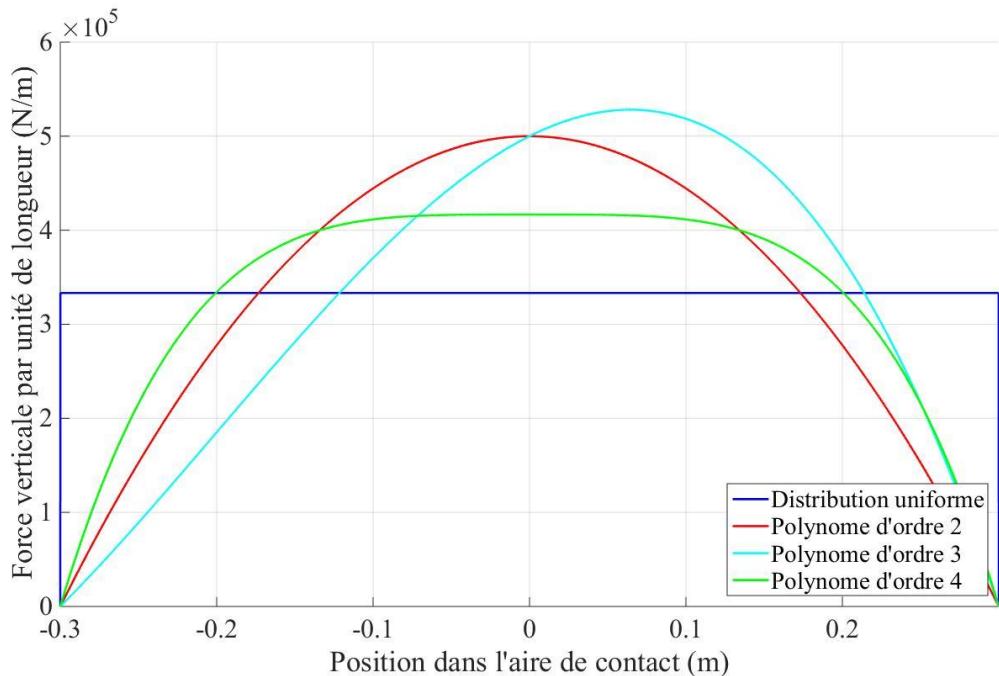


Figure 4-6 : Représentation des distributions de la force verticale par unité de longueur dans l'aire de contact

4.3.2 CAS MOUILLE

La distribution de la force verticale par unité de longueur, q_z , dans l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée est modifiée en raison de la présence d'une force hydrodynamique à l'avant du pneumatique. On fait l'hypothèse que cette distribution reste polynomiale d'ordre 4 (cf. section 4.3.1). Elle est généralisée pour s'adapter à :

- 1/ la réduction de la force verticale
- 2/ la réduction de la longueur de l'aire de contact
- 3/ le fait que la distribution n'est plus centrée en $x=0$.

Elle est donc modélisée par :

$$q_z(x) = K F_g \left(1 - \left(\frac{x - B}{A} \right)^4 \right) \quad (4.18)$$

où K , A et B sont trois constantes, déterminées en considérant le système d'Equation suivant :

$$\begin{cases} 1) q_z(x = -a_0 + 2a) = \frac{F_L}{L_m} \\ 2) q_z(x = -a_0) = 0 \\ 3) \int_{-a_0}^{-a_0+2a} q_z dx = F_g \end{cases} \quad (4.19)$$

Ces trois conditions traduisent : 1) la continuité de la pression en entrée de l'aire de contact (en $x=-a_0+2a$), 2) le fait que la pression de contact en sortie de l'aire de contact est nulle (en $x=-a_0$), et 3) l'équilibre des forces au niveau de l'aire de contact. La Figure 4-7 présente l'allure de cette distribution de la force verticale par unité de longueur.

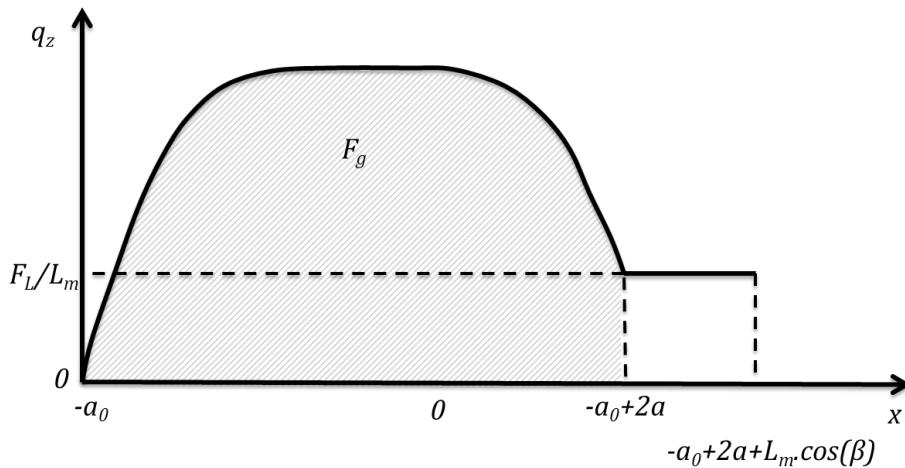


Figure 4-7 : Représentation de la distribution de la force verticale par unité de longueur dans l'aire de contact (entre $x=-a_0$ et $x=-a_0+2a$) prenant en compte la réduction de la longueur de l'aire de contact du fait de la présence d'eau. L'aire non hachuré représente la pression hydrodynamique dans l'aire de contact entre le pneumatique et l'eau.

Le système d'Equations (4.19) conduit à l'Equation (4.16) lorsqu'il n'y a pas d'eau. En effet, la force hydrodynamique, F_L , est alors nulle et la force de réaction du support, F_g , est égale à F_z . La condition 1) devient $q_z(a_0)=0$. La résolution des conditions 1) et 2) conduisent à $A=a_0$ et $B=0$. En résolvant la condition 3), on montre enfin que $K=5 F_z/(8 a_0)$.

4.4 AIRE DE CONTACT

4.4.1 CAS SEC

Lorsqu'une membrane fine et flexible ayant une forme de tore, avec une pression interne, est pressée sur une surface rigide, elle forme une aire de contact ellipsoïdale dont les dimensions sont liées à l'intersection entre le plan et la surface non-déformé du tore [Johnson, 2003] (Figure 4-8). Un pneumatique d'avion, dont la bande de roulement est de faible épaisseur par rapport aux autres dimensions du pneumatique, peut être considéré comme une membrane fine [Johnson, 2003]. Ainsi, les dimensions de l'aire de contact, la longueur $2a_0$ et la largeur b_0 , sont liées à la déflexion (déplacement maximum du pneumatique sous l'effet de la charge, cf. Figure 4-8) du pneumatique δ_0 par [Johnson, 2003] :

$$2 a_0 = 2 \left(\frac{\delta_0}{D} - \left(\frac{\delta_0}{D} \right)^2 \right)^{0,5} D \quad (4.20)$$

et :

$$b_0 = \sqrt{\frac{\delta_0}{w} - \left(\frac{\delta_0}{w}\right)^2} w \quad (4.21)$$

où D et w représentent respectivement le diamètre du pneumatique et sa largeur. Le rayon R du pneumatique sera utilisé dans la suite plutôt que la notation $D/2$.

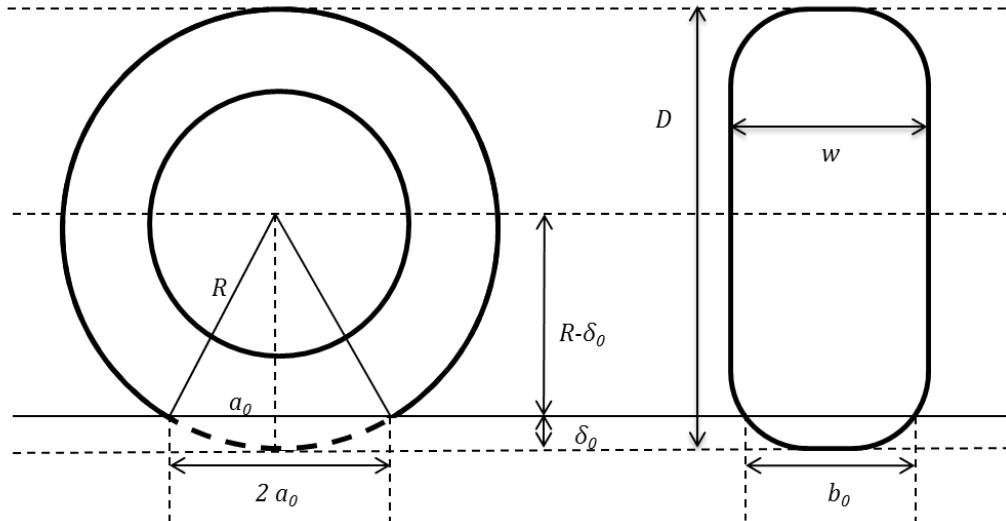


Figure 4-8 : Représentation de la longueur et de la largeur de l'aire de contact pour un pneumatique non déformé

Les résultats expérimentaux [Smiley, 1958][Dodge, 1981] ont montré en effet, que si la charge verticale F_z et la pression de gonflage p_g varient de façon à maintenir la déflexion constante, les dimensions de l'aire de contact ne sont pas modifiées. La dépendance univoque de a_0 et b_0 à la déflexion δ_0 semble réaliste.

Cependant, le pneumatique se déforme et, contrairement à la Figure 4-8, entre en contact avec la surface en étant tangent à celle-ci. Les dimensions de l'aire de contact sont donc inférieures à ce que prédisent les Equations (4.20) et (4.21). Les essais de Smiley et Horne [Smiley, 1958] ont montré que la longueur de l'aire de contact est approximativement 85 % de celle de la corde géométrique :

$$2a_0 = 1,7 \left(\frac{\delta_0}{D} - \left(\frac{\delta_0}{D} \right)^2 \right)^{0,5} D \quad (4.22)$$

Et que la largeur de l'aire de contact est mieux décrite par :

$$b_0 = 1,77 \sqrt{\frac{\delta_0}{w} - 2,5 \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^4 + 1,5 \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^6} w \quad (4.23)$$

Smiley et Horne [Smiley, 1958] ont montré que la déflexion des pneumatiques est liée à la charge verticale, à la pression de gonflage et aux dimensions des pneumatiques de la façon suivante (pour les fortes déformations, $\delta_0/w > 0,1$) :

$$\delta_0 = \left(0,03 + \frac{F_z}{2,4 (p_g + 0,08 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w \quad (4.24)$$

Pour les faibles déformations ($\delta_0/w \leq 0,1$), Smiley et Horne [Smiley, 1958] ont proposé l'Equation suivante :

$$\frac{F_z}{(p + 0,08 p_r) w \sqrt{w D}} = 0,96 \left(\frac{\delta_0}{w} \right) + \frac{0,216}{0,03} \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^2 \quad (4.25)$$

où p_r est la pression de gonflage nominale, définie comme la pression de gonflage recommandée par le constructeur du pneumatique lorsque le pneumatique est utilisé sous sa charge maximale.

Smiley et Horne ont également établi que l'aire de contact a une forme d'ellipse (cf. Figure 4-9), ce qui a aussi été confirmé expérimentalement par d'autres auteurs [Clarck, 1971][Sawyer,1956][Dreher, 1976]. Dans ce cas l'aire de contact peut être calculée ainsi :

$$A = \pi a_0 \frac{b_0}{2} \quad (4.26)$$

Les pneumatiques d'avions disposent de rainures purement longitudinales dont le schéma est considérablement plus simple que les pneumatiques de véhicules légers ou de poids lourds. Le nombre de rainures varient selon les dimensions des pneumatiques. La Figure 4-9 illustre les empreintes de deux pneumatiques ayant quatre rainures.

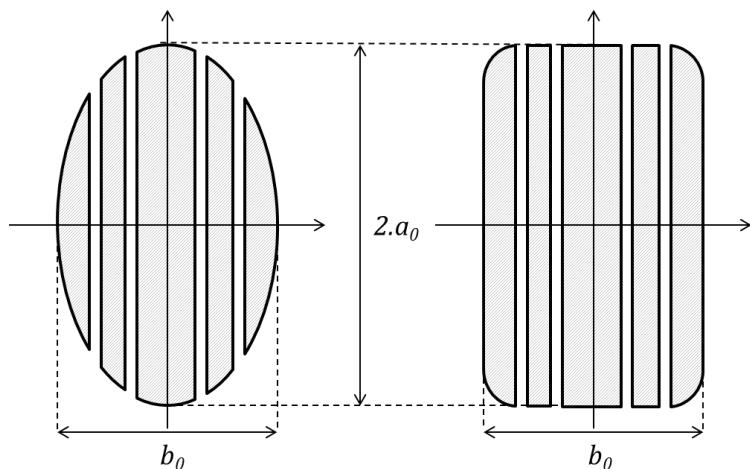


Figure 4-9 : Deux formes d'aire de contact selon les types de pneumatiques : ellipse (gauche) et rectangle (droite)

La présence des rainures implique que l'aire de contact nette, A_{nette} , en excluant l'aire comprise dans les rainures, sera plus faible que l'aire de contact brute, A_{brute} , donnée par l'Equation (4.26). Smiley et Horne ont alors introduit un ratio n entre les deux aires :

$$A_{\text{nette}} = n A_{\text{brute}} \quad (4.27)$$

et a montré que ce ratio valait généralement 0,75.

Smiley et Horne ont travaillé sur des pneumatiques de type VII à structure croisée. Les pneumatiques à structures radiales se sont depuis largement répandus dans le domaine aéronautique. Van Es [Van Es, 1999] a montré que la relation suivante fournit une meilleure estimation de la longueur de l'aire de contact pour les pneumatiques à structure radiale :

$$2a_0 = 1,68 \left(\frac{\delta_0}{D} \right)^{0,6} D \quad (4.28)$$

et que la largeur est mieux estimée par la formule suivante :

$$b_0 = 1,77 \sqrt{\frac{\delta_0}{w} - \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^2} w \quad (4.29)$$

Van Es a donc proposé une nouvelle calibration de l'Equation (4.24), adapté aux pneumatiques radiaux.

$$\delta_0 = \left(0,05 + \frac{F_z}{1,94 (p_g + 0,25 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w \quad (4.30)$$

Cette relation est valide dès lors que $\delta_0/w > 0,1$. Van Es n'a pas précisé la relation à utiliser pour de faibles déflexions ($\delta \leq 0,1w$). Un polynôme d'ordre 2 sera alors défini ici sur la base des hypothèses suivantes :

- $\delta_0(0)=0$
- continuité de la déflexion en $\delta_0=0,1w$
- continuité de la dérivée de la déflexion en $\delta_0=0,1w$.

Ces conditions définissent le polynôme suivant :

$$\delta_0 = \frac{-w F_z^2}{(1,94(p_g + 0,25p_r)w\sqrt{wD})^2} + \frac{3w F_z}{1,94(p_g + 0,25p_r)w\sqrt{wD}} \quad (4.31)$$

Les couples d'Equations (4.24)-(4.25) et (4.30)-(4.31) sont comparées dans la Figure 4-10 ci-dessous pour un pneumatique de 0,66 m de diamètre, 0,17 m de largeur, 9,4 bars de pression de gonflage et 15,5 bars de pression de gonflage nominale :

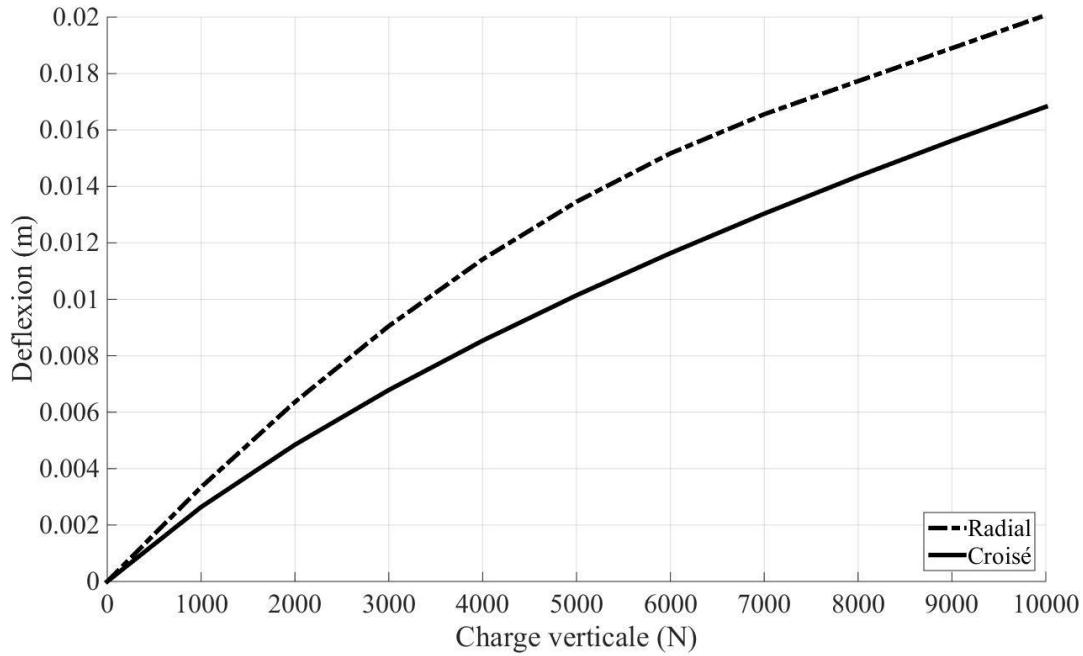


Figure 4-10 : Déflexion en fonction de la charge verticale pour un pneumatique à structure radiale et un pneumatique à structure croisée

Pour une même charge et pression de gonflage, le pneumatique à structure radiale se déforme davantage que le pneumatique à structure croisée. Ce comportement s'explique par une plus faible raideur verticale des pneumatiques à structures radiales [Van Es, 1999].

Les pneumatiques à structures radiales ont une aire de contact de forme quasi-rectangulaire [Jones, 2012], qui peut être calculée par :

$$A = 2 a_0 b_0 \quad (4.32)$$

Un troisième type de structure de pneumatique a été identifié dans la littérature [Croll, 2002]. Il s'agit de la structure croisée de type H, dit « flotation ». C'est un pneumatique conçu pour se déformer davantage que les pneumatiques à structure croisée standards. Pour une charge donnée, il présente donc une aire de contact plus importante, ce qui se traduit par une pression de contact plus faible. Ainsi, ce pneumatique est moins agressif pour les pistes et peut être utilisé sur des terrains non revêtus. Les Equations (4.22) à (4.25), décrivant la déformation (déflexion, longueur et largeur de l'aire de contact) d'un pneumatique à structure croisée en fonction de la charge et de la pression de gonflage, ne sont pas adaptées à ce type particulier de pneumatique et d'autres Equations ont été trouvées dans la littérature [Van Es, 1999]. La déflexion est mieux estimée par l'Equation (4.33) :

$$\delta_0 = \left(0,02 + \frac{F_z}{2 (p_g + 0,03 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w \quad (4.33)$$

et la largeur par la formule suivante :

$$b_0 = 1,55 \left(\frac{\delta_0}{w} - 1,1 \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^2 \right)^{0,4} w \quad (4.34)$$

Les résultats de Van Es [Van Es, 1999] montrent que la relation entre la déflexion et la longueur de l'aire de contact n'est pas modifiée par rapport à un pneumatique radial et que l'Equation (4.28) peut être utilisée pour un pneumatique croisé type H.

On suppose que ces pneumatiques à structure croisée type H forment une aire de contact ellipsoïdale comme les pneumatiques à structure croisée.

Les coefficients empiriques des Equations (4.22) à (4.25) et (4.28) à (4.30) ont été déterminés à partir d'essais réalisés en statique et sur des pneumatiques d'avions. Il a été supposé dans ce travail que ces Equations restent applicables en dynamique. D'après Clark [Clark, 1971], la longueur de l'aire de contact pour un pneumatique en roulement à faible vitesse devrait être plus grande que celle d'un pneumatique à l'arrêt en raison des effets de frottement longitudinal. Cependant, les résultats expérimentaux obtenus par l'U.S. Engineer Waterways Experiment Station [Clark, 1971] ont montré que cet effet n'est pas significatif, la différence entre les longueurs en statique ou à faible vitesse étant comprise entre -3 et + 3%. Cet effet est peut-être plus significatif en situation de freinage car les efforts de frottement seront alors plus importants, mais il n'y a pas d'observations expérimentales permettant de quantifier plus précisément ce phénomène. Cet effet est plus significatif pour des pneumatiques roulant à une vitesse plus importante. Clark [Clark, 1971] a en effet rapporté des résultats montrant que la longueur de l'aire de contact augmentait avec la vitesse. Elle va environ 0,12 m à 30 km/h et environ 0,14 m à 120 km/h (soit 16 % d'augmentation). Matilainen et Tuononen [Matilainen, 2015] ont réalisé des mesures de longueur d'aire de contact pneumatique/chaussée pour des vitesses allant de 20 à 80 km/h et des forces verticales allant de 500 à 6500 N. Ses résultats ont montré que la vitesse n'avait pas d'effet significatif sur la longueur de l'aire de contact. Il ne semble donc pas y avoir de véritable consensus sur l'effet de la vitesse sur la longueur de l'aire de contact. Cet effet sera négligé dans ce travail.

On supposera que ces Equations s'appliquent également au pneumatique de l'IMAG, sous réserve d'une nouvelle calibration des constantes des Equations (4.28), (4.29) et (4.30) (cf. section 6.2.2.2). Le Tableau 4-2 récapitule les Equations retenues pour décrire la déformation des pneumatiques, et identifie les six constantes, notées C_i ($i=1..6$), nécessitant une nouvelle calibration.

Tableau 4-2 : Récapitulatif des Equations retenues pour décrire la déformation des pneumatiques

	Déflexion	Longueur de l'aire de contact	Largeur de l'aire de contact
Pneumatique structure croisée à	$\delta_0 = \left(0,03 + \frac{F_z}{2,4 (p_g + 0,08 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w$	$2a_0 = 1,7 \left(\frac{\delta_0}{D} - \left(\frac{\delta_0}{D} \right)^2 \right)^{0,5} D$	$b_0 = 1,77 \sqrt{\frac{\delta_0}{w} - 2,5 \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^4 + 1,5 \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^6 w}$
Pneumatique structure radiale à	$\delta_0 = \left(0,05 + \frac{F_z}{1,94 (p_g + 0,25 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w$	$2a_0 = 1,68 \left(\frac{\delta_0}{D} \right)^{0,6} D$	$b_0 = 1,77 \sqrt{\frac{\delta_0}{w} - \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^2} w$
Pneumatique type H	$\delta_0 = \left(0,02 + \frac{F_z}{2 (p_g + 0,03 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w$	$2a_0 = 1,68 \left(\frac{\delta_0}{D} \right)^{0,6} D$	$b_0 = 1,55 \left(\frac{\delta_0}{w} - 1,1 \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^2 \right)^{0,4} w$
Pneumatique IMAG	$\delta_0 = \left(C_1 + \frac{F_z}{C_2 (p_g + C_3 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w$	$2a_0 = C_4 \left(\frac{\delta_0}{D} \right)^{C_5} D$	$b_0 = C_6 \sqrt{\frac{\delta_0}{w} - \left(\frac{\delta_0}{w} \right)^2} w$

4.4.2 CAS MOUILLE

En présence d'eau, la géométrie du contact entre le pneumatique et la chaussée est modifiée (cf. Figure 4-5). L'eau exerce un effort hydrodynamique, F_L , sur la partie du pneumatique en contact avec l'eau (longueur mouillée, L_m). La longueur de l'aire de contact est réduite de $2a_0$ (dans le cas sec) à $2a$. Toutes ces données permettent de calculer la nouvelle distribution de la force verticale dans l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée (cf. section 4.3.2).

Cette section 4.4.2 détaille le modèle développé pour quantifier ces nouvelles données d'entrée. Ce modèle est composé d'une phase d'initialisation (en statique, section 4.4.2.1) qui permet de déterminer les valeurs initiales des variables mais aussi la demi-longueur de l'aire de contact sans effet hydrodynamique (a_0). La vitesse est ensuite considérée non nulle et la géométrie du contact entre le pneumatique et l'eau est déterminée (cf. sections 4.4.2.2 et 4.4.2.3). Cette géométrie permet de calculer la force hydrodynamique (cf. section 4.4.2.4). Le modèle intègre également des effets complexes tels que l'effet des rainures du pneumatique (cf. section 4.4.2.5) et la formation d'un coin d'eau à l'avant du pneumatique (cf. section 4.4.2.6).

Ce modèle reprend les trois hypothèses formulées précédemment (cf. section 4.2.2) et en ajoute deux :

- 1) La force hydrodynamique, exercée par l'eau sur le pneumatique, est proportionnelle à la surface de contact et au carré de la vitesse du pneumatique,
- 2) La force hydrodynamique déforme le pneumatique mais ne le soulève pas (la position verticale du centre de la roue n'est pas modifiée).

4.4.2.1 Initialisation (cas statique)

Le modèle est initialisé en considérant la situation d'une roue à l'arrêt, reposant symétriquement sur la surface mouillée (cf. Figure 4-11). Il n'y a alors pas d'effet hydrodynamique. Le pneumatique se déforme sous la force verticale totale appliquée sur la roue, F_z . La déflexion initiale, δ_0 la demi-longueur de l'aire de contact initiale, a_0 , et la largeur de l'aire de contact initiale, b_0 , sont calculées à partir des Equations décrites dans la section 4.4.1.

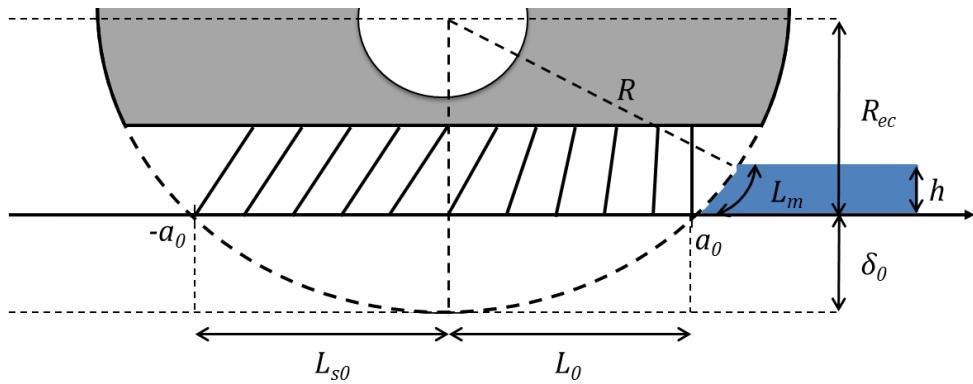


Figure 4-11 : Situation d'une roue reposant symétriquement à l'arrêt sur une surface mouillée

Le rayon écrasé de la roue, R_{ec} (m), est donné par :

$$R_{ec} = R - \delta_0 \quad (4.35)$$

L'aire de contact est décomposée en une surface sèche amont (avant le milieu de la roue, cf. Figure 4-11), de longueur initiale L_0 (m), et une surface sèche aval (après le milieu de la roue,

cf. Figure 4-11), de longueur initiale L_{s0} (m). Chacune de ces deux longueurs est égale initialement à la demi-longueur de l'aire de contact, a_0 .

4.4.2.2 Géométrie du contact entre le pneumatique et l'eau en dynamique

Considérant le cas où la roue est en mouvement, la force hydrodynamique croît tandis que la force qui écrase le pneumatique, F_g , diminue. Ainsi, la demi-longueur de l'aire de contact, a , est réduite. En considérant que la force hydrodynamique ne soulève pas le pneumatique (la position verticale du centre de la roue n'est pas modifiée, pour rester cohérent avec la description du modèle Brosse de la section 4.1), le rayon écrasé, R_{ec} , n'est pas modifié. La Figure 4-12 représente la situation d'une roue se déplaçant sur une surface mouillée à une vitesse donnée.

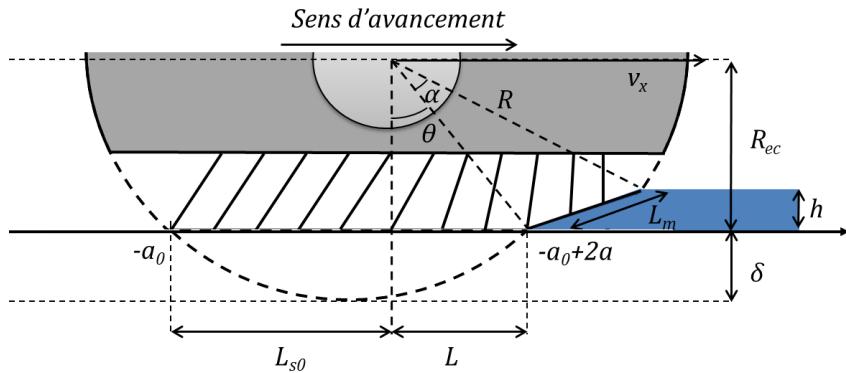


Figure 4-12 : Situation d'une roue se déplaçant sur une surface mouillée

Le film d'eau se propage alors sous le pneumatique et réduit la longueur sèche amont, mais ne modifie pas la longueur sèche aval. On définit alors un paramètre L caractérisant l'évolution de la longueur sèche aval par :

$$L = 2a - L_{s0} \quad (4.36)$$

Il faut noter que le paramètre L est un intermédiaire de calcul, qui n'a pas nécessairement de réalité physique. Il peut ainsi être négatif lorsque la lame d'eau a pénétré plus de la moitié de l'aire de contact initiale.

Le paramètre L permet de définir l'angle associé à la longueur sèche, dont la valeur, θ , est donnée trigonométriquement par :

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{L}{R_{ec}} \right) \quad (4.37)$$

L'angle associé à la surface mouillée, α , vaut donc :

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{R_{ec} - h}{R} \right) - \theta \quad (4.38)$$

Les relations géométriques dans un triangle quelconque (loi des cosinus) permettent d'exprimer la longueur mouillée, L_m , de la façon suivante :

$$L_m = \sqrt{R^2 + R_{ec}^2 - 2 R \sqrt{R_{ec}^2 + L^2} \cos \alpha} \quad (4.39)$$

Lorsque le pneumatique roule sur une surface mouillée, un coin d'eau se forme à l'avant du pneumatique (cf. Figure 4-15). Ce mécanisme est complexe à modéliser. Une méthode simplifiée a été mise en œuvre pour le prendre en compte (cf. section 4.4.2.6). Cette méthode permet de prendre en compte l'incrément de hauteur Δh due au coin d'eau. Cet incrément augmente l'angle mouillé qui devient :

$$\alpha_c = \cos^{-1} \left(\frac{R_{ec} - (h + \Delta h)}{R} \right) - \theta \quad (4.40)$$

Et la longueur mouillée L_m devient alors L_m' :

$$L'_m = L_m + R(\alpha_c - \alpha) \quad (4.41)$$

4.4.2.3 Calcul de la surface mouillée

Il est ensuite possible de calculer la surface mouillée, représentant la surface du pneumatique en contact avec l'eau. Cette surface dépend de la forme de l'empreinte du pneumatique. Dans le cas d'une empreinte elliptique, la surface mouillée forme une ellipse tronquée (cf. Figure 4-13 a)), de demi-grand axe égal à la longueur mouillée L_m' , et de petit axe b_m calculée à partir de l'ellipse décrivant l'empreinte sèche en $x=(-a_0+2a)$. Ainsi :

$$b_m = b \sqrt{1 - \left(\frac{-a_0 + 2a}{a_0} \right)^2} \quad (4.42)$$

Pour un pneumatique ayant une empreinte de forme rectangulaire (cf. Figure 4-13 b)) :

$$b_m = b \quad (4.43)$$

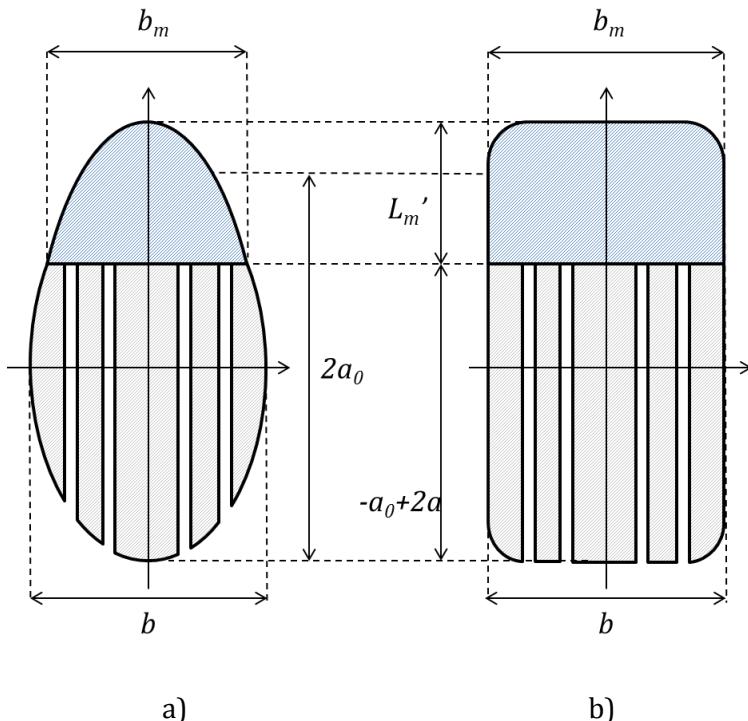


Figure 4-13 : Représentation des surfaces mouillées (surfaces bleues) au sol pour chacune des formes d'empreintes

La surface mouillée, S_m , de l'Equation (4.46) se calcule alors, dans le cas d'une ellipse :

$$S_m = \frac{\pi}{2} L'_m \frac{l_a}{2} \quad (4.44)$$

Où l_a représente la largeur d'attaque du pneumatique, c'est-à-dire la largeur sur laquelle s'exerce l'effort hydrodynamique (cf. section 4.4.2.5).

Pour un pneumatique ayant une forme rectangulaire, la surface mouillée est calculée plus simplement :

$$S_m = L'_m l_a \quad (4.45)$$

4.4.2.4 Effort hydrodynamique

Horne et Dreher [Horne, 1963] ont proposé, en s'inspirant de la mécanique des fluides, que la force hydrodynamique soit proportionnelle à la masse volumique de l'eau, ρ , la surface de contact entre le pneumatique et l'eau, S_m , et le carré de la vitesse d'avancement du véhicule, v_x .

$$F_L = \frac{1}{2} \rho v_x^2 S_m C_z \quad (4.46)$$

en introduisant un coefficient de portance hydrodynamique C_z . C_z est un coefficient sans dimension issu de la mécanique des fluides, qui représente le rapport entre la force exercée sur un objet se déplaçant à la vitesse v_x dans un fluide, et la pression dynamique exercée par ce fluide sur cet objet multipliée par sa surface S . C_z représente un facteur de forme qui dépend du nombre de Reynold, $Re=v_x L_{Re}/\nu$ (où L_{Re} est une longueur caractéristique de l'objet et ν la viscosité cinématique du fluide), de la forme de l'objet et de la rugosité éventuelle de sa surface [Gosse, 1995]. C_z est un paramètre qui est généralement déterminé expérimentalement.

Horne a le premier proposé une estimation du coefficient C_z allant de 0,642 [Horne, 1965] à 0,7 [Horne, 1963] pour un pneumatique d'avion. Ces valeurs sont basées sur la mesure de la vitesse d'hydroplanage (v_p), C_z étant défini à l'hydroplanage comme :

$$C_z = \frac{F_z}{1/2 \rho v_p^2 S_m} \quad (4.47)$$

Martin [Martin, 1966], à partir de considérations théoriques, a déterminé que ce coefficient valait 0,8 et diminuait au fur et à mesure de l'avancement de la lame d'eau dans l'aire de contact jusqu'à la valeur de 0,7. Plus récemment, Horne et al. [Horne, 1986] ont mis en évidence la dépendance de ce coefficient au rapport d'aspect de l'empreinte du pneumatique, défini comme le rapport entre la largeur et la longueur de l'aire de contact. En reprenant leurs propres travaux [Horne, 1963][Horne, 1965], Horne et al. ont proposé une nouvelle expression de ce coefficient, applicables également aux pneumatiques de véhicules légers et de poids lourds :

$$C_z = 1,089 \frac{b_0}{2a_0} \quad (4.48)$$

La valeur de 1,089 a été calibrée à partir des résultats de [Horne, 1963][Horne, 1965] en prenant un rapport d'aspect de l'empreinte de 0,59 (valeur typique des pneumatiques d'avions [Horne, 1986]). L'Equation (4.48) est ainsi équivalente à la valeur de 0,642 trouvée précédemment.

Van Es [Van Es, 2001] a également étudié l'hydroplanage des pneumatiques d'avions et a proposé une formule donnant le coefficient de portance proportionnel au carré du rapport d'aspect de l'empreinte :

$$C_z = \frac{2}{\lambda^2} \left(\frac{b_0}{2a_0} \right)^2 \quad (4.49)$$

Où le coefficient λ dépendant de la texture, des rainures du pneumatique et de la hauteur d'eau. Dans le cas d'une piste inondée, sur laquelle l'influence de la texture peut être négligée, λ peut être considéré comme une constante [Van Es, 2001]. Dans ce cas, Van Es a proposé deux valeurs de ce coefficient : 1 pour un pneumatique en roulement et 0,85 pour une roue freinée. Avec un rapport d'aspect de l'empreinte également pris à 0,59, l'Equation (4.49) fournit un coefficient de 0,7, cohérent avec les valeurs citées plus haut.

La littérature permet donc d'identifier une plage de variation de coefficient, entre 0,6 et 0,8. Elle ne permet cependant pas de fixer la valeur de ce paramètre et il sera nécessaire dans la Partie 6 de chercher une valeur de ce coefficient à partir d'un jeu de données obtenues expérimentalement.

Cette force hydrodynamique fait diminuer la force qui écrase le pneumatique. La force de réaction du support, F_g , est alors calculée en faisant un bilan des efforts sur le système considéré (cf. parties 4.7.3 et 4.7.4).

4.4.2.5 Effet des rainures

On considère que lorsque la hauteur d'eau, $h + \Delta h$ (incluant l'incrément de hauteur d'eau du au coin d'eau), est inférieure à la profondeur des rainures, DT , les rainures contribuent au drainage de l'eau en réduisant la largeur d'attaque, l_a . Au contraire, lorsque la hauteur d'eau excède la profondeur des rainures, celles-ci ne contribuent plus au drainage et la largeur d'attaque est égale à la largeur brute de l'aire de contact. Ceci se traduit par :

$$\begin{cases} l_a = b_m - N \cdot AT \text{ si } h + \Delta h < DT \\ l_a = b_m \text{ si } h + \Delta h \geq DT \end{cases} \quad (4.50)$$

Où b_m représente la largeur de l'aire de contact, N représente le nombre de rainure du pneumatique et AT représente la largeur des rainures du pneumatique.

Au fur et à mesure de la propagation du film d'eau sous le pneumatique, la force hydrodynamique augmente et le pneumatique est écrasé sous une charge de plus en plus faible. La largeur de l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée diminue. Des portions rainurées du pneumatique ne sont alors plus en contact avec la chaussée, ne contribuent plus au drainage de l'eau et ne doivent donc pas être prises en compte dans l'Equation (4.50). La Figure 4-14 gauche illustre cette situation à partir du profil mesuré d'un pneumatique 26x6.6 R14. Ce pneumatique a quatre rainures longitudinales, mais en raison du mécanisme décrit ci-dessus, la largeur de contact, b_m , a diminué et n'inclue plus que deux rainures sur les quatre.

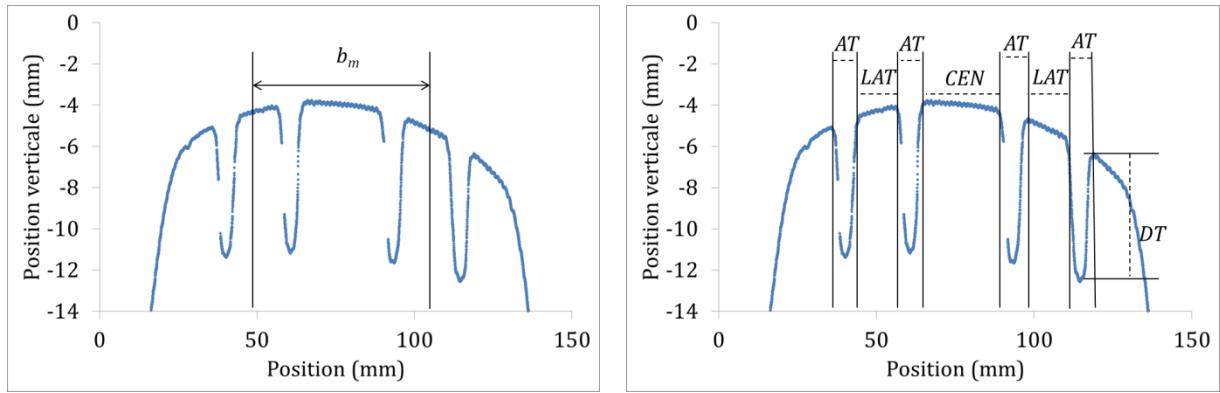


Figure 4-14 : Profil d'un pneumatique 26x6.6 R14

La description géométrique du pneumatique de la Figure 4-14 droite est alors adoptée, en définissant deux grandeurs représentant la largeur de la bande centrale du pneumatique, *CEN*, et la largeur comprise entre les rainures extérieures et intérieures, *LAT*. En fonction de la largeur de l'aire de contact, le nombre de rainures qui contribuent effectivement au drainage de l'eau et la largeur effective en contact avec l'eau, b'_m , sont déterminés par une routine simple présentée en Annexe C. Il faut noter que la prise en compte de cet effet peut conduire à des non-linéarités dans les résultats du modèle.

Comme précédemment, cet effet n'est pas pris en compte lorsque la hauteur du coin d'eau dépasse la profondeur des rainures.

4.4.2.6 Modélisation du coin d'eau

Le coin d'eau est estimé en faisant l'hypothèse que toute l'eau qui n'est pas drainée, dans les sculptures du pneumatique ou dans la macrotexture de la chaussée, forme le coin d'eau. Un bilan des débits entrant et sortant du système est réalisé. Les démonstrations des formules suivantes sont fournies en Annexe D.

Les sculptures du pneumatique permettent d'évacuer un certain débit d'eau, Q_{evac} :

$$Q_{evac} = v_x (1 - G) N AT DT \quad (4.51)$$

où v_x représente la vitesse de la roue, N représente le nombre de rainures, AT représente la largeur des rainures et DT représente la profondeur des rainures du pneumatique.

On considère que la macrotexture ne peut évacuer l'eau si elle est saturée en eau, c'est-à-dire si la hauteur d'eau en entrée, h , est supérieure à une grandeur représentant la macrotexture, la Profondeur Moyenne de Profil (PMP) [AFNOR, 2004]. Ainsi, le débit, $Q_{texture}$, évacué par la macrotexture de la chaussée, se calcule par :

$$\begin{cases} Q_{texture} = 0 & \text{si } h \geq PMP \\ Q_{texture} = v_x PMP b_0 & \text{si } h < PMP \end{cases} \quad (4.52)$$

Le débit d'eau en entrée, Q_e est égal à :

$$Q_e = v_x h b_0 \quad (4.53)$$

Si le débit d'accumulation, $Q_a = Q_e - Q_{evac} - Q_{texture}$, est négatif, le coin d'eau n'est pas présent (toute l'eau est drainée). S'il est positif, un excédent d'eau s'accumule et vient augmenter la hauteur d'eau rencontrée par le pneumatique.

Soit Δt le temps que met la roue pour parcourir la longueur mouillée, L_m .

$$\Delta t = \frac{L_m}{\omega R} \quad (4.54)$$

On note cette grandeur n'a pas de sens si la roue est bloquée ($\omega=0$). En effet, dans ce cas la roue ne parcourt jamais la longueur mouillée.

Le volume non drainé par les rainures du pneumatique pendant Δt est égale à :

$$V_{eau_nondrainé} = Q_a \Delta t \quad (4.55)$$

Le volume non drainé ne peut pas être plus important que le volume initial, V_i , rencontré par la roue :

$$V_i = \frac{1}{2} h L_m \cos(\theta) b_0 \quad (4.56)$$

Ainsi, le volume d'eau accumulé dans le coin d'eau, V_{coin} , se calcule par :

$$\begin{cases} V_{coin} = V_{eau_nondrainé} \text{ si } V_{eau_nondrainé} \leq V_i \\ V_{coin} = V_i \text{ si } V_{eau_nondrainé} > V_i \end{cases} \quad (4.57)$$

Ce volume, V_{eau_calc} , s'ajoute au volume initial rencontré par la roue pour former le coin d'eau. Ce volume s'exprime également de manière géométrique :

$$V_{coin} = b_0 S_r \quad (4.58)$$

où S_r représente la surface du coin d'eau dans le plan (x, z) (cf. Figure 4-15).

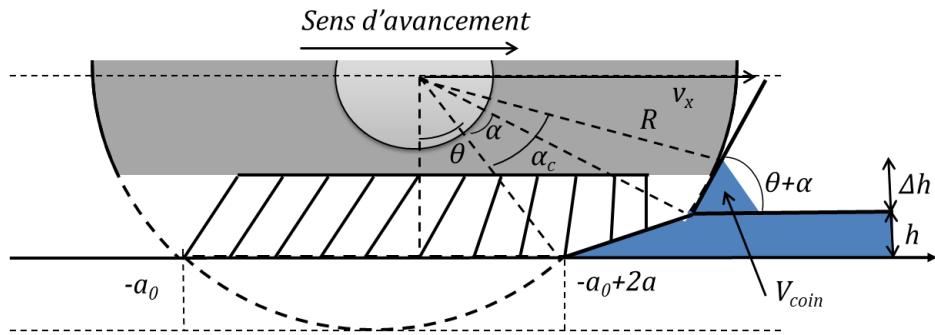


Figure 4-15 : Géométrie du coin d'eau

On suppose que ce coin d'eau a la forme d'un triangle isocèle de hauteur Δh . L'angle entre le pneumatique et l'horizontale est égal à $\theta + \alpha$. Les relations géométriques dans un triangle isocèle permettent d'écrire :

$$S_r = \frac{\Delta h^2}{\tan(\theta + \alpha)} \quad (4.59)$$

La hauteur du coin d'eau est donc :

$$\Delta h = \sqrt{\frac{V_{coin} \tan(\theta + \alpha)}{b_0}} \quad (4.60)$$

4.5 RAIDEUR DU PNEUMATIQUE

4.5.1 CAS SEC

Dans la zone d'adhésion, le comportement élastique des poils est caractérisé par la raideur du pneumatique. La section 4.1.1 a montré que cette raideur représente la raideur des poils et de la structure.

Jones [Jones, 2012] a développé un modèle rhéologique simple pour calculer cette raideur. Chaque élément constitutif du pneumatique (flancs et bande de roulement) est représenté par des ressorts en parallèle (flancs) montés en série avec un ressort représentant la bande de roulement (cf. Figure 4-16).

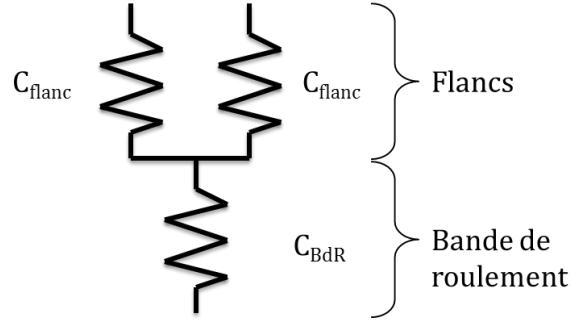


Figure 4-16 : Modélisation de la structure du pneumatique

La raideur équivalente de ce système est donnée par :

$$\frac{1}{C_x} = \frac{1}{2 C_{flanc}} + \frac{1}{C_{BdR}} \quad (4.61)$$

où C_x représente la raideur du pneumatique, C_{flanc} la raideur d'un flanc du pneumatique et C_{BdR} la raideur de la bande de roulement.

La raideur est liée aux caractéristiques mécaniques du matériau et aux dimensions de la section sollicitée. Ainsi, dans un bloc de hauteur l , de section S , soumis à un effort cisaillement F , la raideur est liée au module de cisaillement G , de la façon suivante (cf. Figure 4-17) :

$$C_x = \frac{G S}{l} \quad (4.62)$$

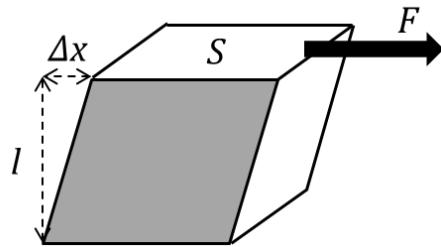


Figure 4-17 : Élément de matière soumis à un effort cisaillant

Il est donc nécessaire de définir la section du pneumatique sollicitée pendant le freinage. Deux cas sont envisageables : soit seule la partie du pneumatique en contact avec la chaussée est sollicitée, soit toute la structure du pneumatique est sollicitée.

Jones [Jones, 2012] a montré qu'en ne considérant que la section du pneumatique comprise dans l'aire de contact les résultats modélisés sont incohérents avec les résultats expérimentaux qu'il présente. Il suggère alors que toute la structure du pneumatique contribue à cette raideur, c'est-à-dire la bande de roulement et les flancs de toute la partie comprise entre le point d'application de la force et la surface.

En adoptant la représentation simplifiée du pneumatique illustrée dans la Figure 4-18, la section sollicitée pour la bande de roulement est égale à :

$$S_{BdR} = \pi \frac{D}{2} w \quad (4.63)$$

où w représente la largeur de coupe transversale nominale du pneumatique.

Dans le cas des flancs, la section sollicitée est :

$$S_{flanc} = \pi \frac{D}{2} e_{flanc} \quad (4.64)$$

où e_{flanc} représente la largeur des flancs (cf. Figure 4-18).



Figure 4-18 : Photographie et représentation schématique d'une coupe de pneumatique

Ainsi, la raideur du pneumatique peut être calculée à partir des grandeurs physiques caractérisant les éléments du pneumatique, son module de cisaillement et ses dimensions.

$$\frac{1}{C_x} = \frac{l_{flanc} - \delta_0}{2 G_{flanc} S_{flanc}} + \frac{e_{BdR}}{G_{BdR} S_{BdR}} \quad (4.65)$$

L'épaisseur de la bande de roulement du pneumatique étant très petite devant la hauteur des flancs, on suppose que seuls les flancs se déforment verticalement sous l'effet de la charge.

4.5.2 CAS MOUILLE

L'eau n'a pas d'effet directement sur les paramètres du modèle de raideur décrit section 4.5.1. Par rapport au cas sec, on peut supposer que l'eau refroidit le pneumatique et limite son échauffement pendant le freinage. Cet effet pourrait affecter les caractéristiques mécaniques du pneumatique et donc le module visqueux des flancs et de la bande de roulement. Cependant, l'évolution de la température pendant le freinage et le refroidissement de l'eau sont deux phénomènes complexes à modéliser et il n'était pas possible dans le temps imparti de cette thèse d'aborder ces phénomènes. L'effet de la température sur les caractéristiques mécaniques du pneumatique sera donc négligé dans cette thèse.

4.6 COEFFICIENTS DE FROTTEMENT STATIQUE ET DYNAMIQUE

4.6.1 CAS SEC

Le modèle Brosse a été présenté dans la section 4.1.1 de manière générale et en introduisant les coefficients de frottement statique, μ_{sx} , et dynamique, μ_{kx} , à partir de considérations sur la vitesse de glissement, v_{sx} , dans les aires d'adhésion et de glissement. Cette approche conduit à deux paramètres caractérisant l'interface pneumatique/chaussée. La démarche (cf. Partie 3) privilégiée dans ce travail repose sur l'identification d'un seul paramètre afin de faciliter le passage d'une mesure au sol avec un IMAG à une prévision des performances de freinage d'un avion. Il est donc important de chercher à identifier une relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique, en tout premier lieu sur la base d'une revue de la littérature.

Dans cette section plusieurs modèles sont présentés permettant de lier les coefficients de frottement statique et dynamique ainsi que des concepts théoriques avancés dans la littérature pour expliquer la différence entre ces deux coefficients.

Dugoff et al. [Dugoff, 1970] a considéré que ces coefficients sont liés par une fonction linéaire de la vitesse de glissement, v_{sx} , faisant intervenir un coefficient de sensibilité à la vitesse, A_s :

$$\mu_{kx} = \mu_{sx}(1 - A_s v_{sx}) \quad (4.66)$$

Le coefficient de sensibilité à la vitesse doit être déterminé expérimentalement. Le coefficient de frottement statique est constant mais le coefficient de frottement dynamique dépend à une vitesse donnée du taux de glissement (à travers la vitesse de glissement). Une fois le coefficient de sensibilité à la vitesse déterminé expérimentalement, il ne reste qu'un seul paramètre à déterminer, le coefficient de frottement statique, μ_{sx} , pour pouvoir utiliser le modèle Brosse.

Fiala [Fiala, 1954] a utilisé les deux coefficients de frottement (statique et dynamique) pour définir une relation linéaire du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement :

$$\mu = \mu_{sx} - v_{sx}(\mu_{kx} - \mu_{sx}) \quad (4.67)$$

Les coefficients de frottement statique et dynamique sont constants, mais le coefficient de frottement dans l'aire de glissement varie. Il faut donc connaître ces deux coefficients de frottement pour pouvoir utiliser le modèle Brosse. Cette Equation n'apporte donc aucun bénéfice pour la démarche envisagée dans cette thèse.

Canudas de Wit et al. [Canudas de Wit, 2003] a proposé une relation exponentielle entre le coefficient de frottement et quatre paramètres (le coefficient de frottement statique, le coefficient de frottement dynamique, la vitesse de Stribeck, v_{st} , et une constante ε) et une variable (la vitesse de glissement, v_{sx}).

$$\mu = \mu_{kx} + (\mu_{sx} - \mu_{kx})e^{-|v_{sx}/v_{st}|^\varepsilon} \quad (4.68)$$

Cette relation introduit quatre constantes qu'il sera nécessaire de calibrer ou d'estimer à partir de l'IMAG (cf. Partie 3) et nous éloigne donc de l'objectif d'identifier un unique paramètre pour faire le lien entre l'IMAG et l'avion.

Svendenius et Wittenmark [Svendenius, 2003] a proposé de considérer des coefficients de frottement statique et dynamique différents mais constants. C'est l'approche adoptée par Jones [Jones, 2012]. Jones a cherché dans la littérature caractéristique de la tribologie l'origine de ces deux coefficients. Il a considéré que le coefficient de frottement statique serait dépendant du temps de contact en raison de la déformation de la gomme sur les aspérités de la surface et de la formation de liaisons moléculaires de type Van der Waals entre le pneumatique et la surface, mais que dans le cas du freinage d'un avion ce temps de contact est très faible (de l'ordre de 8 ms pour un avion roulant à 50 m.s⁻¹ [Jones, 2012]). Le coefficient de frottement dynamique serait quant à lui lié à l'hystérosis et donc à la viscosité de la gomme composant le pneumatique. En s'appuyant sur les travaux de Persson [Persson, 2011], il a proposé que la distinction entre le coefficient de frottement statique et dynamique soit liée à l'échauffement du pneumatique, le coefficient de frottement statique étant un coefficient de frottement dit « froid » tandis que le coefficient de frottement dynamique représenterait un coefficient de frottement dit « chaud ». Persson a en effet montré que la distance de glissement nécessaire pour échauffer le pneumatique est faible, de l'ordre de grandeur d'une aspérité de la chaussée. Le coefficient de frottement varierait alors en tout point de l'aire de contact entre la valeur du coefficient de frottement dit « froid » et celle du coefficient de frottement dit « chaud » en fonction de la distance glissée en suivant une relation exponentielle :

$$\mu(t) = \mu_{froid}(v_{sx}(t), T_0)e^{-r(t)/r_0} + \mu_{chaud}(v_{sx}(t), T_0) \left[1 - e^{-r(t)/r_0} \right] \quad (4.69)$$

où $r(t)$ représente la distance glissée par le poil en fonction du temps, r_0 représente la distance de glissement nécessaire pour provoquer un échauffement du pneumatique ($r_0 \approx 0,2D_0$, où D_0 est le diamètre des aspérités de la surface) et T_0 représente la température ambiante. Cette relation est intéressante parce qu'elle tient compte de l'historique du chargement du poil à travers la distance glissée $r(t)$ qui varie selon la position du poil dans l'aire de contact. Ainsi, le coefficient de frottement ne chuterait pas brutalement du coefficient de frottement statique au coefficient

de frottement dynamique mais diminuerait de façon continue entre le coefficient de frottement dit « froid » et le coefficient de frottement dit « chaud ». L'Equation (4.69) introduit cependant trois paramètres, μ_{froid} , μ_{chaud} et r_0 qu'il peut être difficile d'identifier expérimentalement. Elle introduit également un nouveau concept, celui de l'échauffement du pneumatique, qui est difficile à quantifier expérimentalement.

D'autres théories existent pour expliquer la différence entre le coefficient de frottement statique et dynamique. Pour Martins et al. [Martins, 1990], le coefficient de frottement statique est supérieur au coefficient de frottement dynamique parce qu'à vitesse faible ou nulle, le solide s'enfonce davantage dans la surface en contact (phénomène s'apparentant au fluage), ce qui augmente l'aire de contact réelle. Lorsque le pneumatique est en mouvement, il oscille verticalement en raison des aspérités de la surface. Ces variations de la force verticale causent des variations de l'enfoncement (dépendance non linéaire) si bien que l'aire de contact réelle en mouvement est inférieure à l'aire de contact statique.

D'autres expressions du coefficient de frottement statique peuvent être trouvées dans la littérature en élargissant la réflexion à d'autres types de contact. Ainsi, Howe et al. [Howe, 1955] ont suggéré une relation de la forme exponentielle pour un contact verre/verre à partir d'une théorie basée sur les forces électrostatiques de Van der Waals :

$$\mu_{sx} = \mu_{kx} + (\mu_{s\infty} - \mu_{kx})(1 - e^{-B_1 t_s}) \quad (4.70)$$

où $\mu_{s\infty}$ représente le coefficient de frottement statique pour un temps de contact très long, t_s représente le temps de contact et B_1 est une constante arbitraire.

Pour un contact métal/métal, Derjagin et al. [Derjagin, 1957] ont proposé une relation de la forme :

$$\mu_{sx} = \mu_{kx} + \frac{B_2 t_s}{B_3 + t_s} \quad (4.71)$$

où B_2 et B_3 sont deux constantes.

Toujours pour un contact métal/métal, Rabinowicz [Rabinowicz, 1951] a proposé la forme suivante :

$$\mu_{sx} = \mu_{kx} + B_4 t_s^{B_5} \quad (4.72)$$

où B_4 et B_5 sont deux constantes.

Ces Equations ont l'avantage d'introduire une grandeur explicative, le temps de contact, dans l'expression du coefficient de frottement statique. Cependant, le contact entre deux solides indéformables métal/métal ou verre/verre est sans nul doute très différent d'un contact pneumatique/chaussée. Le temps de contact reste également plus difficile à estimer dans le cas d'une roue en glissement partiel (cf. section 2.1.1.2) que dans le cas de deux solides en glissement total.

Comme présenté dans cette section 4.6.1, plusieurs théories existent pour traduire la différence entre le coefficient de frottement statique et dynamique. Des relations ont été proposées pour lier ces deux coefficients, mais elles introduisent de nouveaux coefficients à calibrer. Ces modèles complexifient l'identification des paramètres, même par rapport au cas où les

coefficients de frottement statique et dynamique sont constants et indéfinis. L'Equation (4.66) est intéressante, mais elle complexifie l'application du modèle en introduisant la vitesse de glissement, et donc le taux de glissement.

Le modèle sera donc utilisé en considérant ces deux coefficients comme constants et indéfinis et on cherchera dans la Partie 6 une relation entre ces deux coefficients pour un contact pneumatiques/chaussée à partir d'un jeu de données obtenu expérimentalement. Les travaux de cette thèse étant appliqués au cas des pistes mouillées, le jeu de données expérimentales concerne un contact pneumatique/chaussée en présence d'eau. On démontrera dans la Partie 6, à partir de mesures réalisées en condition sèche, que cette relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique s'applique également au cas sec.

4.6.2 CAS MOUILLE

Le modèle « aire de contact » (cf. section 4.4.2) a décrit l'effet de l'eau à l'échelle de la roue. Les coefficients de frottement statique et dynamique représentent les coefficients de frottement à l'échelle du poil (cf. section 4.1.3). Même si la lame d'eau a été chassée et que le pneumatique a établi le contact avec la chaussée (cf. section 2.1.2.3), le contact entre les poils et la chaussée n'est pas un contact sec. Il reste un microfilm d'eau (cf. section 2.1.2.3) qui réduit l'adhésion et lubrifie le contact. On suppose donc que l'eau a pour effet de dégrader les coefficients de frottement statique et dynamique par rapport au cas sec. Les Equations (4.66) à (4.72) ont été établies pour des frottements secs et il sera nécessaire de les adapter pour le cas mouillé.

On cherchera donc dans la Partie 6 une relation entre ces deux coefficients pour un contact pneumatiques/chaussée en présence d'eau à partir d'un jeu de données obtenues expérimentalement.

4.7 MISE EN ŒUVRE/SCHEMA DE RESOLUTION NUMERIQUE

Cette section 4.7 présente les interactions entre les différents modèles présentés dans cette Partie 4. Les différentes entrées du modèle Brosse, adapté aux cas sec et mouillé (cf. section 4.2), sont obtenues à partir des modèles :

- « Aire de contact » (cf. section 4.4),
- De raideur du pneumatique (cf. section 4.5).

Ces modèles sont eux-mêmes alimentés à partir de données relatives au pneumatique, au véhicule et à la surface, rappelées dans les Tableaux 4-3, 4-4, 4-5, 4-6 et 4-7. L'ensemble permet de calculer la force de frottement F_x (cf. Figure 4-19).

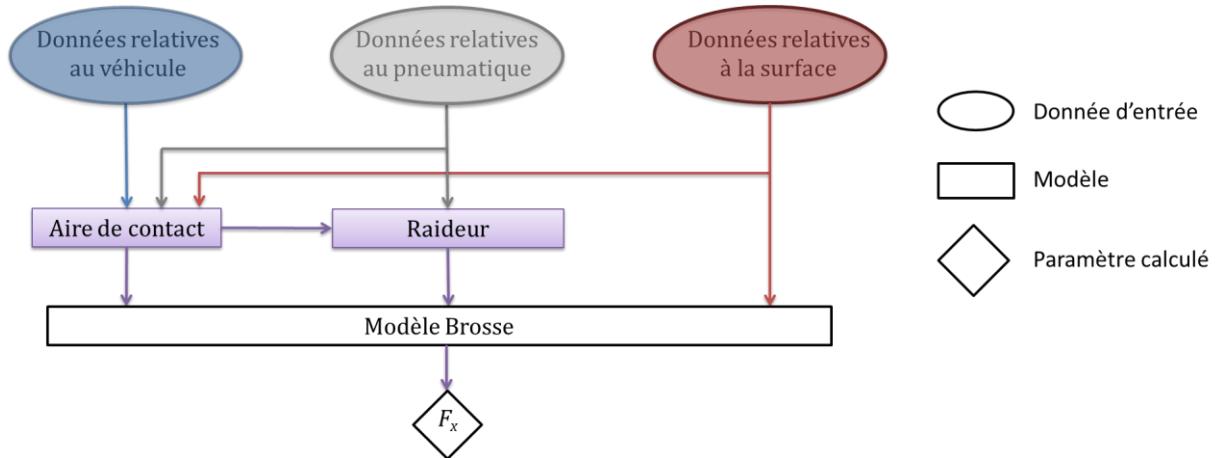


Figure 4-19 : Architecture générale du modèle

La section 4.7.1 fait la synthèse des données d'entrée pour chacun des modèles développés dans cette thèse pour les cas sec (cf. section 4.7.1.1) et mouillé (cf. section 4.7.1.2) et la section 4.7.2 présente l'agrégation de ces modèles dans les cas sec (cf. section 4.7.2.1) et mouillé (cf. section 4.7.2.2). L'application du modèle développé dans cette thèse aux cas de l'avion et de l'IMAG est détaillée respectivement dans les sections 4.7.3 et 4.7.4.

4.7.1 DONNEES D'ENTREE

4.7.1.1 Cas sec

Le modèle Brosse a six données d'entrée (cf. Figure 4-4 et Tableau 4-3). L'adaptation du modèle Brosse au cas sec consiste à modéliser deux de ses données d'entrée, la demi-longueur de l'aire de contact, a_0 , et la raideur du pneumatique, C_x , et à en calculer une troisième, la distribution de la force verticale, q_z (cf. Equation (4.16)). Trois données d'entrée ne sont pas déterminées, le taux de glissement, G , et les coefficients de frottement statique et dynamique, μ_{sx} et μ_{kx} .

Les données d'entrée du modèle « aire de contact » et du modèle de raideur du pneumatique sont rappelées dans les Tableaux 4-4 et 4-5 ci-dessous :

Tableau 4-3 : Données d'entrée du modèle Brosse adapté au cas sec

Symboles	Signification
G	Taux de glissement (%)
q_z	Distribution de la force verticale (N.m^{-1})
C_x	Raideur du pneumatique (N.m^{-1})
a_0	Demi-longueur de l'aire de contact sans effet hydrodynamique (à l'arrêt) (m)
μ_{kx}	Coefficient de frottement dynamique (sans unité)
μ_{sx}	Coefficient de frottement statique (sans unité)

Tableau 4-4 : Données d'entrée du modèle « aire de contact » dans le cas sec

Symboles	Signification
F_z	Charge verticale (N)
D	Diamètre du pneumatique (m)
w	Largeur de coupe nominale du pneumatique (m)
p_g	Pression de gonflage du pneumatique (Pa)
p_r	Pression de gonflage nominale du pneumatique (Pa)

Tableau 4-5 : Données d'entrée du modèle de raideur du pneumatique

Symboles	Signification
l_{flanc}	Hauteur des flancs du pneumatique (m)
e_{flanc}	Epaisseur des flancs du pneumatique (m)
e_{BdR}	Epaisseur de la bande de roulement du pneumatique (m)
D	Diamètre du pneumatique (m)
w	Largeur de coupe nominale du pneumatique (m)
δ_0	Déflexion du pneumatique sous la charge verticale (m)
G_{BdR}	Module de cisaillement de la bande de roulement (Pa)
G_{flanc}	Module de cisaillement des flancs (Pa)

4.7.1.2 Cas mouillé

L'adaptation du modèle Brosse au cas mouillé nécessite de modifier ce modèle (cf. section 4.2.2). Cette modification introduit de nouvelles variables dans le modèle Brosse qui a maintenant dix données d'entrée, rappelées dans le Tableau 4-6 ci-dessous. Cinq de ces données, a_0 , a , F_L , L_m et F_g , sont calculées par le modèle « aire de contact » (cf. section 4.4.2), dont les données d'entrée sont rappelées dans le Tableau 4-7 ci-dessous. Aucune modification du modèle de raideur du pneumatique n'a été nécessaire pour le cas mouillé (cf. section 4.5.2) et ce modèle fonctionne dans le cas mouillé avec les données d'entrée du Tableau 4-5 ci-dessus. Une septième donnée d'entrée du modèle Brosse, q_z , est calculée à partir de la résolution du système d'Equation (4.19). Il reste donc trois données d'entrée qui ne sont pas déterminées, le taux de glissement, G , et les coefficients de frottement statique et dynamique, μ_{sx} et μ_{kx} .

Tableau 4-6 : Données d'entrée du modèle Brosse prenant en compte l'effet de l'eau

Symbole	Signification
G	Taux de glissement (%)
q_z	Distribution de la force verticale (N.m^{-1})
a_0	Demi-longueur de l'aire de contact sans effet hydrodynamique (à l'arrêt) (m)
a	Demi-longueur de l'aire de contact réduite en raison de l'effort hydrodynamique (m)
F_L	Force hydrodynamique (N)
L_m	Longueur mouillée, longueur de contact entre le pneumatique et l'eau (m)
F_g	Force de réaction du sol support (N)
C_x	Raideur du pneumatique (N.m^{-1})
μ_{kx}	Coefficient de frottement dynamique (sans unité)
μ_{sx}	Coefficient de frottement statique (sans unité)

Tableau 4-7 : Données d'entrée du modèle « aire de contact » dans le cas mouillé

Symboles	Signification
F_z	Charge verticale (N)
D	Diamètre du pneumatique (m)
w	Largeur de coupe nominale du pneumatique (m)
p_g	Pression de gonflage du pneumatique (Pa)
p_r	Pression de gonflage nominale du pneumatique (Pa)
h	Hauteur d'eau (m)
ρ	Masse volumique de l'eau (kg.m ⁻³)
v_x	Vitesse (m.s ⁻¹)
C_z	Coefficient de portance hydrodynamique (sans dimension)
N	Nombre de rainures du pneumatique
AT	Largeur des rainures du pneumatique (m)
DT	Profondeur des rainures du pneumatique (m)
CEN	Largeur centrale entre les rainures du pneumatique (m)
LAT	Largeur entre les rainures extérieures du pneumatique (m)
PMP	Profondeur Moyenne de Profil (m)

4.7.2 AGREGATION DES MODULES

4.7.2.1 Cas sec

Dans le cas sec, le modèle « aire de contact » permet de calculer la demi-longueur de l'aire de contact, a_0 , et la déflexion du pneumatique, δ_0 . La demi-longueur de l'aire de contact est une entrée du modèle Brosse et la déflexion du pneumatique est une entrée du modèle de raideur du pneumatique. Le modèle de raideur du pneumatique permet de calculer la raideur du pneumatique C_x qui est une entrée du modèle Brosse. L'architecture détaillée du modèle dans le cas sec est présentée dans la Figure 4-20.

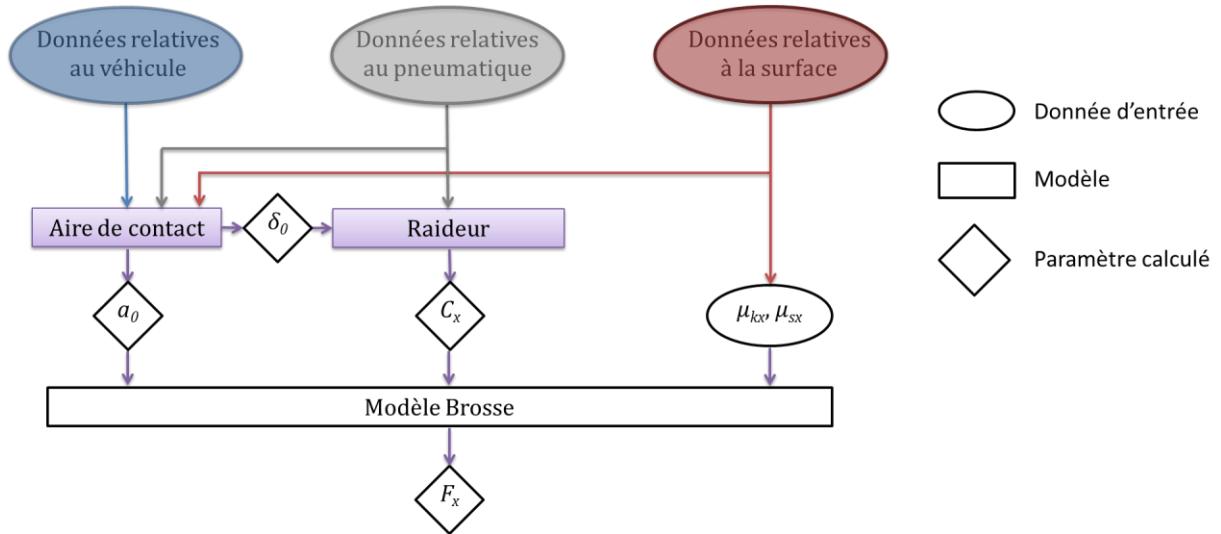


Figure 4-20 : Architecture détaillée du modèle dans le cas sec

Le modèle « aire de contact » dans le cas sec se résume au calcul des Equations (4.22), (4.23) et (4.24). Le modèle de raideur ne nécessite pas de technique de résolution particulière. Il est constitué du calcul successif des Equations (4.63), (4.64) et (4.65) (Figure 4-21).

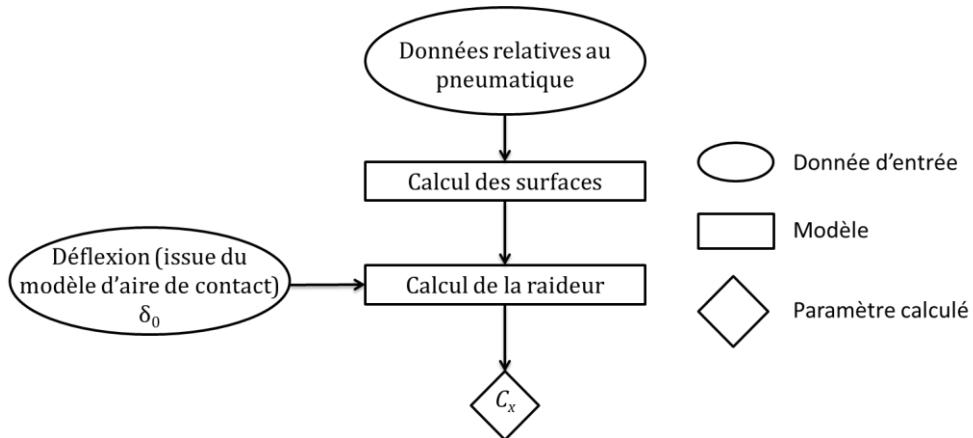


Figure 4-21 : Algorithme du modèle de raideur

4.7.2.2 En présence d'eau

Le modèle Brosse adaptée au cas mouillé nécessite davantage de données d'entrée que le modèle adapté au cas sec. Ces données sont issues du modèle « aire de contact » adaptée au cas mouillé (cf. Figure 4-22).

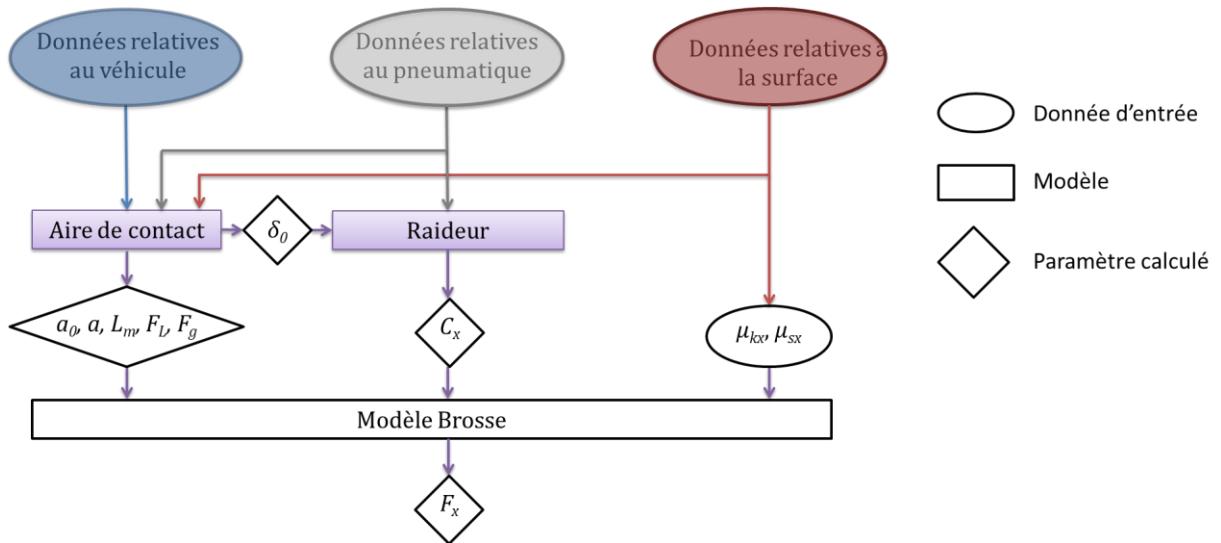


Figure 4-22 : Architecture détaillée du modèle dans le cas mouillé

Le modèle « aire de contact » dans le cas mouillé est plus complexe que dans le cas sec. Le principe est de rechercher la valeur de F_g qui permet d'établir l'équilibre des forces. La force F_g est à la fois une donnée d'entrée du modèle (elle permet de calculer les éléments de géométrie du modèle) et une sortie (issue de l'équilibre des efforts). Il est donc nécessaire de mettre en œuvre une technique de résolution numérique s'apparentant au point fixe avec une recherche systématisée de la solution.

La Figure 4-23 présente l'algorithme du modèle « aire de contact ». Ce modèle est composé d'une phase d'initialisation (à vitesse nulle) dont l'objectif est de déterminer les longueurs sèches amont et aval. On débute ensuite la phase d'exécution pendant laquelle la vitesse est non nulle et égale à sa valeur d'entrée. Les calculs sont réalisés pour toutes les valeurs de la force F_g comprises entre F_z et 0 par pas de $F_z/1000$ (la section 4.7.5 étudie la sensibilité de l'algorithme à ce critère). Pour chaque valeur de F_g , l'algorithme calcule les longueurs et largeur mouillées, la force hydrodynamique, F_L , et finalement une valeur de F_g issue de l'équilibre des efforts (cf. Equations (4.75) et (4.80)), notée $\tilde{F}_g(F_g)$. La solution est donnée par la valeur de F_g qui minimise la fonction de performance est ainsi définie :

$$E(F_g) = |F_g - \tilde{F}_g(F_g)| \quad (4.73)$$

Il faut noter que le minimum de cette fonction de performance peut parfois être très éloigné de la solution au pas de vitesse précédent. Ce type de discontinuité n'est pas physiquement réaliste. On retient donc le minimum le plus proche de la valeur de départ suffisamment petit pour être considéré comme une solution du problème. Un minimum tel que $E(F_g) < F_z/100$ est considéré comme suffisamment petit. Dans le cas de l'IMAG, $F_z/100$ correspond à 18 N (cf. section 2.1.3.1.1), ce qui est l'ordre de grandeur de l'incertitude de mesure du capteur de force verticale de l'IMAG [Gerthoffert, 2013]. On supposera que cet ordre de grandeur (1 % de la charge à la roue) est également acceptable pour l'avion (cela représente environ 300 N pour un avion de type Falcon 20 et 1200 N pour un avion de type A320).

Ainsi, s'il existe une valeur de F_g telle que $E(F_g) < F_z/100$, alors on considère qu'un équilibre existe et les résultats de l'algorithme sont alors donnés par $a_0, a(F_g), F_L(F_g)$ et F_g . Si un tel minimum

n'existe pas, on considère qu'il n'y a pas d'équilibre possible, donc que le pneumatique passe en hydroplanage. Cette situation met fin à l'algorithme général.

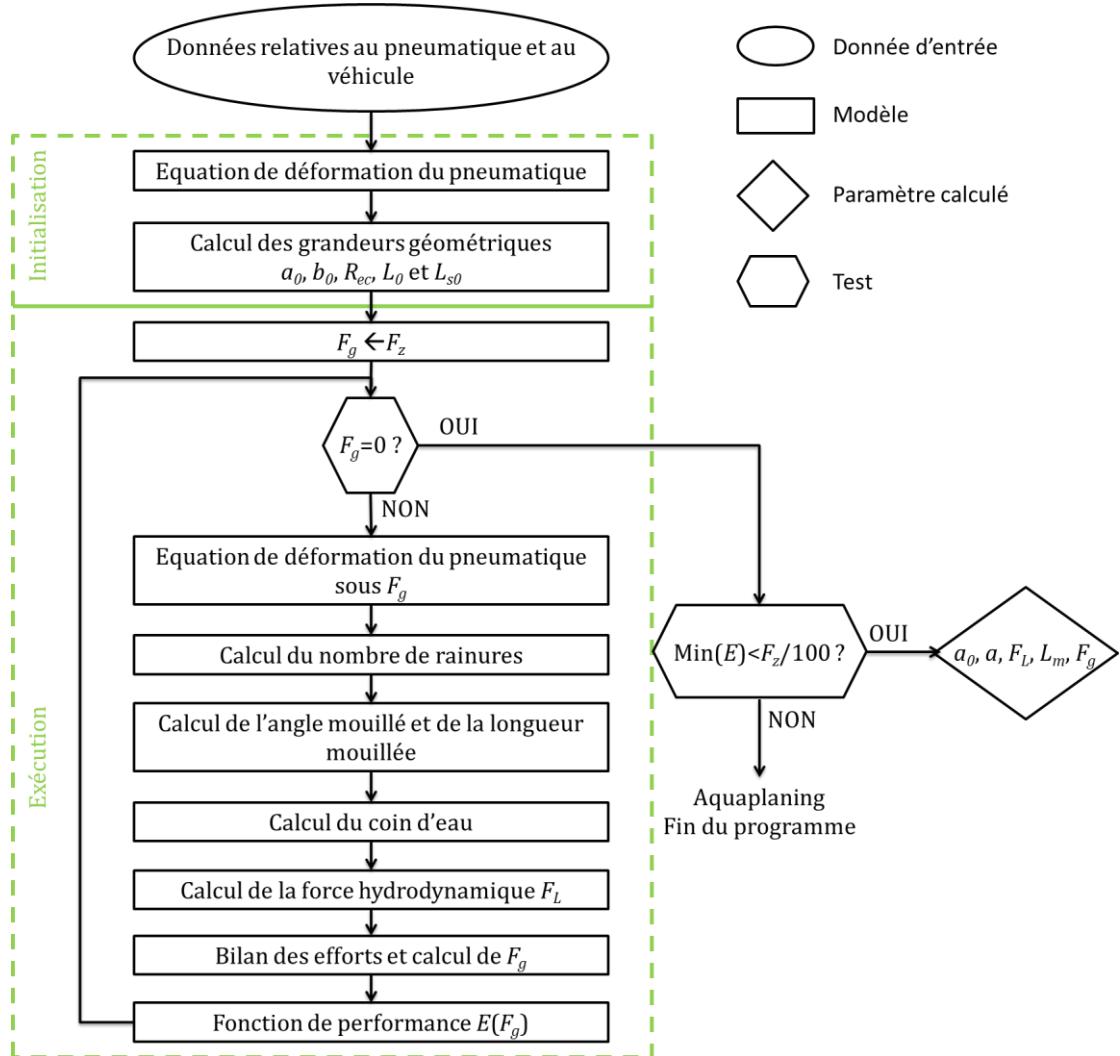


Figure 4-23 : Algorithme du modèle « aire de contact »

Le modèle de calcul de la raideur du pneumatique n'est pas modifié par rapport au cas sec (cf. Figure 4-21).

Finalement, les données issues des modèles « aire de contact » et raideur, ainsi que les coefficients de frottement statique et dynamique, viennent alimenter le modèle Brosse. Les données du modèle « aire de contact » permettent de calculer la distribution de la force verticale prenant en compte les effets hydrodynamiques. A partir de cette situation, et en utilisant le coefficient de frottement statique, μ_{sx} , et la raideur du pneumatique C_x , le point de transition est calculé. Le point de transition permet de calculer la force d'adhésion, avec C_x , et la force de glissement avec μ_{kx} . Finalement, la somme de ces deux forces abouti à l'évaluation de la force de frottement F_x (cf. Figure 4-24).

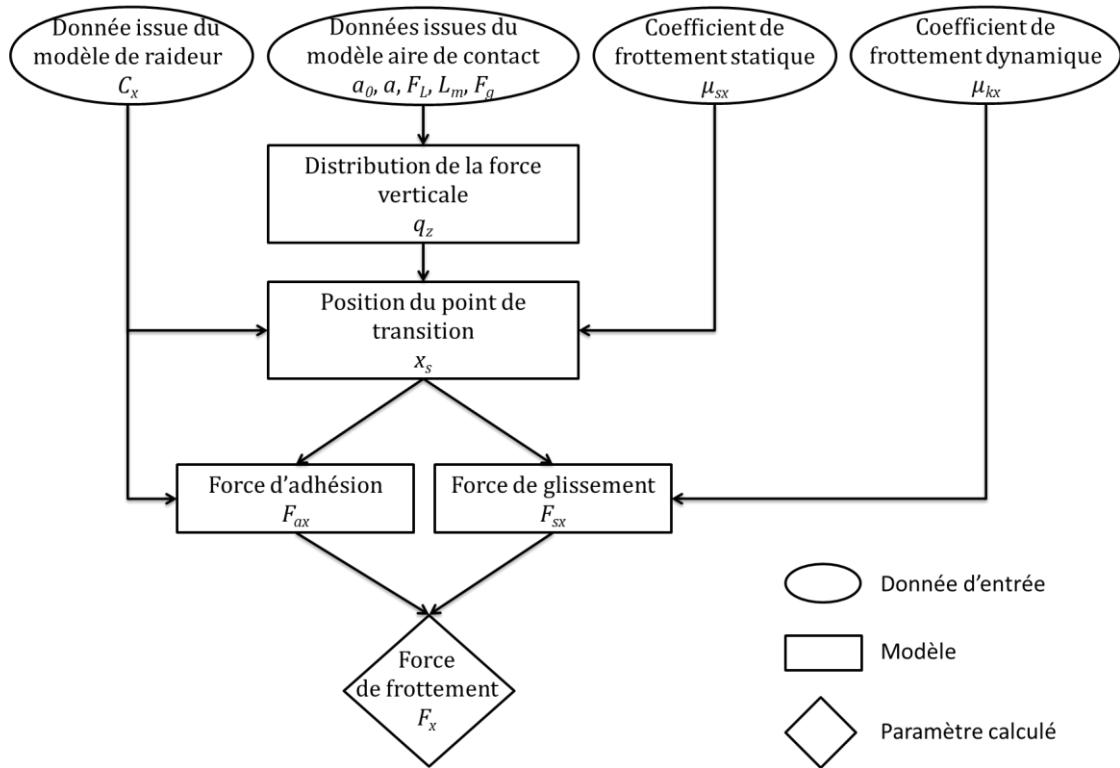


Figure 4-24 : Algorithme du modèle Brosse

4.7.3 APPLICATION A L'AVION

Un avion est constitué de deux trains d'atterrissage principaux, situés de chaque côté sous les ailes de l'avion, et d'un train secondaire, centré latéralement et situé à l'avant de l'avion (cf. Figure 4-25). Ces trains peuvent être composés d'une ou de plusieurs roues, selon la taille et la masse de l'avion. Seules les roues des trains principaux sont freinées.



Figure 4-25 : Photographie d'un Dash 8 lors d'un atterrissage sur une piste enneigée pendant les essais du Joint Winter Runway Friction Measurement Program

Le système étudié dans cette thèse est composé d'une roue du train d'atterrissage principal, le contaminant (l'eau) et la chaussée. Le système est en freinage, dans un état stable et stationnaire. Il peut être simplifié à partir des hypothèses suivantes :

- Les oscillations verticales dues aux irrégularités de la surface ou aux variations de charges verticales sont négligées.
- La portance aérodynamique et le transfert de charge entre la roulette de nez et le train principal du au freinage ne sont pas modélisés ; la roue est supposée être soumise à une charge verticale connue et constante.
- La charge verticale est équitablement répartie entre toutes les roues des trains principaux.
- Les autres mécanismes contribuant à la décélération de l'avion, tels que les aéofreins et les inverseurs de poussée, sont extérieurs au contact pneumatique/chaussée et ne sont pas modélisés.
- La vitesse de l'avion diminue au cours du freinage. Le freinage est vu comme une succession d'états stationnaires.

Le tribosystème est donc représenté simplement par la Figure 4-26.

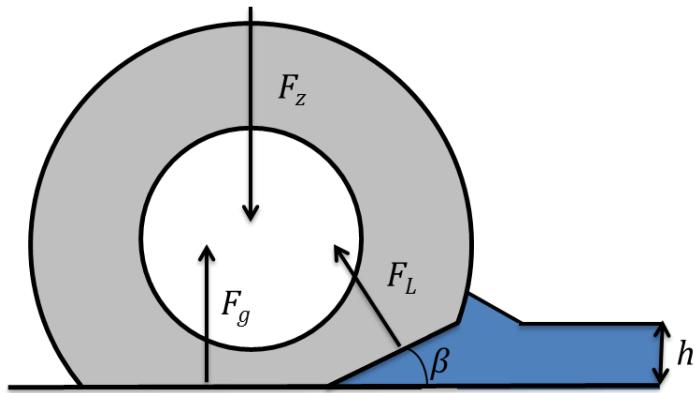


Figure 4-26 : Représentation du tribosystème dans le cas de l'avion

Dans le cas de ce tribosystème, l'Equation d'équilibre du modèle « aire de contact » est plus simple que dans le cas de l'IMAG :

$$F_g = F_z - F_L \cos \beta \quad (4.74)$$

Le coin d'eau a pour conséquence d'augmenter l'angle β , défini sur la Figure 4-26 à partir de la longueur mouillée L_m et de la hauteur d'eau h , d'un incrément $\Delta\beta$. Cependant, $\Delta\beta$ étant très petit devant β , un développement limité au premier ordre du terme en $\cos(\beta)$ permet de démontrer que cet incrément peut être négligé.

Cette Equation est l'Equation d'équilibre du modèle « aire de contact ». Elle fait le lien entre la force verticale, F_z , la force hydrodynamique, F_L et la force qui écrase le poil F_g . Elle complète le modèle « aire de contact » en présence d'eau (cf. section 4.4.2). Elle permet de calculer F_g , donc la longueur de l'aire de contact $2a$. Dans l'Equation (4.74), F_L et β dépendent de F_g . Le calcul de F_g fait donc appel à une méthode numérique s'apparentant à une méthode du point fixe décrite section 4.7.2.2 avec :

$$\tilde{F}_g = F_z - F_L(F_g) \cos \beta(F_g) \quad (4.75)$$

4.7.4 APPLICATION A L'IMAG

Le système étudié correspond à la roue de mesure de l'IMAG, au contaminant (l'eau) et à la chaussée. L'IMAG est composé d'un châssis mobile et d'un châssis fixe (cf. section 2.1.3.1.1). Le système étudié inclut les capteurs de mesure des efforts (force horizontale, force verticale, capteurs de couple), c'est-à-dire l'ensemble du châssis mobile de l'IMAG, représenté schématiquement dans la Figure 4-27 ci-dessous. Ce système est soumis aux efforts suivants, dans le repère $(0, x, y, z)$ centré sur la roue de mesure :

- Une charge verticale de 1,8 kN appliquée au centre de la roue de mesure et orientée verticalement.
- Une force de réaction du sol, F_g , appliquée au centre du contact entre la roue de mesure et la chaussée.
- Une force de frottement, F_x , appliquée au centre du contact entre la roue de mesure et la chaussée et orientée horizontalement dans la direction opposée à l'avancement de la roue de mesure.
- Une force de résistance au roulement, F_r , appliquée au centre du contact entre le pneumatique et la chaussée et orientée horizontalement dans la direction opposée à l'avancement de la roue de mesure. Cette force est généralement très petite devant la force de frottement F_x , elle sera donc négligée dans la suite pour alléger les notations.
- Une force hydrodynamique, F_L , générée par l'eau présente sur la chaussée. Cette force est orientée perpendiculairement au pneumatique.
- Une force de réaction verticale, F_{cv} , exercée par le véhicule tracteur à l'IMAG, appliquée au niveau de la liaison entre le châssis mobile et le châssis fixe et orientée perpendiculairement au châssis de l'IMAG.
- Une force horizontale de traction, F_{ch} , exercée par le véhicule tracteur à l'IMAG, appliquée au niveau de la liaison entre le châssis mobile et le châssis fixe et orientée parallèlement au châssis de l'IMAG.

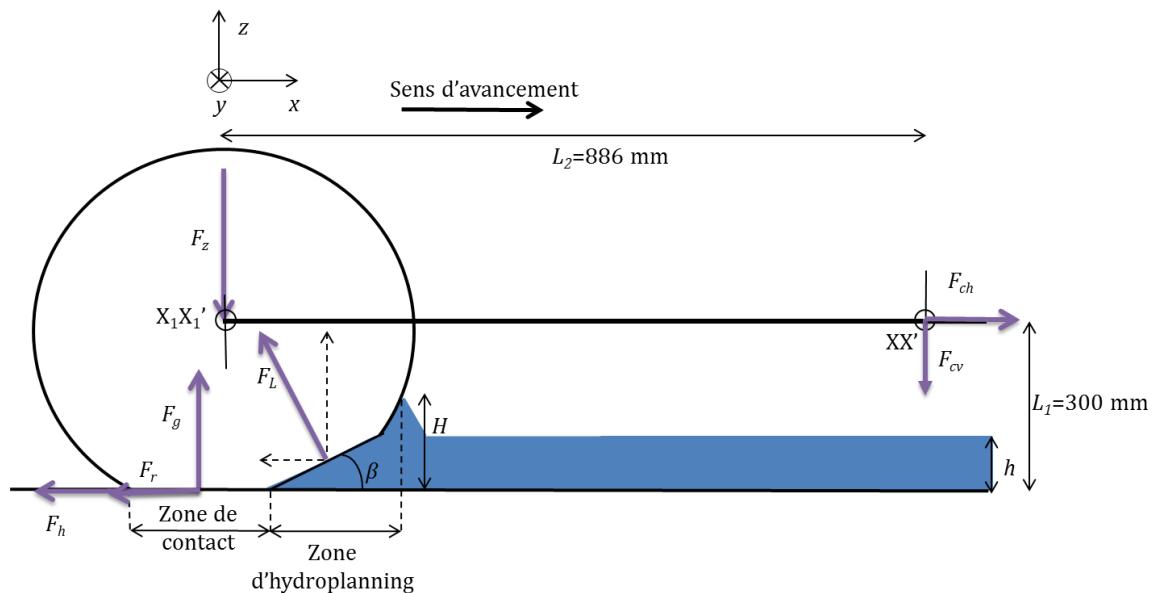


Figure 4-27 : Représentation des efforts appliqués sur le système IMAG

L'IMAG réalise ses mesures à une vitesse maintenue constante. On suppose donc que le système est à chaque instant dans un état stationnaire.

En conditions normales d'essais, la hauteur L_1 du châssis mobile est réglée à 300 mm de façon à garantir l'horizontalité du châssis mobile. La longueur L_2 du bras liant la roue de mesure à la liaison entre les châssis est de 886 mm. La vitesse est stabilisée, de façon standard à 65 ou 95 km/h, mais l'IMAG peut être utilisé dans une gamme de vitesse de 30 à 120 km/h.

A l'équilibre, le bilan des forces selon les axes x et z conduit aux Equations suivantes :

$$F_{ch} = F_x + F_L \sin \beta \quad (4.76)$$

$$F_{cv} = F_z - F_g - F_L \cos \beta \quad (4.77)$$

De la même façon qu'à la section 4.7.3, on peut démontrer que l'incrément $\Delta\beta$ de l'angle β peut être négligé.

Le bilan des moments selon l'axe (XX') conduit à l'Equation suivante :

$$F_x L_1 + F_L \sin \beta \left(L_1 - \frac{H}{2} \right) + F_L \cos \beta \left(L_2 - \left(-a_0 + 2a + \frac{L'_m}{2} \right) \right) + F_g (L_2 + a_0 - a) = F_z L_2 \quad (4.78)$$

Les Equations (4.77) et (4.78) mettent en évidence un couplage entre la force horizontale et la force verticale. Le freinage de la roue induit un moment autour de l'axe (XX'), qui tend à soulever la roue, conduit à un « allègement » de la roue de mesure et à un report de charge vers la liaison entre les châssis fixe et mobile. La force de réaction du sol s'exprimera donc :

$$F_g = \frac{F_z L_2 - F_x L_1 - F_L \sin \beta \left(L_1 - \frac{H}{2} \right) - F_L \cos \beta \left(L_2 - \left(-a_0 + 2a + \frac{L'_m}{2} \right) \right)}{L_2 + a_0 - a} \quad (4.79)$$

Cette Equation est l'Equation d'équilibre du modèle « aire de contact ». Elle fait le lien entre la force verticale, F_z , la force hydrodynamique, F_L et la force qui écrase le poil F_g . Elle complète le modèle « aire de contact » en présence d'eau (cf. section 4.4.2). Elle permet de calculer F_g , donc la longueur de l'aire de contact $2a$. Dans l'Equation (4.79), les grandeurs F_x , F_L , β , H , a et L'_m dépendent de F_g . Le calcul de F_g fait donc appel à une méthode numérique s'apparentant à une méthode du point fixe décrite section 4.7.2.2 avec :

$$\tilde{F}_g = \frac{F_z L_2 - F_x(F_g) L_1 - F_L(F_g) \sin \beta(F_g) \left(L_1 - \frac{H(F_g)}{2} \right)}{L_2 + a_0 - a(F_g)} - \frac{F_L(F_g) \cos \beta(F_g) \left(L_2 - \left(-a_0 + 2a(F_g) + \frac{L'_m(F_g)}{2} \right) \right)}{L_2 + a_0 - a(F_g)} \quad (4.80)$$

L'Equation (4.79) met en évidence un couplage entre la force de frottement et la force verticale dans le cas de l'IMAG. L'effort horizontal provoque un « allègement » de la charge verticale appliquée sur la roue la roue de mesure et un transfert de charge vers le châssis fixe de l'IMAG. La force de frottement, en sortie de l'algorithme (cf. Figure 4-22), devient donc une entrée du modèle dans le cas de l'IMAG et l'algorithme boucle ainsi jusqu'à ce que ce qu'il converge sur une

force de frottement à $F_z/1000$ près (cf. Figure 4-28). La section 4.7.5 étudie la sensibilité de l'algorithme à ce dernier critère.

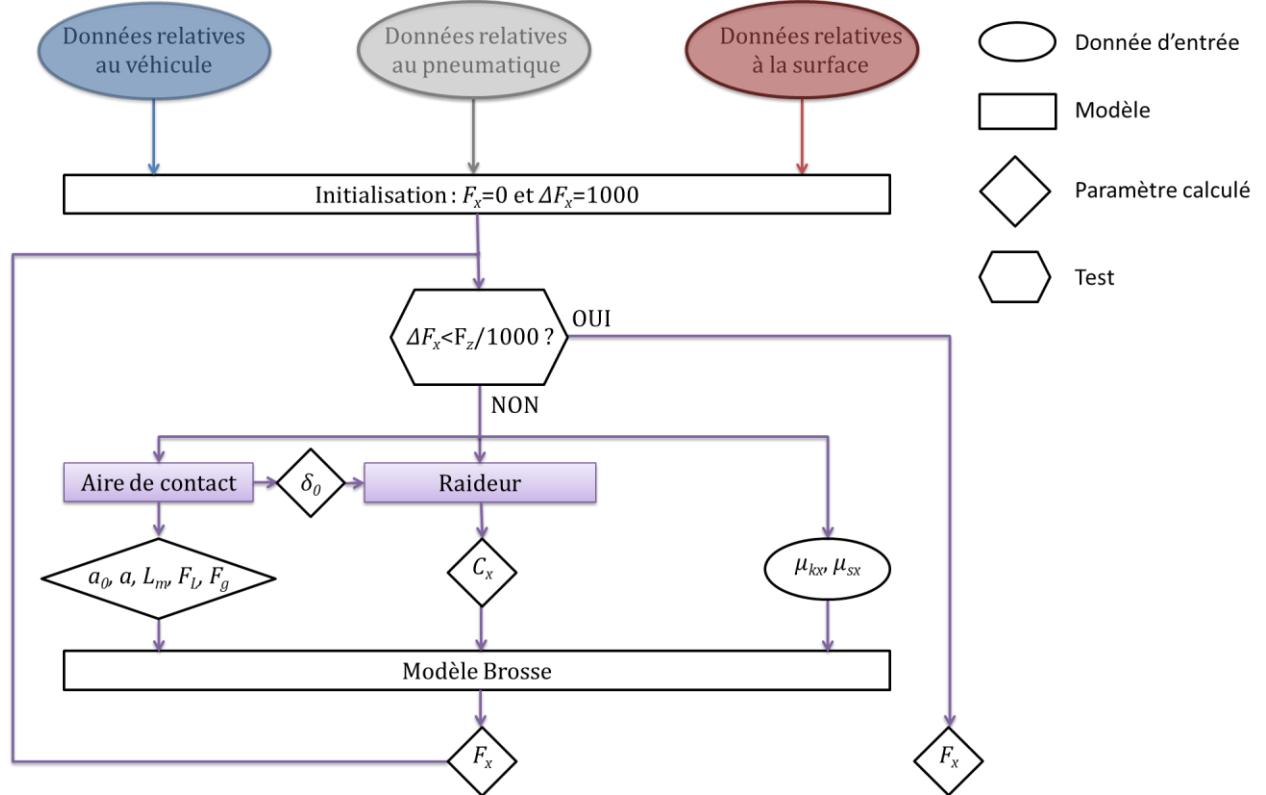


Figure 4-28 : Architecture du modèle (IMAG)

L'Equation (4.76) montre également que la force mesurée par les capteurs de force de l'IMAG est en fait la somme de la force de frottement et de la composante horizontale de la force de trainée. Cette force de trainée peut être importante en présence d'une forte hauteur de contaminant [Comfort, 2004], ce qui peut fausser la mesure de frottement. Andresen et Wambold [Andresen, 1999] ont montré que les appareils de mesure du frottement qui mesurent le couple de freinage ne sont pas perturbés par les forces de trainées. C'est pourquoi l'IMAG est également équipé d'un capteur qui mesure le couple de freinage appliqué à la roue de mesure. Dans la suite de ce travail (cf. Partie 6), on utilisera préférentiellement les mesures issues du capteur de couple.

4.7.5 ETUDE DE SENSIBILITE NUMERIQUE

La résolution des algorithmes présentés dans la section 4.7 fait appel à des méthodes numériques et des critères de convergence. Il était nécessaire d'étudier la sensibilité de ces méthodes numériques aux critères de convergence retenus. La section 4.7.5.1 étudie la sensibilité de l'algorithme de résolution du modèle « aire de contact » au pas de calcul. L'étude est réalisée pour un jeu de paramètres correspondant à l'IMAG et un jeu de paramètres correspondant à un avion de type business. La section 4.7.5.2 étudie la sensibilité du modèle complet au critère de convergence. Cette dernière ne concerne que le modèle appliqué à l'IMAG car il n'était pas nécessaire d'avoir recours à une technique numérique particulière dans le cas de l'avion (cf. section 4.7.3).

4.7.5.1 Aire de contact

L'étude de sensibilité est réalisée avec les jeux de paramètres correspondant à ceux de l'IMAG [AFNOR, 2013] et à un avion de type business [Croll, 2002]. La charge verticale et la pression de gonflage sont fixées à 1,8 kN et 150 kPa dans le cas de l'IMAG (cf. section 2.1.3.1.1) et à 28,7 kN et 937 kPa dans le cas de l'avion [Croll, 2002]. Les autres paramètres relatifs aux pneumatiques sont présentés dans la section 5.2. Le coefficient de portance hydrodynamique, C_z , est fixé à 0,6 dans les deux cas (cf. section 6.3.2.3).

L'étude est réalisée pour une hauteur de 1 mm d'eau et une chaussée supposée parfaitement lisse (pas de macrotexture).

Pour étudier la sensibilité numérique de l'algorithme de résolution du modèle « aire de contact », quatre pas ont été testés : $F_z/10$, $F_z/100$, $F_z/1000$ et $F_z/10000$. Les résultats de longueur d'aire de contact en fonction de la vitesse sont comparés pour chacun des quatre cas (cf. Figures 4-29 et 4-30).

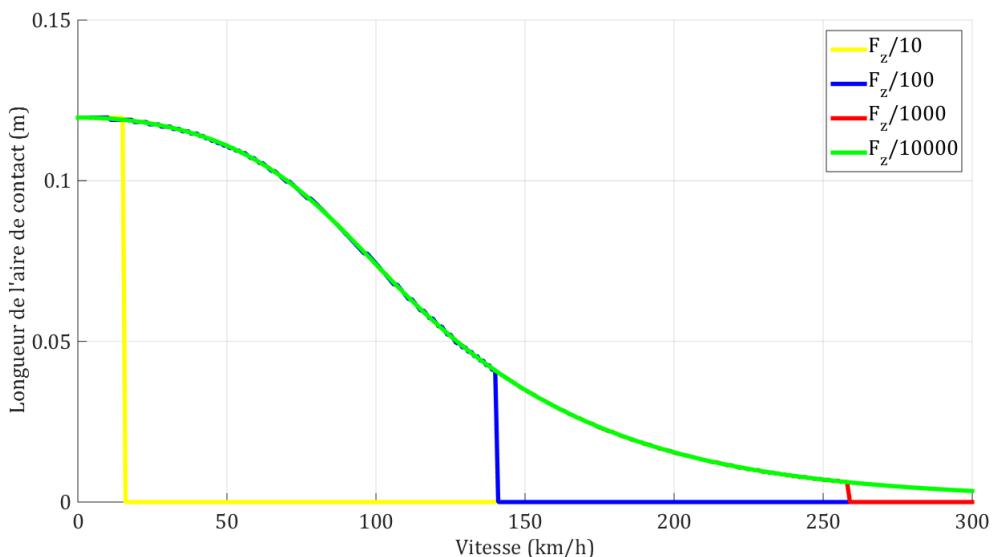


Figure 4-29 : Sensibilité de l'algorithme « aire de contact » au pas de calcul dans le cas du jeu de paramètres correspondant à l'IMAG

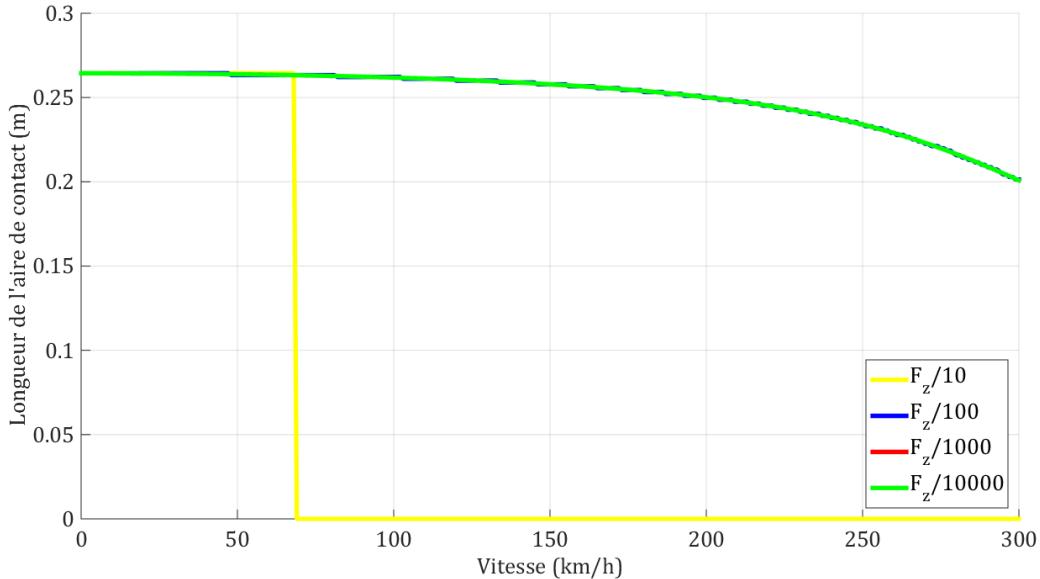


Figure 4-30 : Sensibilité de l'algorithme « aire de contact » au pas de calcul dans le cas du jeu de paramètres correspondant à l'avion

Ces Figures 4-29 et 4-30 montrent que le pas de calcul n'a pas d'influence sur la valeur de la longueur de l'aire de contact, mais qu'il influence le moment où il n'existe plus de minimum suffisamment petit pour considérer qu'il existe un équilibre (15 km/h pour le pas de $F_z/10$, 135 km/h pour le pas de $F_z/100$ et 278 km/h pour le pas de $F_z/1000$). L'algorithme s'arrête donc plus tôt lorsque le pas de calcul augmente, sans pour autant qu'on soit en aquaplaning. Pour la plage de vitesse pertinente dans le cas de l'IMAG (jusqu'à 120 km/h, cf. section 2.1.3.1.1), le pas de $F_z/1000$, voire $F_z/100$ (cf. Figure 4-29), est suffisant.

En grossissant les Figures 4-29 et 4-30 (cf. Figures 4-31 et 4-32), on s'aperçoit que les résultats sont plus stables lorsque le pas de calcul diminue. La courbe présente encore des instabilités au pas de $F_z/100$, et devient lisse pour $F_z/1000$ et $F_z/10000$.

Les Figures 4-31 et 4-32 ne montrent pas de différences entre les pas de $F_z/1000$ et $F_z/10000$. Le pas de $F_z/1000$ est déjà très grand devant l'incertitude de mesure de l'IMAG (de l'ordre de $F_z/100$ [Gerthoffert, 2013]), cette valeur est donc retenue de préférence à $F_z/10000$ afin de limiter les temps de calcul. On retient la même valeur ($F_z/1000$ pour l'avion).

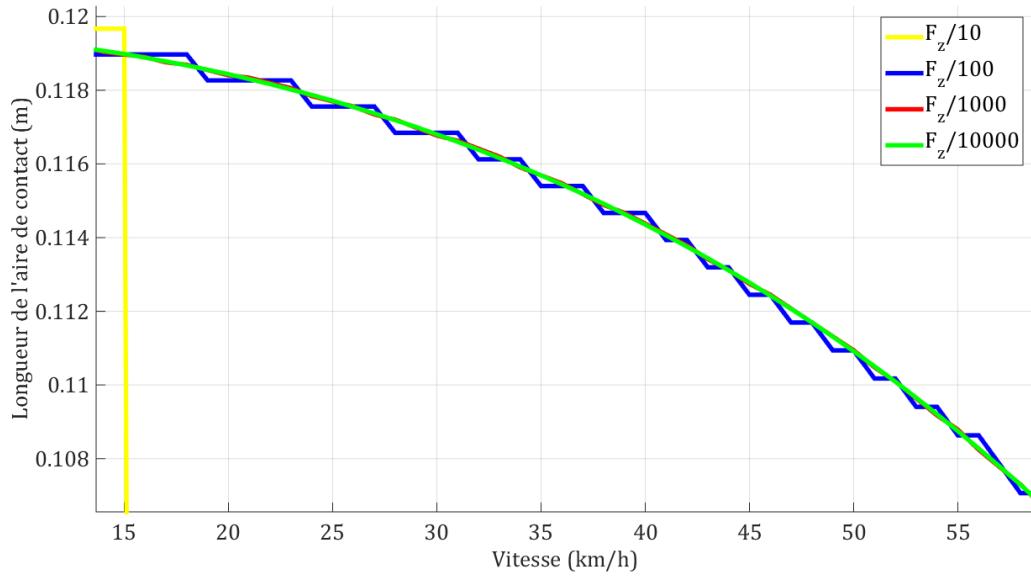


Figure 4-31 : Grossissement de la Figure 4-29

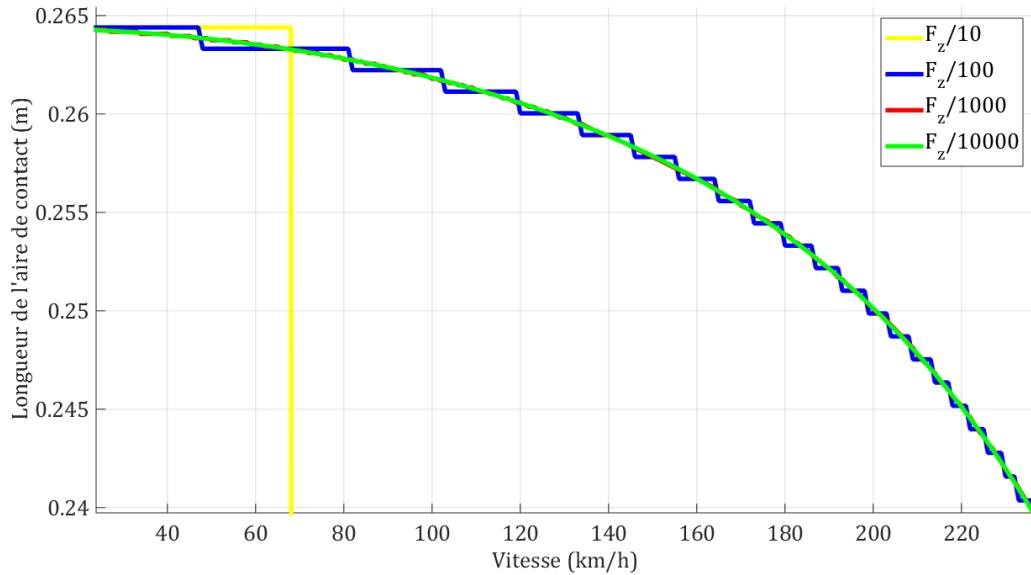


Figure 4-32 : Grossissement de la Figure 4-30

4.7.5.2 Modèle complet

L'étude de sensibilité est réalisée avec les mêmes jeux de paramètres que dans la section 4.7.5.1. La vitesse est prise égale à 65 km/h dans le cas de l'IMAG (cf. section 2.1.3.1.1). Les coefficients de frottement statique et dynamique sont fixés respectivement à 0,5 et 0,95 [Jones, 2012].

Le pas de l'algorithme « aire de contact » est fixé à $F_z/1000$. Pour étudier la sensibilité numérique de l'algorithme de résolution du modèle Brosse, on a testé trois critères de convergence : $F_z/10$, $F_z/100$ et $F_z/1000$ (cf. Figure 4-33).

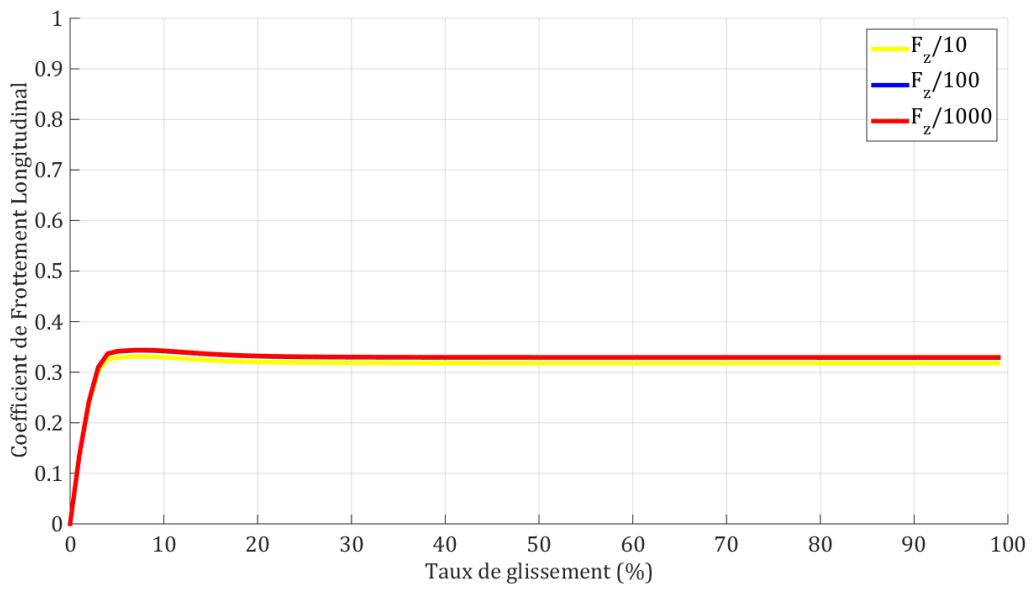


Figure 4-33 : Sensibilité de l'algorithme du modèle Brosse au critère de convergence

La Figure 4-33 ne montre aucune différence entre les trois cas. La valeur de $F_z/1000$ est donc retenue afin d'être homogène avec le modèle « aire de contact ».

5 PROGRAMME EXPERIMENTAL

5.1 PROBLEMATIQUE

Le modèle développé dans cette thèse (cf. Partie 4) est composé de deux modules, les modèles « aire de contact » et de raideur du pneumatique, qui ont des besoins de calibration et de validation. Ces deux modules alimentent le modèle Brosse adapté aux cas sec et mouillé, qui est appliqué à l'IMAG et à l'avion. Le modèle complet a également des besoins de calibration et de validation. La suite de ce paragraphe détaille ces besoins.

Le modèle « aire de contact » (cf. section 4.4) utilise un jeu d'Equations empiriques pour décrire la déformation du pneumatique (déflexion, longueur et largeur de l'aire de contact). La littérature [Smiley, 1958][Van Es, 1999] a déjà traité le cas des pneumatiques d'avions mais n'a pas étudié le cas du pneumatique de l'IMAG. Nous procéderons donc à une analyse de la pertinence des Equations de la littérature dans le cas des pneumatiques d'avions et à une nouvelle calibration de ces Equations pour le pneumatique de l'IMAG en particulier (cf. section 6.2).

Le modèle « aire de contact » fait appel à une grandeur issue de la mécanique des fluides, le coefficient de portance C_z . Ce paramètre est complexe à déterminer car il dépend de nombreux paramètres liés à la forme de la surface et sa rugosité. De manière pratique, il est généralement identifié expérimentalement. Des auteurs [Horne, 1963][Martin, 1966][Van Es, 2001] ont tenté de calibrer ce paramètre pour des pneumatiques avions, ce qui permet de disposer d'un ordre de grandeur. Il reste tout de même nécessaire de calibrer ce paramètre pour les pneumatiques étudiés et la modélisation adoptée. L'objectif est alors de vérifier la cohérence entre la valeur calée et les valeurs de la littérature (cf. section 6.3).

Le modèle de raideur du pneumatique est un modèle physique qui n'a pas de besoin de calibration. On procèdera à une validation de ce modèle à partir de données expérimentales (cf. section 6.3.3.1).

Le modèle Brosse requiert deux paramètres liés à l'interaction entre le pneumatique et la chaussée, les coefficients de frottement statique, μ_{sx} , et dynamique, μ_{kx} . La démarche (cf. Partie 3), utilise la mesure de l'IMAG (réalisée pour un unique taux de glissement de 15 %) pour, par calcul inverse en utilisant le modèle développé Partie 4, identifier un unique paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée. Il n'est cependant pas mathématiquement possible d'identifier deux paramètres (μ_{sx} et μ_{kx}) sur la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement à partir d'une seule valeur de taux de glissement. Il reste donc indispensable d'éliminer une inconnue dans le problème inverse en retenant une relation entre le coefficient de frottement statique et dynamique.

Le modèle développé dans cette thèse s'appuie sur le modèle Brosse. Jones [Jones, 2012] a démontré que ce modèle s'applique aux avions dans le cas d'une piste sèche. On démontrera que l'adaptation de ce modèle aux pistes sèches, qui est faite dans cette thèse, s'applique également à l'IMAG (cf. section 6.3). On validera l'adaptation du modèle Brosse aux pistes mouillées et son application à l'IMAG (cf. section 6.3).

Afin de répondre à ces différents points, nous avons procédé à une caractérisation complète des propriétés mécaniques de deux pneumatiques (cf. section 5.2) et des plans d'expérience ont été réalisés en laboratoire afin de mesurer la défexion, la longueur et la largeur de l'aire de contact de ces pneumatiques en statique (cf. section 5.3). Trois plans d'expérience ont ensuite été réalisés sur pistes afin de mesurer le coefficient de frottement sur une chaussée sèche et des chaussées mouillées avec différentes hauteurs d'eau (cf. section 5.4).

5.2 PRESENTATION DES PNEUMATIQUES

Deux pneumatiques ont été utilisés pour réaliser les programmes expérimentaux : le pneumatique AIPCR lisse, pneumatique standard de l'IMAG, et un pneumatique 26x6.6 R14, pneumatique utilisé sur des avions comme le Falcon 20. Pour alléger la lecture, il sera désigné par pneumatique « Falcon » dans la suite de ce mémoire. Ce pneumatique est de dimensions similaires à celles du pneumatique AIPCR ce qui rend possible son montage et son utilisation avec l'IMAG.

5.2.1 CARACTERISTIQUES ET DIMENSIONS DES PNEUMATIQUES AIPCR ET « FALCON »

Le Tableau 5-1 suivant présente les caractéristiques des deux pneumatiques. La Figure 5-1 illustre les grandeurs géométriques du Tableau 5-1.

Tableau 5-1 : Caractéristiques des deux pneumatiques utilisés dans les plans d'expériences

	AIPCR	Falcon
Hauteur des flancs du pneumatique, l_{flanc} (m)	0,12	0,13
Epaisseur des flancs du pneumatique, e_{flanc} (mm)	3,5	6,6
Epaisseur de la bande de roulement, e_{BdR} (mm)	16	29
Diamètre du pneumatique, D (m)	0,65	0,66
Largeur de coupe nominale du pneumatique, w (m)	0,17	0,17
Pression de gonflage nominale du pneumatique, p_r (kPa)	250	1550
Nombre de rainures du pneumatique, N (-)	0	4
Largeur des rainures du pneumatique, AT (mm)	N/A	8
Profondeur des rainures du pneumatique, DT (mm)	N/A	10
Largeur centrale entre les rainures du pneumatique, CEN (mm)	N/A	24
Largeur entre les rainures extérieures du pneumatique, LAT (mm)	N/A	13

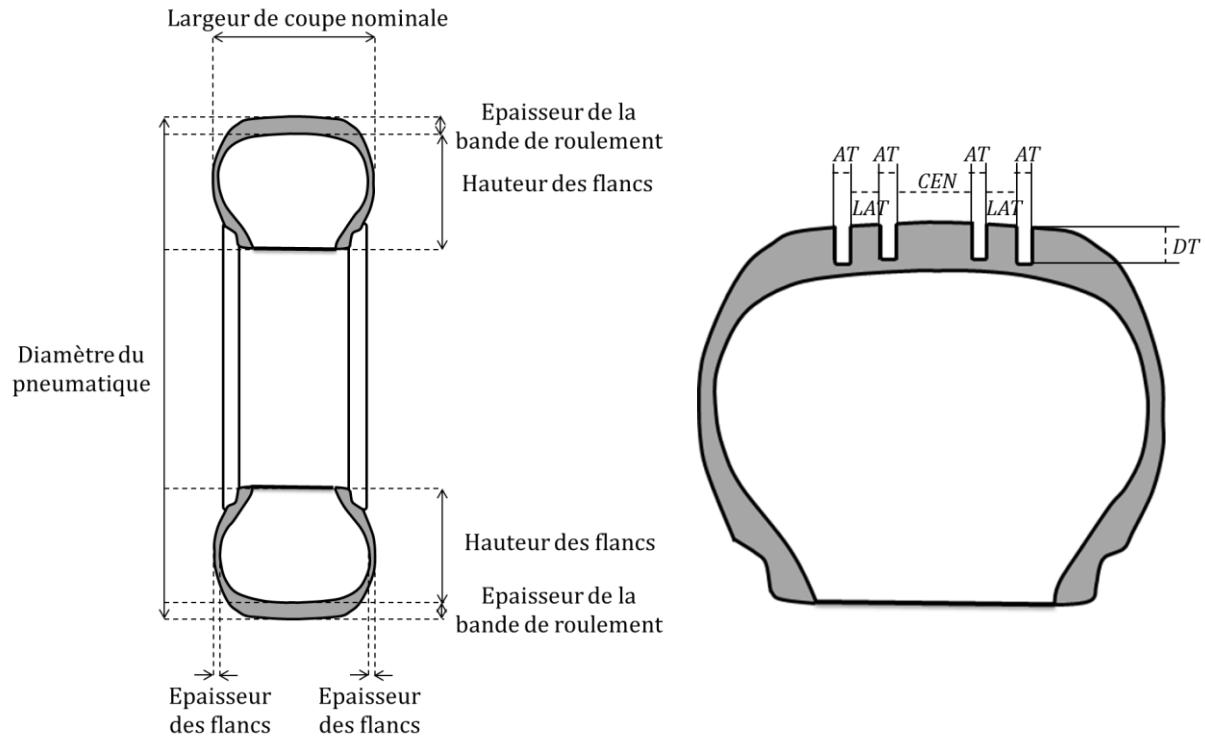


Figure 5-1 : Illustration des grandeurs géométriques des pneumatiques

La Figure 5-2 montre des photographies des pneumatiques AIPCR (gauche) et « Falcon » (droite). Ces photographies illustrent les principaux éléments constituant du pneumatique :

- La bande de roulement : elle est en contact avec le sol et génère l'adhérence entre le pneumatique et la chaussée.
- La nappe carcasse : elle transmet les efforts (longitudinaux et transversaux) entre la bande de roulement et la jante.
- La nappe sommet : La nappe carcasse ne peut à elle seule fournir d'effort transversal ou longitudinal. Les nappes sommet par leur croisement créent avec la nappe carcasse un maillage indéformable du sommet en le ceinturant, et permettent ainsi la génération d'efforts transversaux et longitudinaux
- Les tringles : Elles maintiennent le pneumatique fixé à la jante et assurent dans le cas d'un pneumatique utilisé sans chambre à air (dit tubeless) l'étanchéité entre le pneumatique et la roue.

La Figure 5-2 indique que les deux pneumatiques sont très différents dans leur conception. Le pneumatique « Falcon » a un nombre de renforts beaucoup plus importants que le pneumatique AIPCR, ce qui est logique dans la mesure où il est conçu pour des charges sensiblement plus importantes. Cette différence se traduit certainement dans la façon dont ces pneumatiques se déforment pour une charge et une pression de gonflage données.

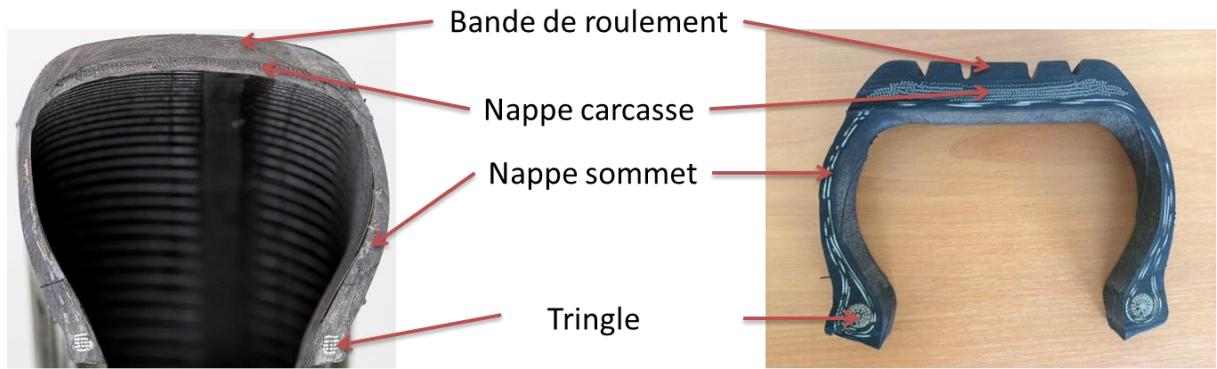


Figure 5-2 : Photographies des deux pneumatiques utilisés dans les plans d'expériences : pneumatique AIPCR (gauche) et « Falcon » (droite)

5.2.2 MESURE DES PROFILS DES PNEUMATIQUES

Les profils des pneumatiques ont été mesurés sur quatre tranches tous les 90° à l'aide d'un laser monté sur un châssis (cf. Figure 5-3).



Figure 5-3 : Système de mesure des profils des pneumatiques

Ces profils (cf. Figures 5-4 et 5-5) permettent de vérifier que les pneumatiques n'ont pas défaut ni de déformation. Le profil du pneumatique « Falcon » (cf. Figure 5-5) permet de déterminer les caractéristiques géométriques du pneumatique (largeur et profondeur des rainures, largeur de gomme entre les rainures, cf. Tableau 5-1).

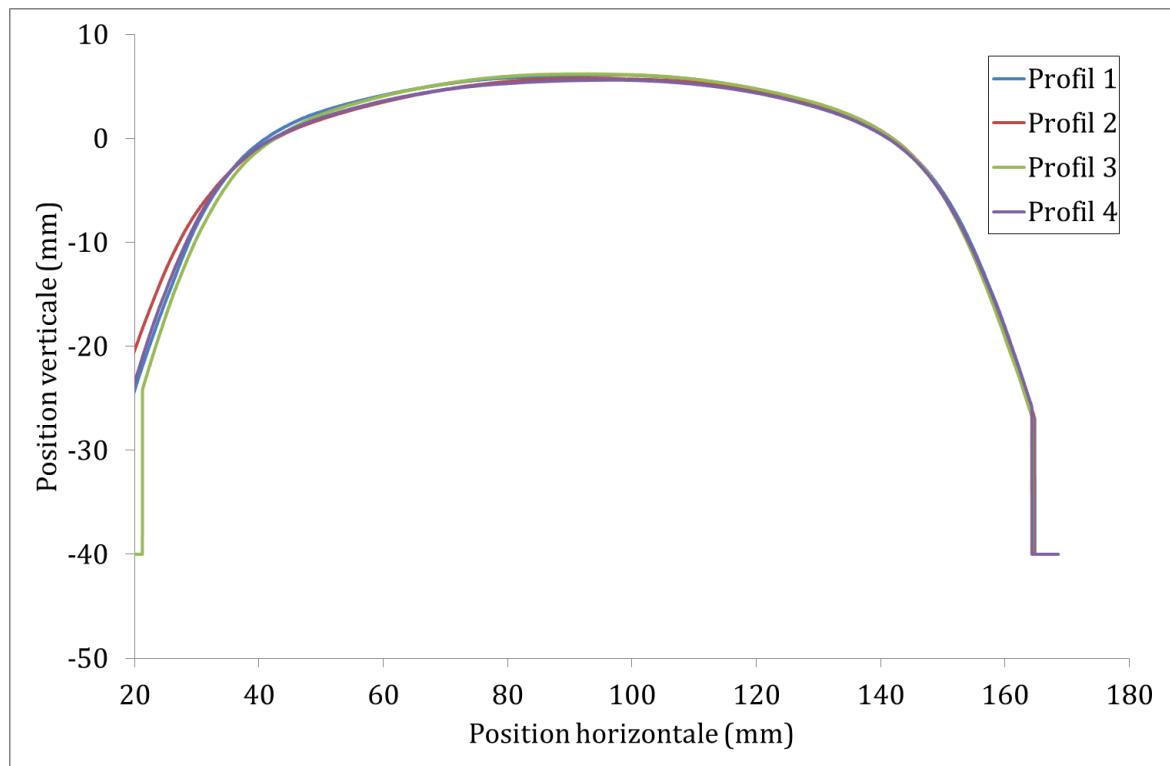


Figure 5-4 : Profils du pneumatique AIPCR

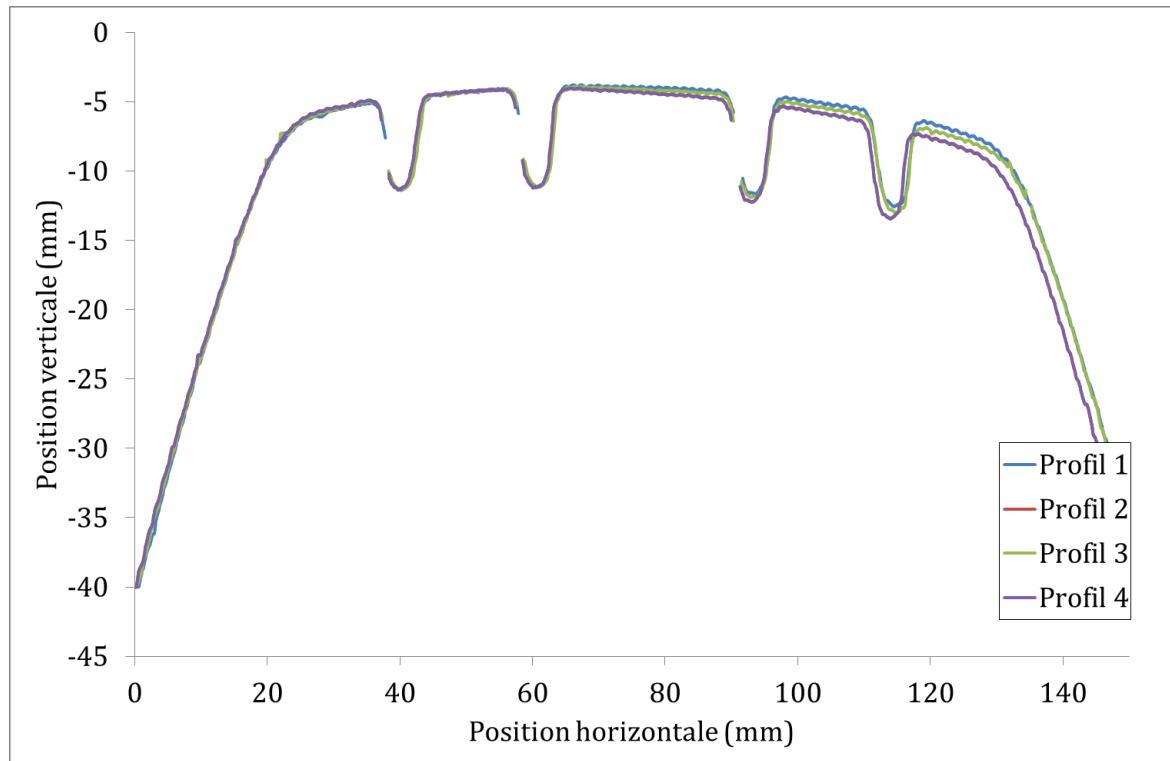


Figure 5-5 : Profils du pneumatique « Falcon »

5.2.3 CARACTERISATION DES GOMMES

Il n'y a pas *a priori* de raison de penser que les caractéristiques des gommes composant les pneumatiques de l'IMAG et les pneumatiques d'avion soient similaires. Une caractérisation complète des bandes de roulement a été réalisée par le LRCCP (Laboratoire de Recherches et de Contrôle du Caoutchouc et des Plastiques). Les objectifs de cette caractérisation sont :

- De comparer les caractéristiques des pneumatiques,
- De disposer des propriétés de base permettant de progresser dans la modélisation des phénomènes de frottement,
- D'introduire ces caractéristiques dans un modèle.

Deux pneumatiques ont été testés :

- Le pneumatique AIPCR,
- Le pneumatique « Falcon ».

Les essais suivants ont été réalisés :

- Essais de traction
- Dureté
- Masse volumique
- Résilience de rebond
- Balayage en amplitude de déformation
- Balayage en fréquence et en température

Les balayages en fréquence et en température permettent de déterminer les principales caractéristiques mécaniques du matériau (module élastique, G' , module visqueux G'' et facteur de perte défini comme le rapport entre le module visqueux et le module élastique, G''/G') sur une large plage de fréquence de déformation et de température.

Le Tableau 5-2 présente une synthèse des résultats des essais de traction, de dureté, de masse volumique et de résilience au rebond. Le détail des résultats est fourni en Annexe E.

Tableau 5-2 : Synthèse des résultats des essais de traction, de dureté, de masse volumique et de résilience au rebond

Pneumatique	Traction Module à 300 % d'elongation (MPa)	Dureté Shore A	Masse volumique (kg/m ³)	Résilience au rebond (%)
AIPCR	7,5	55,4	1153	35,6
« Falcon »	19,2	67,0	1120	54,0

Les essais de traction ont montré que les propriétés de modules sont très différentes entre les deux pneumatiques, avec un facteur 3 dans les modules de traction (cf. Tableau 5-2). Le pneumatique « Falcon » est plus rigide que le pneumatique AIPCR, ce qui confirme les éléments indiqués dans la littérature.

La gomme du pneumatique « Falcon » est plus dure que celle du pneumatique AIPCR (cf. Tableau 5-2), ce qui est cohérent avec les observations des essais en traction.

Il n'y a pas de différence significative entre les deux pneumatiques en termes de masse volumique. La masse volumique du pneumatique « Falcon » est légèrement plus faible que la masse volumique du pneumatique AIPCR (cf. Tableau 5-2).

La résilience au rebond est plus importante pour le pneumatique « Falcon », ce qui confirme les propriétés de dureté et de traction (cf. Tableau 5-2).

Les balayages en amplitudes permettent d'identifier le domaine dans lequel le module est constant (jusqu'à 0,1 % de déformation dynamique). Les résultats montrent un adoucissement (diminution du module élastique) du matériau pour les grandes déformations (supérieures à 0,1 %) connu sous le nom de l'« effet Payne » [Payne, 1962]. Le facteur de perte augmente alors avec l'amplitude de déformation. Il est important d'identifier ce domaine et de veiller à réaliser les balayages en fréquence et en température sans excéder cette limite de déformation, afin que l'« effet Payne » n'influence pas les valeurs mesurées. Les résultats montrent que l'augmentation de la fréquence de sollicitation provoque une rigidification du matériau et que globalement le pneumatique « Falcon » est plus rigide que le pneumatique AIPCR.

Les balayages en température permettent de cerner les températures de transition vitreuse des deux pneumatiques, caractérisée par la chute du module élastique et le pic du facteur de perte. A 1 Hz, la température de transition vitreuse du pneumatique « Falcon » est de -52°C, celle du pneumatique AIPCR de -42°C (cf. Figure 5-8), soit 10°C de décalage entre les deux pneumatiques. L'augmentation de la fréquence de sollicitation provoque une augmentation de la température de transition vitreuse (cf. Annexe E).

A 20°C, les comportements élastiques (cf. Figure 5-6) des deux pneumatiques sont similaires, les modules élastiques valent respectivement 6,4 et 5,7 MPa pour le pneumatique AIPCR et le pneumatique « Falcon ». Le module élastique du pneumatique AIPCR est plus sensible à la température que celui du pneumatique « Falcon » puisque son module diminue jusqu'à 1,9 MPa à 100 °C tandis que le module du pneumatique « Falcon » diminue à 2,4 MPa.

Le module visqueux (cf. Figure 5-7) du pneumatique AIPCR est plus important que celui du pneumatique « Falcon » à 20°C (respectivement $8,9 \cdot 10^5$ et $3,7 \cdot 10^5$ Pa), mais il est également plus sensible à la température (environ $2,1 \cdot 10^5$ Pa pour les deux pneumatiques à 100 °C).

Le facteur de perte (cf. Figure 5-8) du pneumatique AIPCR est environ deux fois plus élevé (0,14 contre 0,07) que le facteur de perte du pneumatique « Falcon » pour les températures supérieures à 0 °C. Le facteur de perte est peu affecté par la température pour chacun des pneumatiques.

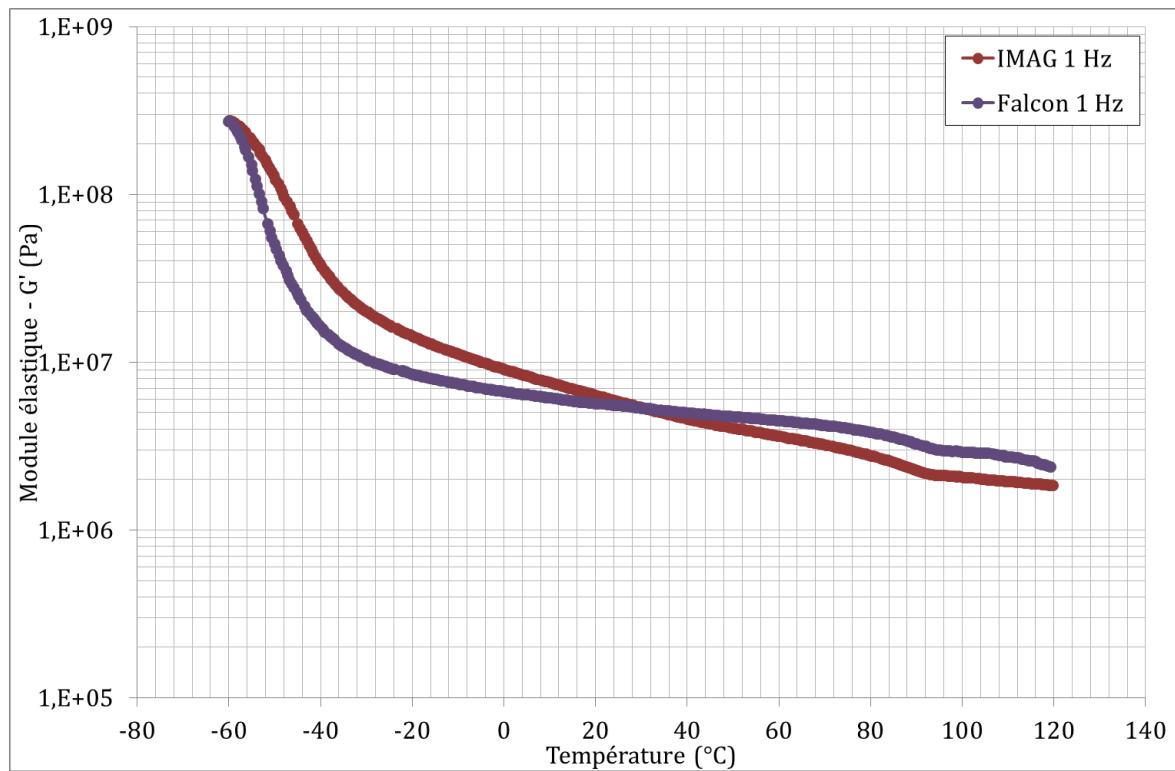


Figure 5-6 : Evolution du module élastique en fonction de la température pour une fréquence de sollicitation de 1 Hz

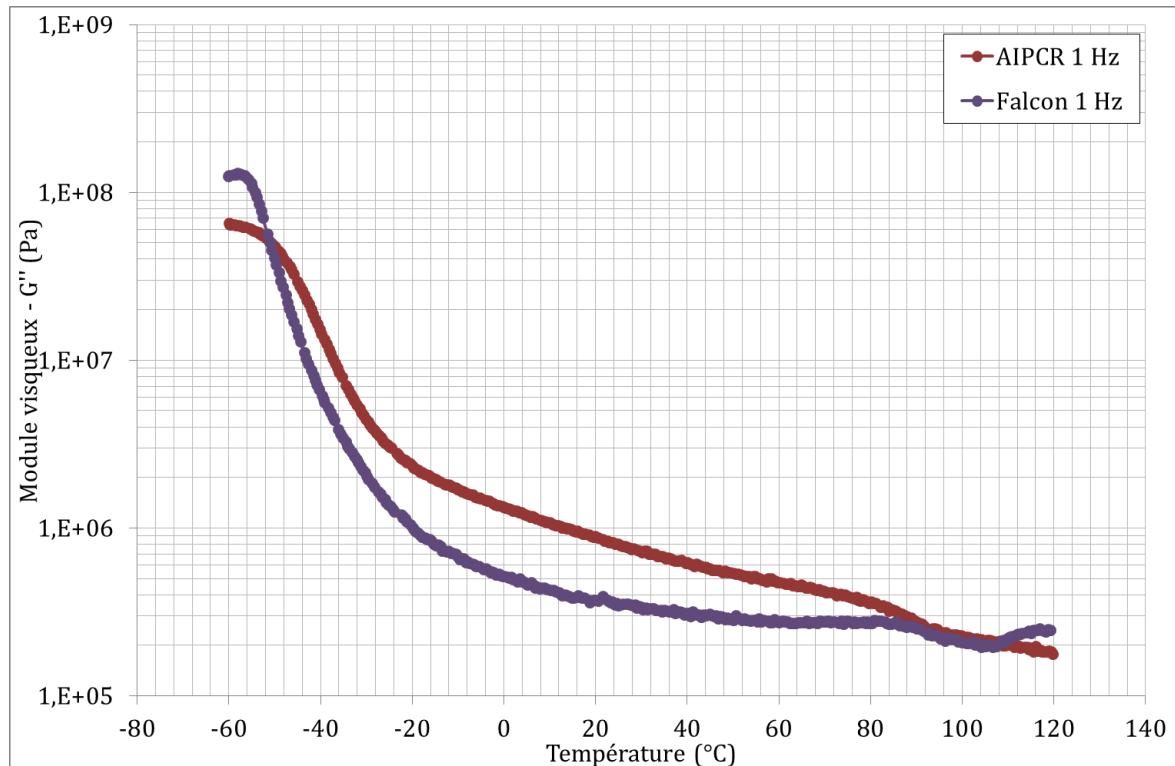


Figure 5-7 : Evolution du module visqueux en fonction de la température pour une fréquence de sollicitation de 1 Hz

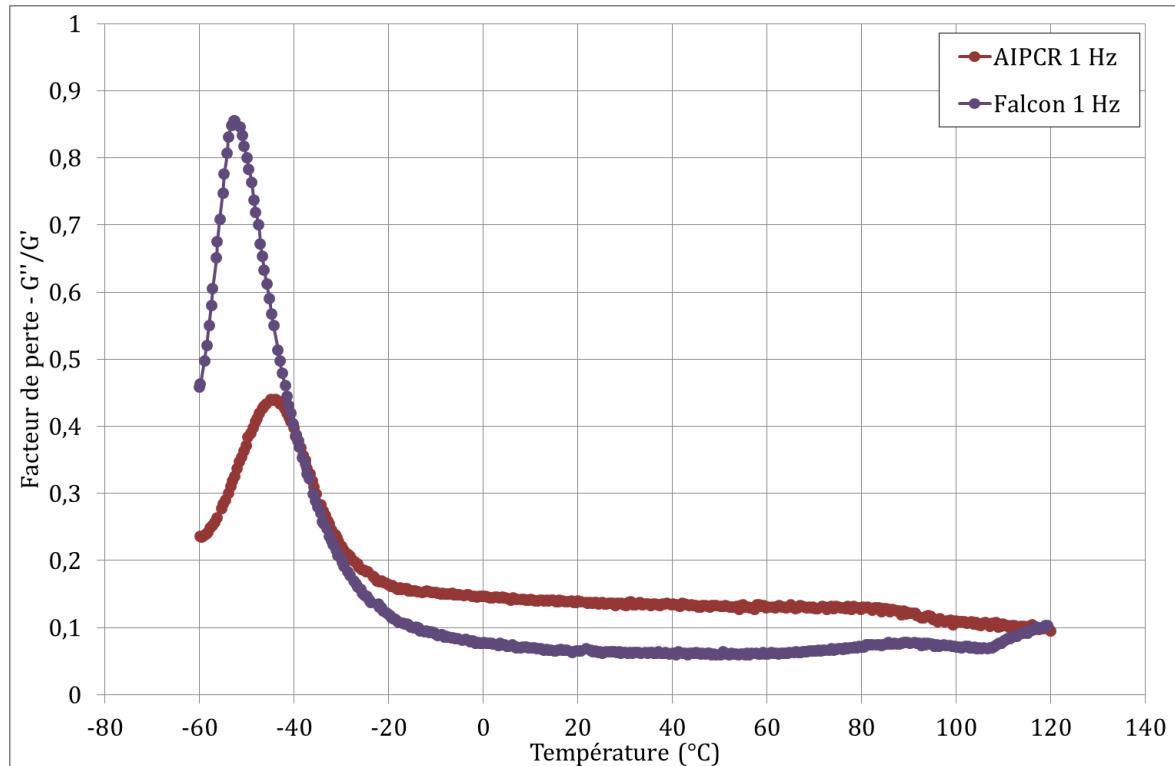


Figure 5-8 : Evolution du facteur de perte en fonction de la température pour une fréquence de sollicitation de 1 Hz

Le couplage entre la fréquence et la température est généralement analysé à partir des courbes maîtresses des matériaux, tracées selon la loi d'équivalence temps-température. Elles sont représentées en fonction d'une fréquence équivalente définie par :

$$f_{red} = a_T f \quad (5.1)$$

Où a_T est appelé facteur de translation (horizontale) et est défini par [Williams, 1955] :

$$\log a_T = \frac{-C_1(T - T_0)}{C_2 + T - T_0} \quad (5.2)$$

Ces courbes sont tracées pour une température de référence, généralement 20°C. Les coefficients de l'Equation (5.2) sont fournis dans le Tableau 5-3 ci-dessous :

Tableau 5-3 : Coefficients de la loi WLF pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon »

	AIPCR	Falcon
T_0	20°C	20°C
C_1	24	70,4
C_2	256,3	750

Les Equations (5.1) et (5.2) permettent de calculer la fréquence équivalente en fonction de laquelle sont représentés les modules élastiques (cf. Figure 5-9), visqueux (cf. Figure 5-10) et le facteur de perte (cf. Figure 5-11).

Elles permettent de déterminer les caractéristiques du matériau dans des conditions difficiles à atteindre expérimentalement, par exemple les très basses ou très hautes températures, ou encore les très hautes fréquences.

La sensibilité aux changements de fréquences et de températures est très différente entre les deux pneumatiques.

Le pic de la courbe du facteur de perte (cf. Figure 5-11) est situé pour une fréquence équivalente plus élevée pour le pneumatique AIPCR, ce qui confirme que la température de transition vitreuse est plus élevée pour le pneu AIPCR.

Le comportement atypique du facteur de perte (cf. Figure 5-11) pour le pneumatique « Falcon » aux très hautes fréquences équivalentes est certainement lié à des erreurs expérimentales. Ces données correspondent aux essais réalisés aux conditions de températures les plus extrêmes (-60 °C) qui étaient peut-être inadaptées au pneumatique ou trop proche de la température de transition vitreuse (- 55 °C).

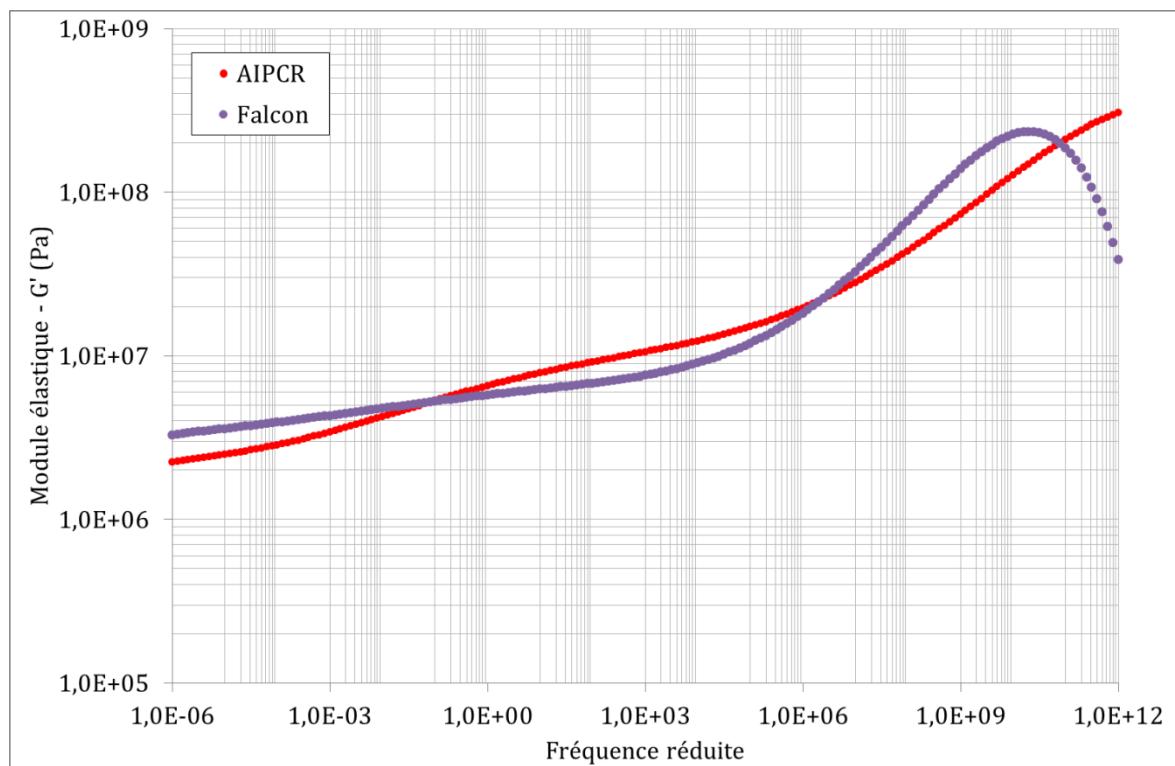


Figure 5-9 : Courbes maîtresses du module élastique

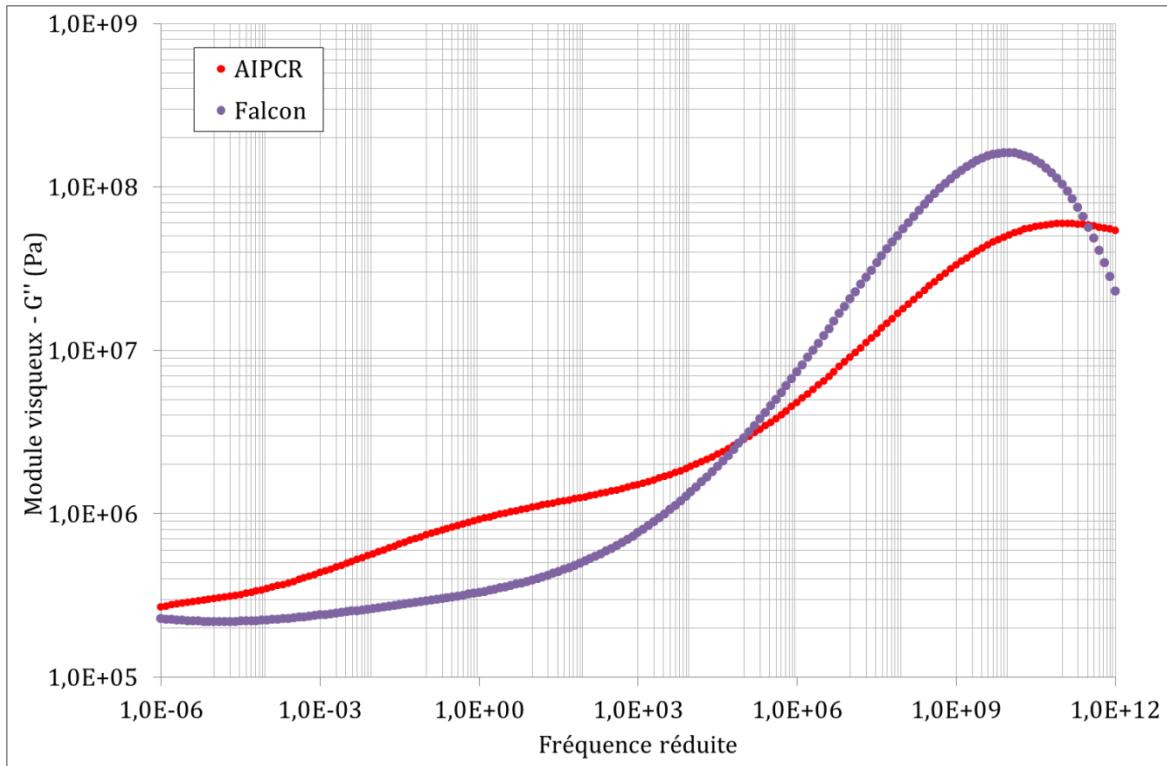


Figure 5-10 : Courbes maîtresses du module visqueux

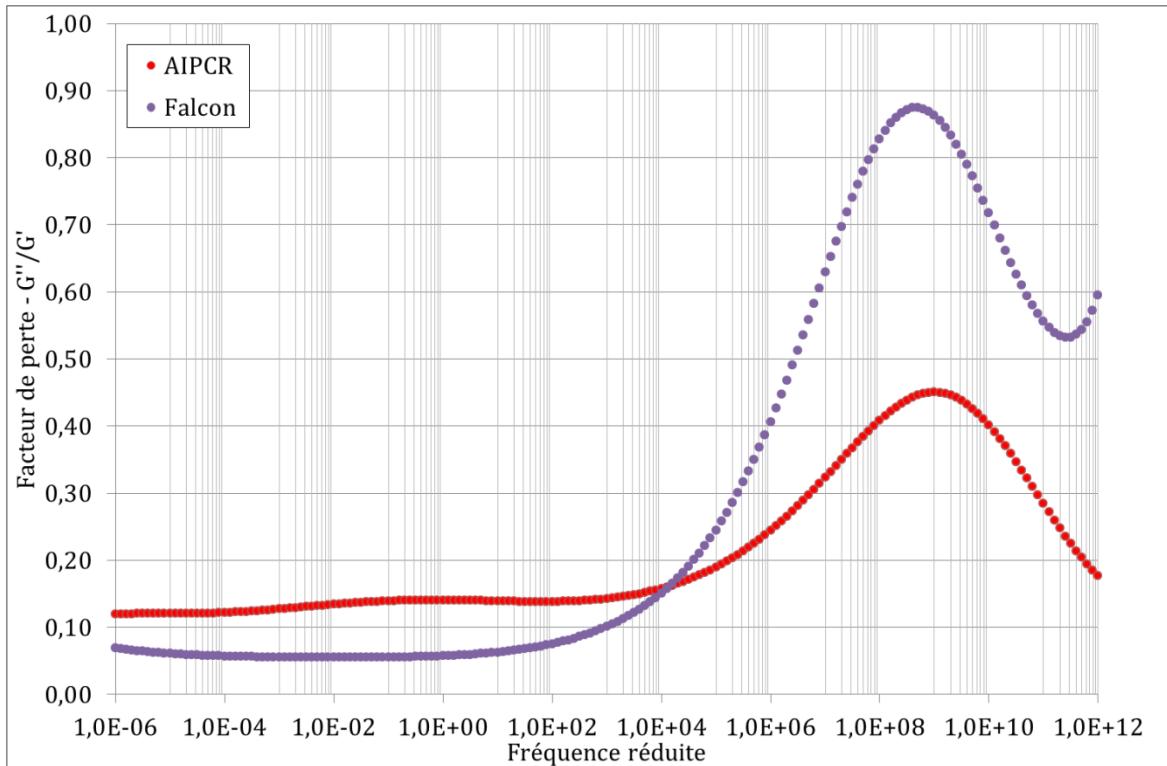


Figure 5-11 : Courbes maîtresses du facteur de perte

5.3 ESSAIS EN LABORATOIRE

Ces deux pneumatiques ont été testés en laboratoire afin d'étudier, en statique, la relation entre la charge verticale, la pression de gonflage et leur déformation (déflexion, longueur et largeur de l'aire de contact). Ces essais permettent de calibrer le modèle « aire de contact » (cf. section 6.2).

5.3.1 MONTAGE EXPERIMENTAL

Les longueurs des aires de contact ont été mesurées en statique pour chacun des pneumatiques au moyen d'une presse développée à l'Ifsttar (cf. Figure 5-12). La roue de mesure a été montée sur un bâti grâce auquel une charge statique verticale a été appliquée. Du papier Fuji a été positionné entre le pneu et une surface lisse. La couleur du papier Fuji change en fonction de la pression locale dans l'aire de contact (cf. Annexe F). Ceci permet d'avoir une approximation de l'aire de contact et de la répartition de la pression dans celle-ci.

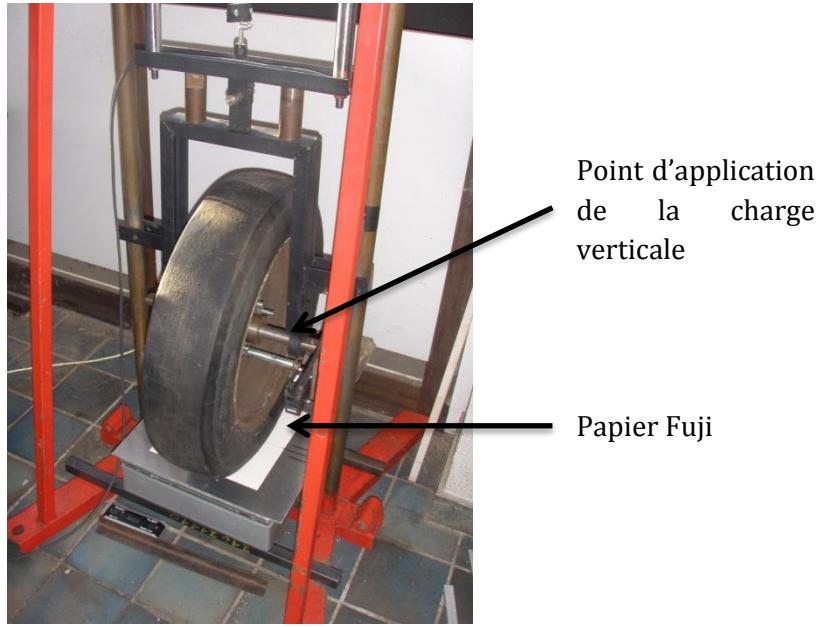


Figure 5-12 : Photographie du montage expérimental

La déflexion est mesurée à l'aide d'un laser installé au niveau du moyeu de la roue (cf. Figure 5-13). Sa verticalité est contrôlée par un niveau à bulle électronique. Une équerre est positionnée tangente au pneumatique de façon à déterminer le zéro du laser. La roue est ensuite pressée contre le papier Fuji à la charge cible. Le laser mesure la distance à la plaque lisse, qui une fois le zéro soustrait, représente la déflexion du pneumatique.

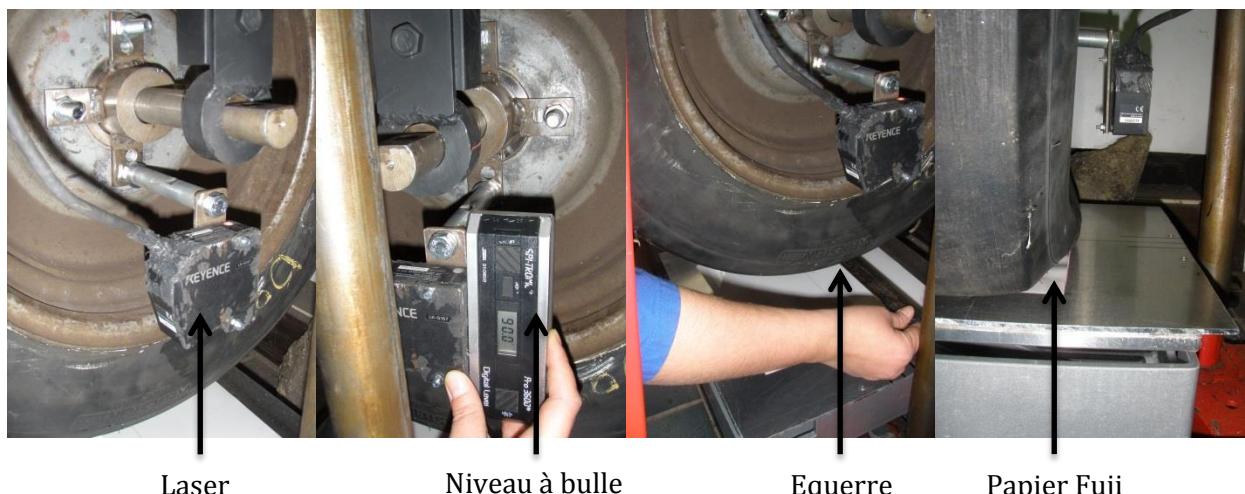


Figure 5-13 : Positionnement et tarage du laser

5.3.2 DESCRIPTION DES PLANS D'EXPERIENCE

Les plans d'expérience avaient trois objectifs :

- Encadrer la valeur standard d'utilisation du pneumatique AIPCR (en termes de charge et de pression de gonflage) et disposer des valeurs pour des charges verticales s'approchant de 0, car la logique du modèle « aire de contact » est de décrire l'évolution des dimensions de l'aire de contact pour des charges qui diminuent (en présence d'eau avec la vitesse).
- Caler les coefficients des Equations de Van Es (Equations (4.28), (4.29) et (4.30)) pour le pneumatique AIPCR. Il est nécessaire de tester différentes configurations de pressions de gonflage afin de caler le terme quantifiant l'influence de la pression de gonflage.
- Vérifier les Equations de Van Es pour le pneumatique « Falcon ».

Deux plans d'expérience ont été réalisés (cf. Tableau 5-4). Dans le premier plan d'expérience, les charges de 1100, 1800, 2500 et 4300 N ont été testées avec les pressions de gonflage de 1,5, 1,9 et 2,3 bars pour les deux pneumatiques AIPCR et « Falcon ». Dans le second plan d'expérience, les charges de 500, 800, 1100, 1500, 2200, 3500, 5000 et 6000 N ont été testées avec les pressions de gonflage de 1,2, 1,5, 1,9 et 2,3 bars pour le pneumatique AIPCR et 1,5, 1,9, 2,3, 5 et 9,4 bars pour le pneumatique « Falcon ». Il n'était pas possible pour des raisons de temps de réaliser trois répétitions, mais les plages de valeurs testées entre les deux plans d'expérience se recouvrent afin de pouvoir juger qualitativement de la répétabilité du processus de mesure. Un plan factoriel complet a été réalisé à chaque fois.

Le pneumatique « Falcon » n'a pas pu être testé dans ses conditions normales de chargement. La charge maximale était en effet limitée à 6000 N car le bâti du montage de l'Ifsttar ne permet pas de monter à des charges plus importantes. La pression de 9,4 bars est sa pression standard de fonctionnement, mais la pression de 1,5 bar permet de le tester dans sa condition d'utilisation dans le cadre des plans d'expérience sur pistes (monté sur l'IMAG, cf. section 5.4).

Tableau 5-4 : Description des plans d'expérience

Pneumatiques	Variables	Plan d'expérience A	Plan d'expérience B
AIPCR	Pression de gonflage (bars)	1,5, 1,9 et 2,3	1,2, 1,5, 1,9 et 2,3
	Charge verticale (N)	1100, 1800, 2500 et 4300	500, 800, 1100, 1500, 2200, 3500, 5000 et 6000
Falcon	Pression de gonflage (bars)	1,5, 1,9 et 2,3	1,5, 1,9, 2,3, 5 et 9,4
	Charge verticale (N)	1100, 1800, 2500 et 4300	500, 800, 1100, 1500, 2200, 3500, 5000 et 6000

5.4 ESSAIS SUR PISTES

Le Coefficient de Frottement Longitudinal a ensuite été mesuré avec chacun de ces pneumatiques installé sur l'IMAG dans des conditions de piste sèche (cf. section 5.4.1) et mouillée (cf. section 5.4.2).

5.4.1 COEFFICIENT DE FROTTEMENT SEC

5.4.1.1 Objectifs du plan d'expérience

Le plan d'expérience sur piste sèche poursuivait deux objectifs :

- Mesurer la courbe du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement afin de vérifier que le modèle Brosse s'applique à l'IMAG dans le cas sec.
- Mesurer la raideur du pneumatique dans le cas sec afin de valider le modèle de raideur du pneumatique (cf. section 4.5).

5.4.1.2 Description du plan d'expérience

Le Coefficient de Frottement Longitudinal a été mesuré sur une chaussée sèche sans utiliser le mouillage artificiel de l'IMAG. L'IMAG était équipé de son pneumatique standard (AIPCR, cf. section 2.1.3.1.1). Les valeurs des taux de glissement à tester ont été fixées de façon à couvrir le plus largement possible la gamme des valeurs (comprises entre 0 et 100 %) tout en ciblant plus particulièrement les valeurs proches de 0%. Pour cela, des essais ont été réalisés aux taux de glissement de 0, 1, 2, 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 30, 60 et 80 %. Deux vitesses ont été testées de façon à déterminer si le Coefficient de Frottement Longitudinal présentait une sensibilité à la vitesse dans le cas d'une chaussée sèche. Les valeurs de 30 et 100 km/h ont été retenues car elles couvrent l'étendue des vitesses d'essai de l'IMAG. Cependant, à 30 km/h, l'IMAG n'a pas réussi à réguler le taux de glissement au-delà de 12 % (cf. section 6.3.1.2).

Ces conditions d'essais sont contraignantes pour le pneumatique et la chaussée, particulièrement les essais aux taux de glissement élevés (60 et 80 %). L'échauffement du pneumatique est important (la température a dépassé 100 °C) et il y a eu des dépôts de gomme sur la chaussée. Pour ces raisons, il n'a pas été prévu de répéter ces essais ni de tester d'autres surfaces ou d'autres vitesses et on ne disposera que d'une courbe complète du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction de glissement pour la validation (cf. section 6.3.3.2).

5.4.1.3 Présentation de la surface

Ces essais ont été réalisés sur la piste 01/19 de l'aérodrome de Melun-Villaroche. Cette piste est constitué d'un Béton Bitumineux Aéronautique (BBA 0/14), matériaux le plus utilisé sur les aéroports français. Une section de 100 m a été identifiée et retenue pour ces essais pour des raisons d'homogénéité de ces caractéristiques de frottement et l'absence de dégradation.

La PMP a été mesurée sur cette section. Cinq mesures ont été réalisées sur la même trace. La PMP moyenne est de 1,37 mm avec un écart-type de 0,03.

5.4.2 COEFFICIENT DE FROTTEMENT MOUILLE

5.4.2.1 Objectifs des plans d'expériences

Trois plans d'expériences ont été réalisés sur des chaussées mouillées. Ils seront appelés dans la suite du mémoire, plan d'expérience I, II et III. Le plan d'expérience I avait pour objectif de mesurer la pente à l'origine de la courbe du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement, afin de déterminer la raideur du pneumatique dans le cas mouillé. Les

essais ont été réalisés sur la même piste que dans le cas sec (cf. section 5.4.1). La comparaison des raideurs entre les cas sec et mouillé permet également une validation partielle du modèle « aire de contact », en démontrant que la diminution de la pente à l'origine de la courbe du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement dans le cas mouillé peut s'expliquer par la diminution de la longueur de l'aire de contact telle qu'elle est prédictive par le modèle « aire de contact ».

Le plan d'expérience II a eu pour objectif de déterminer la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement, pour un pneumatique d'avion (pneumatique « Falcon », cf. section 5.2) et pour le pneumatique standard de l'IMAG (pneumatique AIPCR, cf. section 5.2), dans les mêmes conditions expérimentales en utilisant l'IMAG, en faisant varier la vitesse d'essai et pour différentes surfaces. Les résultats permettent de caler la valeur du coefficient de portance hydrodynamique C_z (cf. section 6.3.2.3) et d'identifier une relation entre les coefficients de frottement statique μ_{sx} et dynamique μ_{kx} (cf. section 6.3.2.5).

Le plan d'expérience III avait pour objectif de déterminer cette courbe en faisant varier les vitesses et les hauteurs d'eau afin de valider le modèle « aire de contact » en démontrant que la prise en compte des effets hydrodynamiques par le modèle « aire de contact » permet de décrire correctement la diminution du Coefficient de Frottement Longitudinal mesuré par l'IMAG avec la vitesse et la hauteur d'eau.

5.4.2.2 Description des plans d'expériences

Le Tableau 5-5 synthétise la présentation des plans d'expériences. Des vitesses moins élevées ont été testées dans le plan d'expériences III car au-delà de 70 km/h pour le pneumatique AIPCR et de 80 km/h pour le pneumatique « Falcon », le pneumatique était en hydroplanage et l'IMAG ne parvenait plus à maintenir constant le taux de glissement.

Tableau 5-5 : Description des plans d'expériences

Variables	Plan d'expérience I	Plan d'expérience II	Plan d'expérience III
Pneumatiques	AIPCR et « Falcon »	AIPCR et « Falcon »	AIPCR et « Falcon »
Vitesses	30 et 100 km/h	30 et 100 km/h	30, 50 et 70 km/h pour le pneumatique AIPCR 30, 50, 70 et 80 km/h pour le pneumatique « Falcon »
Taux de glissement	7 valeurs (0, 1, 2, 3, 6, 9 et 12 %)	9 valeurs (0, 3, 6, 9, 12, 15, 30, 60 et 80 %)	7 valeurs (0, 2, 9, 15, 30, 50 et 70 %)
Revêtements	1 surface (cf. section 5.4.1)	7 surfaces (cf. section 5.4.2.3)	1 surface (cf. section 5.4.2.3),
Hauteurs d'eau	Mouillage artificiel de 1 mm	Mouillage artificiel de 1 mm	Hauteurs d'eau jusqu'à 57 mm (cf. section 5.4.2.4)
Répétitions	1	2	3 répétitions pour le pneumatique AIPCR 2 répétitions pour le pneumatique « Falcon »

5.4.2.3 Présentation des surfaces

Le plan d'expériences I a été réalisé sur la même piste que les essais sur chaussée sèche (cf. section 5.4.1).

Les plans d'expériences II et III ont été réalisés sur la piste de référence de l'IFSTTAR (cf. Annexe G). Cette piste est constituée de plusieurs revêtements ayant des caractéristiques de surface (macro- et microtexture) très différentes (cf. Tableau 5-6), ce qui permet de couvrir une large étendue de coefficients de frottement, avec des surfaces peintes de manières à avoir de faibles valeurs de Coefficients de Frottement Longitudinal.

Tableau 5-6 : Surfaces d'essais

Surface d'essais	Matériaux	PMP (mai 2014)	SRT (mars 2015)
E1	Béton Bitumineux Semi-Grenus (0/10)	0,81	0,51
E2	Béton Bitumineux Semi-Grenus (0/10)	1,09	0,56
M2	Béton Bitumineux Très Mince (0/6)	1,15	0,53
G1	Béton bitumineux souple - peinture pure (dosage > 450 g/m ³)	0,53	0,38
G2	Béton bitumineux souple - peinture pure (dosage ≈ 300 kg/m ³)	0,49	0,46
G0	Béton bitumineux souple (BBS)	0,76	0,60
G4	Béton bitumineux souple - peinture (dosage ≈ 300 kg/m ³) avec charge de silice	0,55	0,63

5.4.2.4 Hauteurs d'eau

Lors du plan d'expérience II, les planches ont été mouillées artificiellement par l'IMAG en appliquant un film d'eau d'une épaisseur standard de 1 mm (cf. Figure 5-14). Toutes les surfaces du Tableau 5-6 ont été testées.



Figure 5-14 : Mouillage artificiel avec l'IMAG

Le plan d'expérience III a été réalisé sur la seule surface E2. Un système de caoutchouc a été installé de façon à créer des retenues d'eau sur une longueur de 55 m et une largeur de 0,40 m. La pente longitudinale de la piste guide l'écoulement de l'eau à l'extrémité de la retenue, où le niveau d'eau est contrôlé par débordement (cf. Figure 5-15). A l'équilibre, la hauteur d'eau, h , dépend donc de la position longitudinale, d , dans la piscine selon la relation suivante :

$$h = -21,0 + 1,4 d \quad (5.3)$$

où d est en m et h en mm. Cette formule a été calée expérimentalement lors d'essais préliminaires visant à caractériser la hauteur d'eau. La hauteur d'eau a été mesurée le long de la retenue tous les 5 à 10 m entre 25 et 55 m (cf. Figure 5-16) à l'aide d'un régllet (en deçà de 25 m, la hauteur était trop faible pour la précision de l'instrument de mesure). Chaque mesure a été réalisée au milieu de la retenue (point de passage de la roue de l'IMAG lors des essais) et répétée trois fois. On suppose que l'Equation (5.3) peut être extrapolée entre 15 et 25 m. En deçà de 15 m, on suppose que la hauteur est négligeable.

Ce mécanisme permet d'obtenir une hauteur supposée négligeable à l'entrée de la retenue qui augmente de manière linéaire jusqu'à atteindre 57 mm à la sortie (cf. Figure 5-16). La pente longitudinale modérée (d'environ 2 %) permet de définir des zones homogènes avec de faibles variations de hauteurs d'eau pour l'analyse des mesures (cf. section 6.3.3.3).

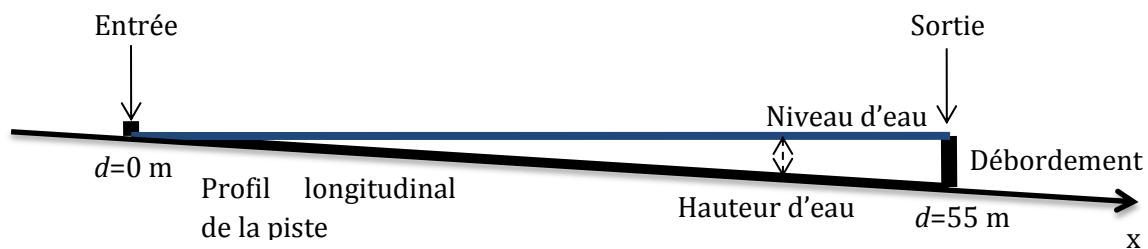


Figure 5-15 : Schéma de principe de la piscine

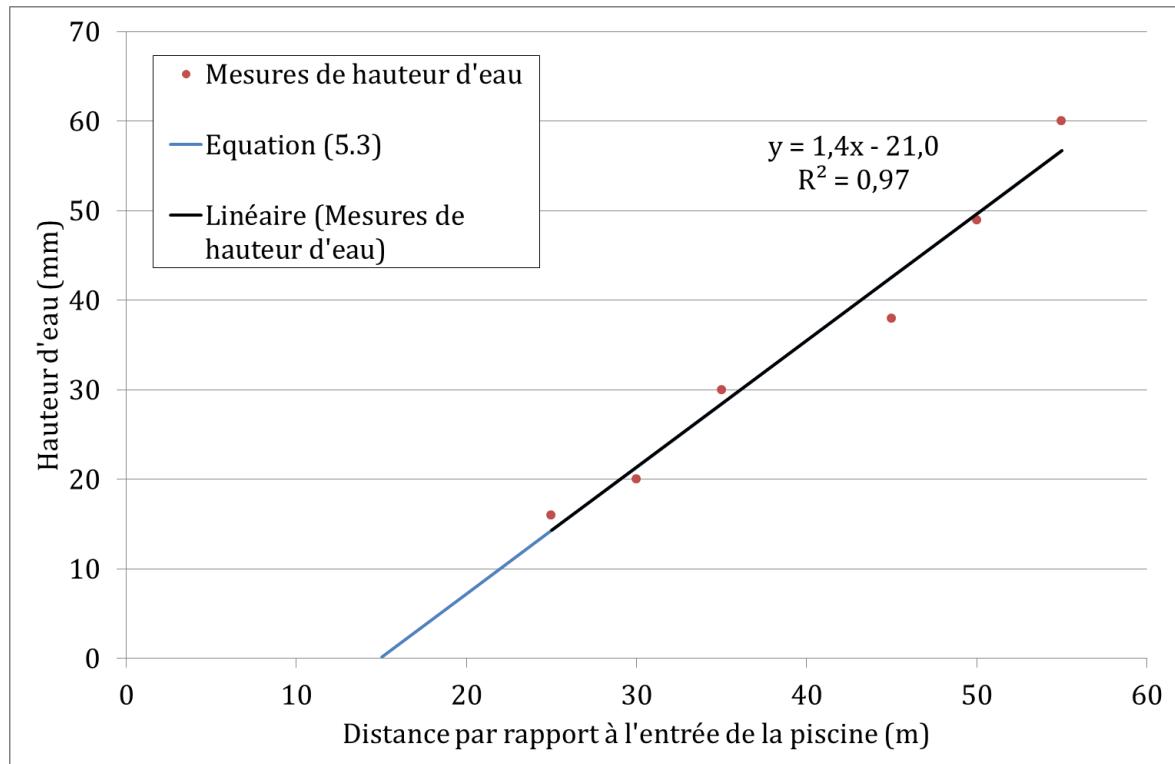


Figure 5-16 : Variation de la hauteur d'eau en fonction de la position dans la piscine

Des tuyaux d'arrosage installés le long des bords de la retenue permettent de remplir la retenue en quelques minutes (cf. Figure 5-17). Deux opérateurs mesurent la hauteur d'eau et une fois l'équilibre atteint préviennent l'équipage de l'IMAG qui réalise la mesure. On suppose que le

temps de réalisation de la mesure est suffisamment court pour que l'équilibre soit toujours installé.



Figure 5-17 : Photographie du montage expérimental

La largeur de la retenue est supposée être suffisamment petite pour négliger l'effet de la pente latérale sur la hauteur d'eau. On suppose ainsi que la hauteur d'eau est homogène en largeur.

5.4.3 *CONTROLE DES CONDITIONS D'ESSAIS*

5.4.3.1 Température de l'air

La température de l'air a été mesurée pendant les essais au moyen d'une sonde de température (cf. Figures 5-18 et 5-19). Ces Figures montrent que la température a peu évolué pendant les essais (écart maximum de 7,9 °C lors du premier plan d'expérience et de 5,6 °C lors du second, cf. Tableaux 5-7 et 5-8). Elles montrent aussi un faible écart de température entre les différents essais (3,7 °C lors du premier plan d'expérience et 8,2 °C au maximum lors du second, cf. Tableaux 5-7 et 5-8). Les essais ont dû être réalisés sur plusieurs journées pour des raisons de faisabilité, mais les écarts de températures relevées dans les Tableaux 5-7 et 5-8 permettent de négliger l'effet des conditions climatiques sur les résultats mesurés.

Tableau 5-7 : Température moyenne et étendue pour chaque série d'essai lors du plan d'expérience II

	Moyenne	Etendue
Pneumatique AIPCR 30 km/h	14,4	4,4
Pneumatique AIPCR 100 km/h	11,7	7,9
Pneumatique « Falcon » 30 et 100 km/h	10,7	7,3

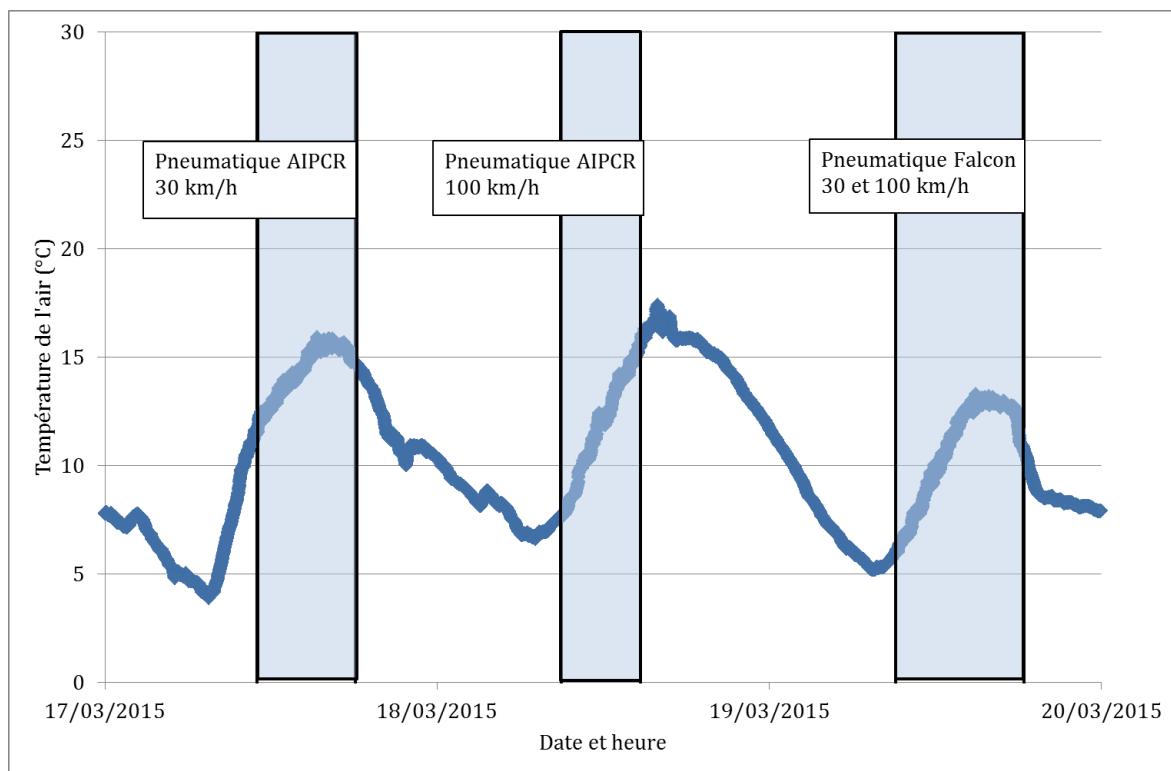


Figure 5-18 : Suivi de la température de l'air pendant le plan d'expérience II

Tableau 5-8 : Température moyenne et étendue pour chaque répétition lors du plan d'expérience III

	Moyenne	Etendue
Pneumatique AIPCR répétition 1	18,3	3,2
Pneumatique AIPCR répétition 2	24,5	1,2
Pneumatique AIPCR répétition 3	26,7	0,6
Pneumatique « Falcon » répétition 1	26,5	-2,6
Pneumatique « Falcon » répétition 2	21,6	5,6

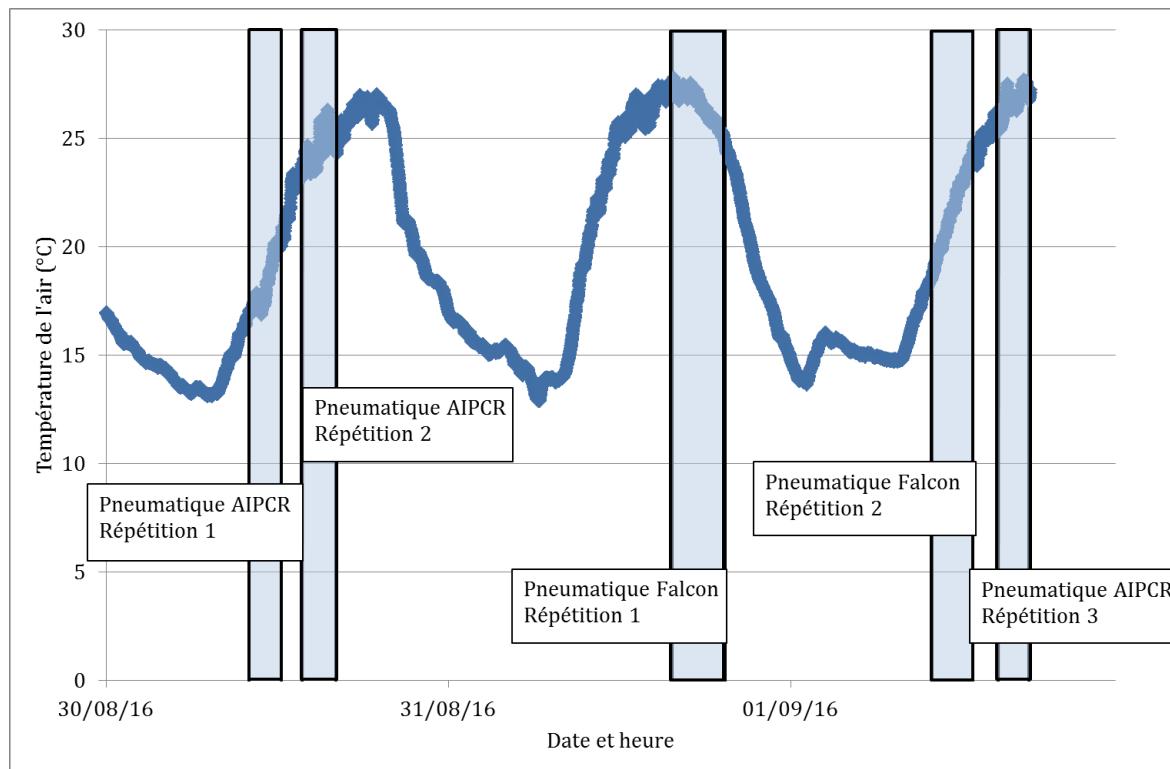


Figure 5-19 : Suivi de la température de l'air pendant le plan d'expérience III

5.4.3.2 Dureté

La dureté des pneumatiques a été mesurée quotidiennement (tous les matins) au cours du plan d'expérience II. Trois mesures ont été réalisées sur chaque tranche aux mêmes positions que les profils. La Figure 5-20 montre l'évolution de la dureté Shore A moyenne des pneumatiques au cours du plan d'expérience. Elle montre que la dureté des pneumatiques a peu évolué au cours du plan d'expérience (étendue de 2,5 pour le pneumatique AIPCR et 0,8 pour le pneumatique « Falcon »). Elle montre également que le pneumatique « Falcon » est sensiblement plus dur que le pneumatique AIPCR avec une moyenne de 57,9 pour le pneumatique AIPCR contre 68,8 pour celui du pneumatique « Falcon ». Ces résultats sont cohérents avec la caractérisation réalisée en laboratoire (cf. Annexe E).

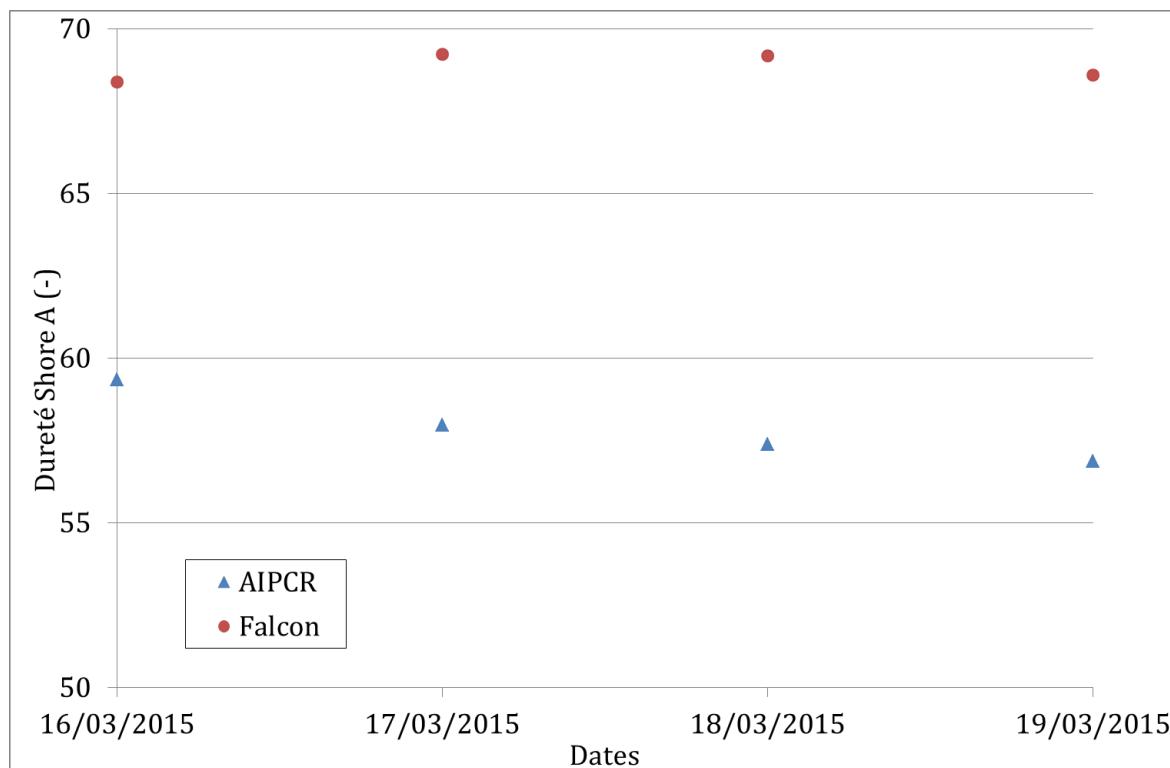


Figure 5-20 : Evolutions de la dureté Shore A pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon » au cours du plan d'expérience II

6 APPLICATION DU MODELE A L'IMAG

6.1 PROBLEMATIQUE

La Partie 4 a présenté le modèle Brosse et son adaptation aux cas sec et mouillé réalisé dans cette thèse. La Partie 5 a présenté les expérimentations réalisées pour calibrer et valider le modèle. Cette Partie 6 exploite les résultats de ces expérimentations et applique le modèle développé dans cette thèse à l'IMAG.

La section 6.2 exploite les essais réalisés en laboratoire sur les pneumatiques AIPCR et « Falcon » (cf. section 5.3) pour calibrer et valider le modèle « aire de contact » en statique (cf. section 6.2.2). Une validation du modèle « aire de contact » en dynamique a ensuite été effectuée (cf. section 6.2.3) à partir d'une comparaison entre les résultats du modèle développé dans cette thèse et des mesures et résultats de simulations extraits de la littérature.

Les résultats des essais sur pistes sont présentés et exploités dans la section 6.3. Ils permettent de calibrer la relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique (cf. section 6.3.2) et de valider l'application à l'IMAG du modèle développé dans cette thèse (cf. section 6.3.3) dans les cas sec et mouillé.

6.2 CALIBRATION ET VALIDATION DU MODELE « AIRE DE CONTACT »

6.2.1 RESULTATS EXPERIMENTAUX

La Figure 6-1 présente deux exemples d'empreintes sur du papier Fuji (cf. Annexe F) : à gauche pour le pneumatique AIPCR (dans sa configuration standard pour l'IMAG : 1800 N et 150 kPa) et à droite pour le pneumatique « Falcon » (configuration utilisé pour le plan d'expérience : 1800 N et 150 kPa). Cette Figure 6-1 montre que l'empreinte du pneumatique AIPCR a une forme d'ellipse et que celle du pneumatique « Falcon » a une forme rectangulaire.

Les empreintes sont scannées (cf. Annexe H et Annexe I pour respectivement le pneumatique AIPCR et le pneumatique « Falcon ») et le contraste est augmenté par traitement d'image afin d'améliorer la distinction des contours de l'empreinte. Les longueurs et largeurs de l'aire de contact sont comme définies dans la Figure 4-9, reportées sur la Figure 6-1 ci-dessous.

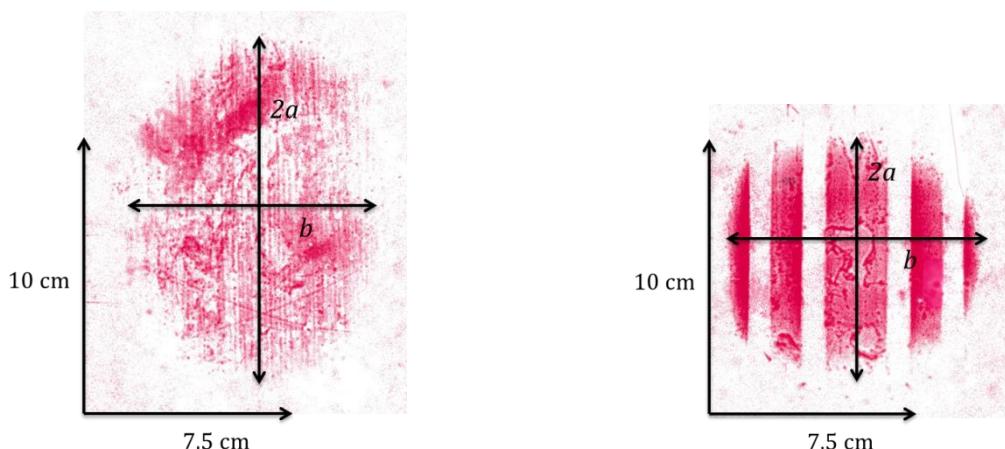


Figure 6-1 : Empreintes des pneumatiques AIPCR et « Falcon » sous une charge de 1800 N et à une pression de gonflage de 150 kPa

Les Figures 6-2 et 6-3 ci-dessous comparent les résultats entre les deux campagnes pour les pressions de gonflage se recouvrant (1,5, 1,9 et 2,3 bars). Il n'est pas possible de quantifier la répétabilité de l'essai avec la démarche adoptée, mais ces Figures montrent une grande cohérence entre les deux plans d'expérience, ce qui permet d'être confiant dans la répétabilité du processus de mesure.

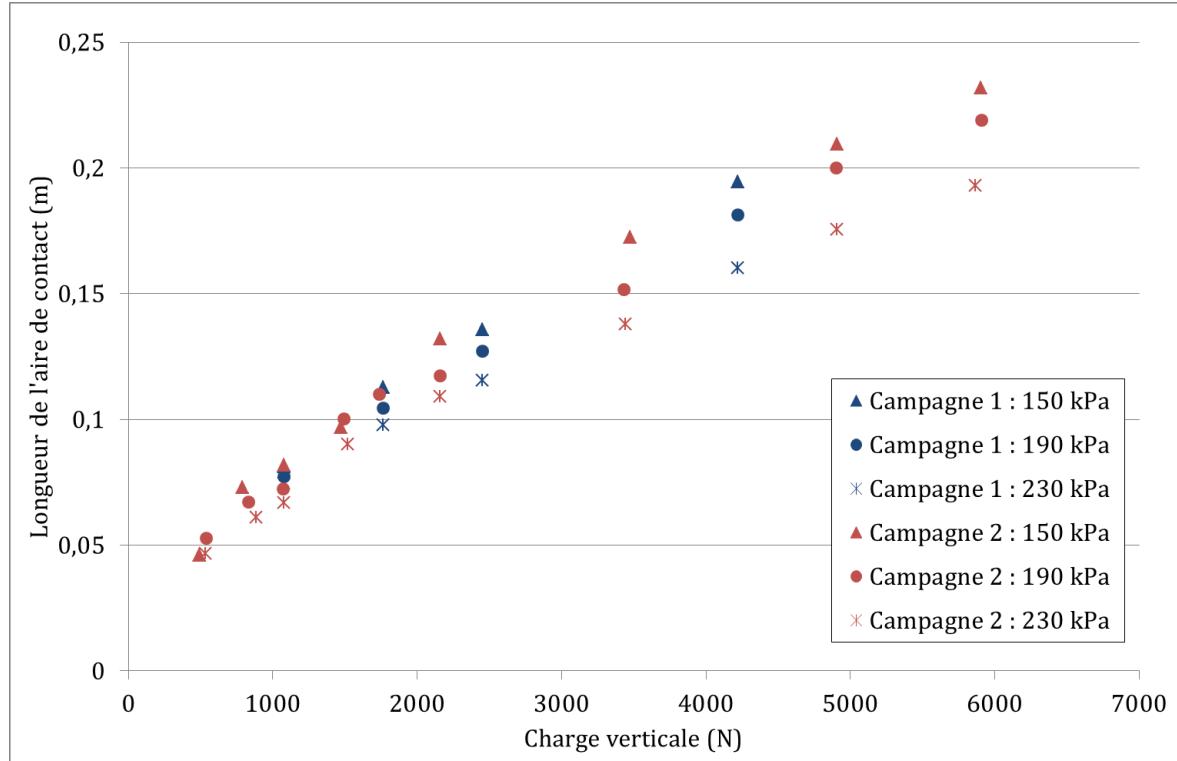


Figure 6-2 : Comparaison des longueurs de l'aire de contact en fonction de la charge verticale entre les campagnes 1 et 2 pour le pneumatique AIPCR

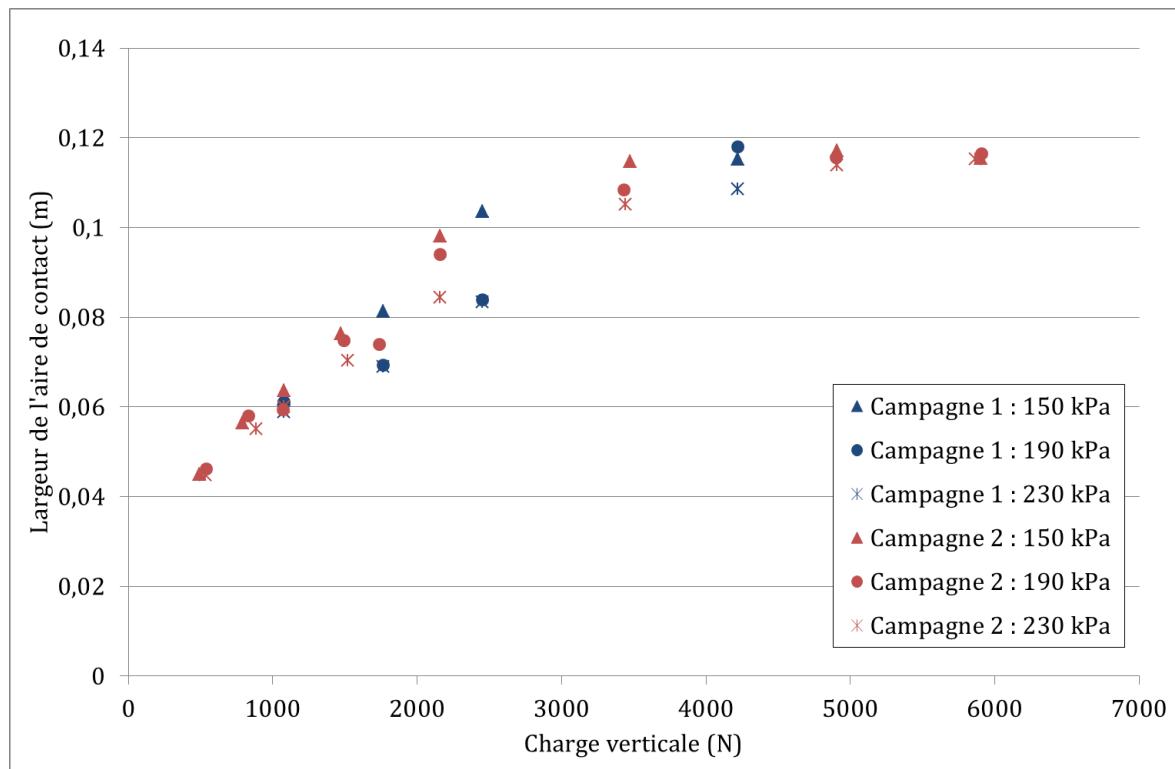


Figure 6-3 : Comparaison des largeurs de l'aire de contact en fonction de la charge verticale entre les campagnes 1 et 2 pour le pneumatique AIPCR

Ces résultats ont été utilisés afin de vérifier les Equations (4.22), (4.23) et (4.24) dans le cas du pneumatique « Falcon » et pour ajuster les coefficients de ces Equations dans le cas du pneumatique AIPCR.

6.2.2 VERIFICATION ET CALIBRATION DU MODELE SUR LES PNEUMATIQUES UTILISES

6.2.2.1 Vérification pour le pneumatique « Falcon »

Les Figures 6-4, 6-5, 6-6, 6-7 et 6-8 comparent les résultats obtenus pour le pneumatique « Falcon » avec les valeurs prédites par les Equations (4.28), (4.29) et (4.30). Il faut tenir compte du fait que ces Equations ont été empiriquement ajustées à partir des mesures de déflexion, longueur et largeur de contact, dans un domaine de fortes pressions (jusqu'à 17 bars), et des charges importantes (jusqu'à 110 kN). Les charges et pressions de gonflage testées ici sont plus faibles (6 kN et 9,4 bars maximum, cette pression étant la pression standard pour le pneumatique « Falcon »), ce qui peut justifier des écarts par rapport aux Equations (4.28), (4.29) et (4.30).

Les résultats montrent que le modèle est assez proche des mesures pour la condition de pression la plus proche de la condition standard du pneu (9,4 bars) (cf. Figures 6-7 et 6-8). Dans le détail, on observe que la déflexion est surestimée de l'ordre de 4 mm (cf. 6-4), ce qui est important compte-tenu des faibles déflexions mesurées (déflexion maximale de 10 mm). La longueur et la largeur de l'aire de contact en fonction de la déflexion sont sous-estimées (cf. Figures 6-5 et 6-6) par les Equations (4.28), (4.29) et (4.30). Cependant, lorsque les longueurs et largeurs de l'aire sont représentées en fonction de la charge (cf. Figures 6-7 et 6-8), ces deux effets se compensent et on observe que le modèle représente fidèlement les valeurs mesurées.

Pour les autres pressions de gonflage, on observe logiquement des écarts, mais le modèle reste néanmoins assez proche des mesures dans le domaine étudié ici (1,5 bar et 1800 N qui est la condition d'utilisation de l'IMAG lors des plans d'expériences, cf. Partie 6).

La qualité des prédictions des Equations (4.28), (4.29) et (4.30) est évaluée par l'erreur quadratique moyenne (RMSE) :

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(X_i - \tilde{X}_i)^2}{n}} \quad (6.1)$$

où X représente la série des données expérimentales, \tilde{X} est la série des grandeurs calculées et n le nombre de points expérimentaux.

La qualité des prédictions est globalement satisfaisante puisque l'erreur est de $3,5 \cdot 10^{-3}$ m pour la déflexion, $1,2 \cdot 10^{-2}$ m pour la longueur et $5,3 \cdot 10^{-3}$ m pour la largeur.

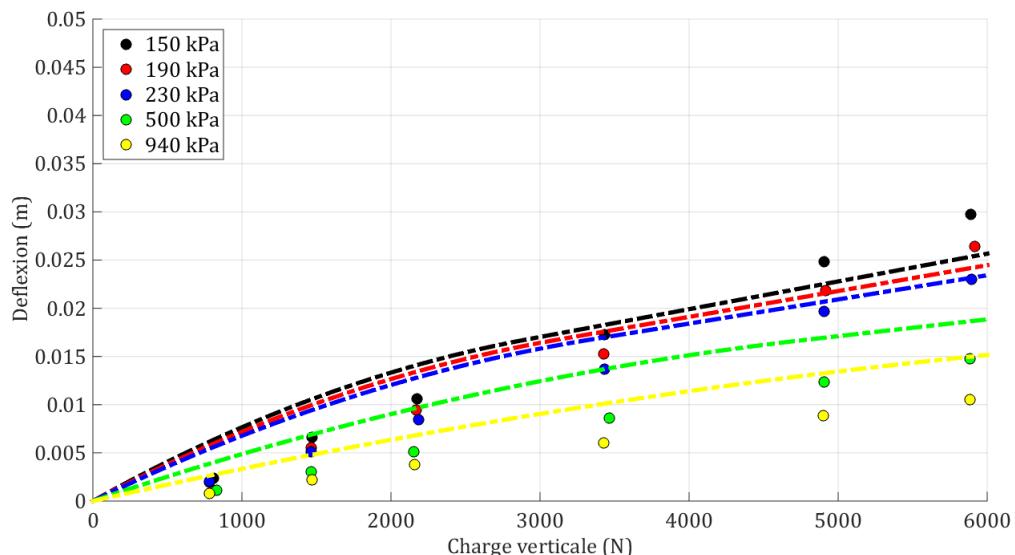


Figure 6-4 : Déflexion en fonction de la charge verticale à différentes pressions de gonflage pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)

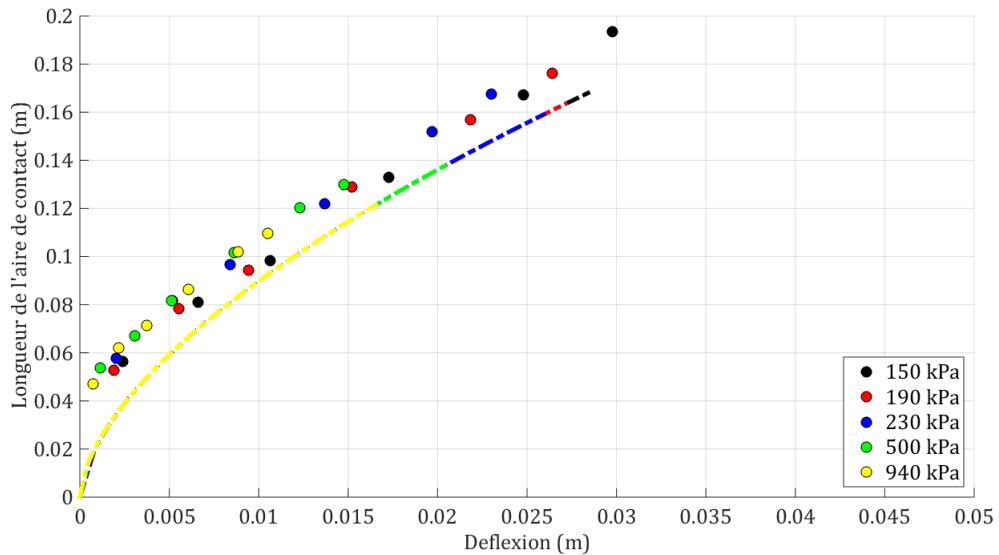


Figure 6-5 : Longueur de l'aire de contact en fonction de la déflexion pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)

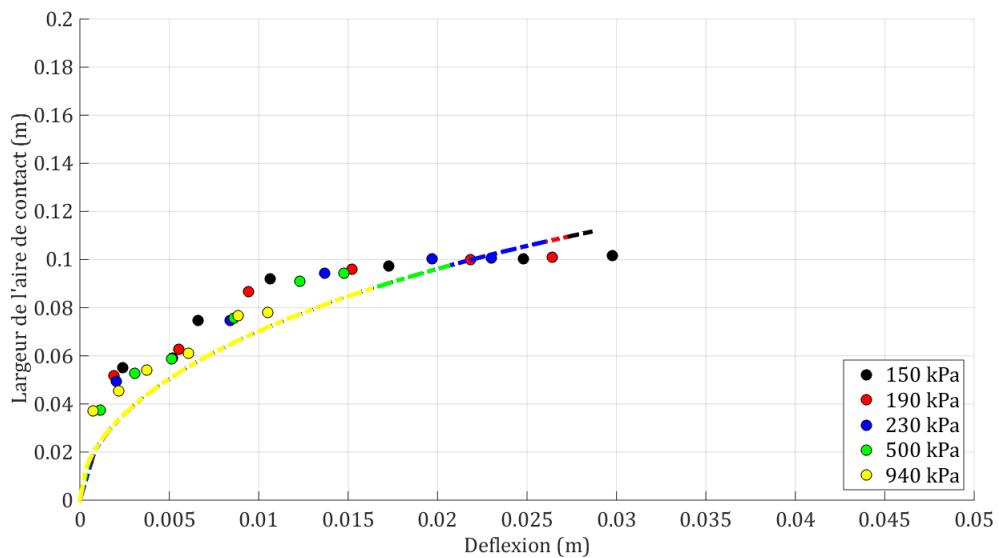


Figure 6-6 : Largeur en fonction de la déflexion pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)

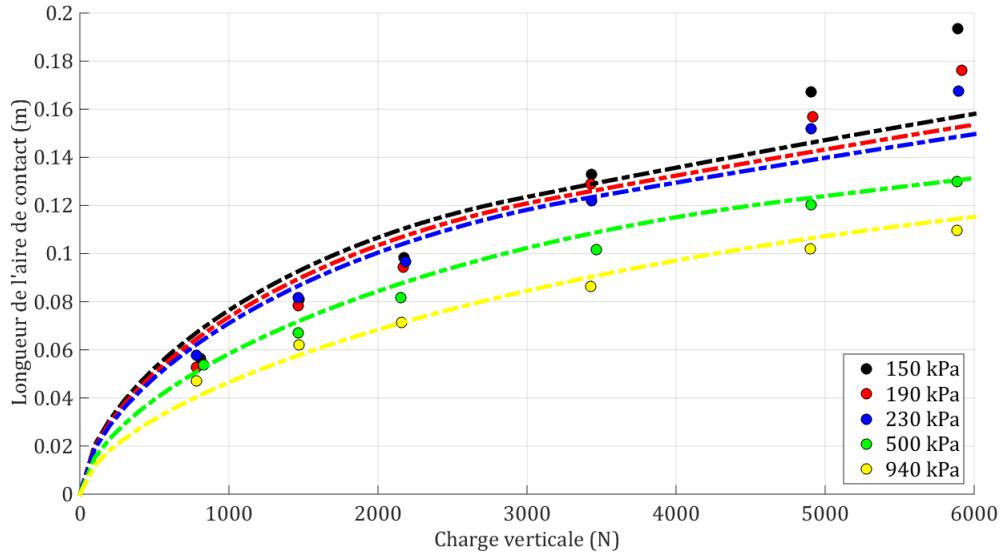


Figure 6-7 : Longueur de l'aire de contact en fonction de la charge pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)

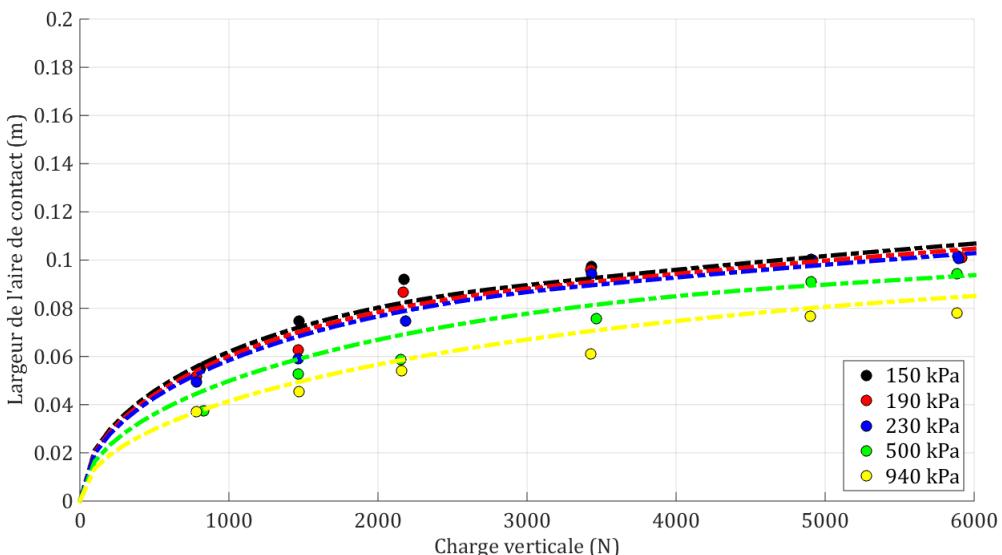


Figure 6-8 : Largeur de l'aire de contact en fonction de la charge pour le pneumatique « Falcon » : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits pointillés)

6.2.2.2 Calibration pour le pneumatique AIPCR

Les Equations (4.28), (4.29) et (4.30) ont été calibrées pour des pneumatiques d'avions et la section 6.2.2.1 ci-dessus a validé leur utilisation à partir des mesures réalisées pour le pneumatique « Falcon ». Le pneumatique AIPCR est conçu pour supporter des charges et des pressions de gonflage plus faibles (cf. section 5.2) et il n'y a pas de raison *a priori* qu'il se déforme comme le pneumatique « Falcon ».

Les Equations (4.28), (4.29) et (4.30) ont donc été ajustées aux données expérimentales pour le pneumatique AIPCR. L'ajustement a consisté à minimiser la somme du carré des écarts entre les valeurs mesurées et les valeurs prédites.

Les Figures 6-9, 6-10 et 6-11 ci-dessous comparent les résultats des mesures (points), des Equations (4.28), (4.29) et (4.30) (traits pointillés) et de ces Equations réajustées sur les données expérimentales (traits continus). Les courbes en pointillés s'écartent fortement des données, ce qui démontre qu'une nouvelle calibration de ces Equations était effectivement nécessaire pour le pneumatique AIPCR. L'erreur quadratique moyenne (cf. Equation (6.1)) est de $4,4 \cdot 10^{-4}$ m pour la déflexion, $5,0 \cdot 10^{-3}$ m pour la longueur de l'aire de l'aire de contact et de $6,3 \cdot 10^{-3}$ m pour la largeur, à comparer aux dimensions aux valeurs de ces grandeurs dans les conditions normales d'utilisation du pneumatique (déflexion de $1,5 \cdot 10^{-2}$ m, longueur de l'aire de contact de $1,1 \cdot 10^{-1}$ m et largeur de l'aire de contact de $8,1 \cdot 10^{-2}$ m). On peut donc considérer que ces ajustements sont de bonnes qualités.

Dans le domaine d'utilisation du pneumatique AIPCR avec l'IMAG (une charge de 1,8 kN et une pression de gonflage de 150 kPa, correspondant à une déflexion de 18 mm), une relation affine est plus adaptée à la description de l'évolution de la largeur de l'aire de contact (cf. Figure 6-11). En effet, pour les déflexions inférieures à 18 mm, l'erreur quadratique moyenne de la relation affine est de $4,8 \cdot 10^{-3}$ m.

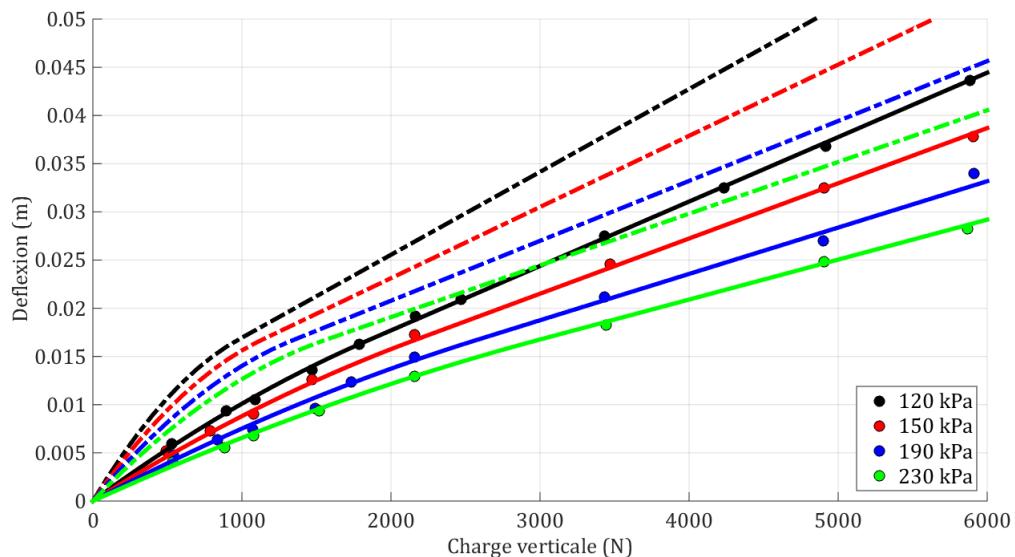


Figure 6-9 : Déflexion en fonction de la charge verticale à différentes pressions de gonflage pour le pneumatique AIPCR : valeurs mesurées (points), modélisées par le modèle existant (traits pointillés) et modélisées par le modèle ajusté (trait continu)

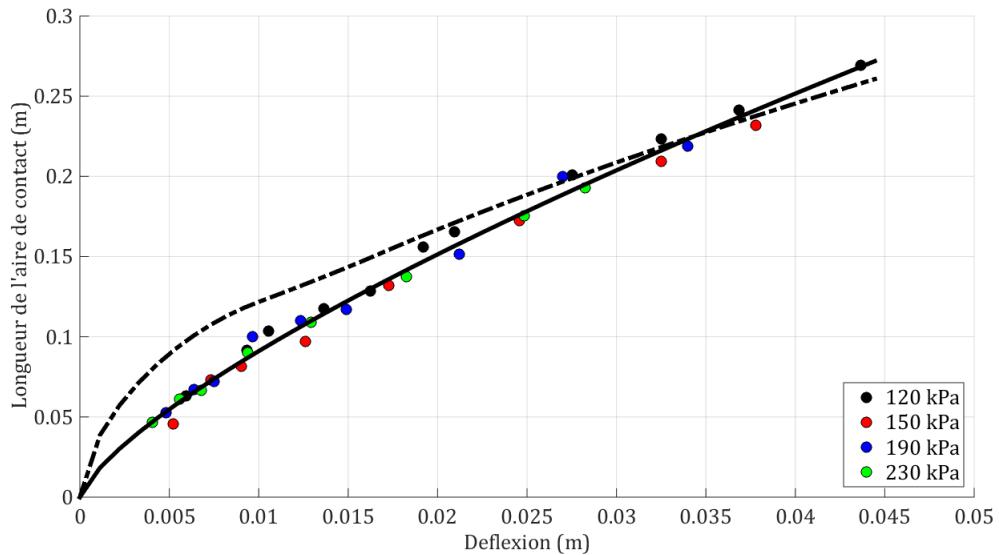


Figure 6-10 : Longueur en fonction de la déflexion pour le pneumatique AIPCR : valeurs mesurées (points), modélisées par le modèle existant (traits pointillés) et modélisées par le modèle ajusté (trait continu)

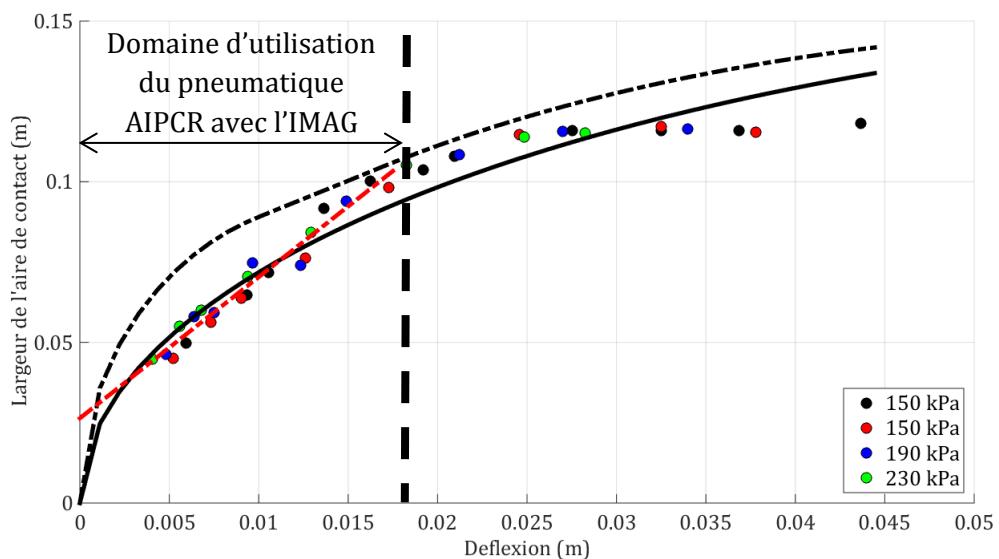


Figure 6-11 : Largeur en fonction de la déflexion pour le pneumatique AIPCR : valeurs mesurées (points), modélisées par le modèle existant (traits noirs pointillés), modélisées par le modèle ajusté (trait continu noir) et modélisées par une relation affine (traits pointillés rouges)

En conclusion, les Equations suivantes sont retenues pour décrire la déformation du pneumatique AIPCR :

$$\delta = \left(0,03 + \frac{F_z}{2,54 (p + 0,24 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w \quad (6.2)$$

$$2a = 3,00 \left(\frac{\delta}{D} \right)^{0,73} D \quad (6.3)$$

$$b = 4,40 \delta + 0,03 \quad (6.4)$$

6.2.3 VALIDATION EN DYNAMIQUE DU MODELE « AIRE DE CONTACT »

Les Equations décrivant la déformation du pneumatique (déflexion, longueur et largeur de l'aire de contact) ont été calées en statique et il est nécessaire d'en vérifier la pertinence en dynamique. Cependant, réaliser des mesures de longueurs d'aire de contact en dynamique et sur des chaussées mouillées requiert des installations couteuses et difficilement accessibles [Horne, 1963][Yeager, 1974] ou des méthodes de traitement du signal difficiles à mettre en œuvre [Matilainen, 2015]. Il a donc été décidé de procéder à une comparaison avec des mesures et des simulations extraites de la littérature.

6.2.3.1 Mesures de Matilainen et Tuononen

Matilainen et Tuononen [Matilainen, 2015] ont développé un système permettant de mesurer la longueur de l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée. Il consiste en un accéléromètre triaxial installé contre la face intérieure du pneumatique de la roue avant droite du véhicule. Le profil des accélérations horizontale et verticale permettent d'identifier la position où la partie du pneumatique contenant l'accéléromètre entre en contact avec l'eau, puis celle où il entre en contact avec la chaussée et enfin celle où il quitte le contact avec la chaussée.

Avec ce système, Matilainen et Tuononen ont réalisé des mesures de l'aire de contact avec un véhicule en faisant varier la vitesse et la pression de gonflage. Ce travail permet de disposer d'un ensemble de données auxquelles comparer les résultats des simulations du modèle « aire de contact ».

Matilainen et Tuononen ont utilisé un véhicule Volkswagen Golf (charge à la roue de 4500 N) équipé d'un pneumatique Nokian Hakka 205/55/16. Ce pneumatique a les caractéristiques suivantes :

- Diamètre : 0,63 m
- Largeur : 0,21 m
- Pression de gonflage : 200 et 260 kPa
- Quatre rainures longitudinales de 7 mm de profondeur et un schéma complexe de rainures latérales (cf. Figure 6-12).



Figure 6-12 : Photographie du pneumatique utilisé par Matilainen et Tuononen (d'après [Matilainen, 2015])

On supposera que la pression de gonflage nominale pour ce pneumatique est de 3 bars. On simplifie la description des rainures de la façon suivante :

- 4 rainures longitudinales de 10 mm de large et de 7 mm de profondeur

- Les deux rainures intérieures sont séparées de 20 mm, et les rainures extérieures sont séparées de 10 mm des rainures intérieures.

Une calibration a été réalisée à partir d'essais similaires à ceux décrits dans la section 5.3 pour deux pneumatiques référencés Nokian Hakka 205/55/16 ayant deux indices de charge différents, 91 et 94 correspondants respectivement à une charge maximale de 6000 et 6600 N. Ces pneumatiques sont similaires à celui utilisé par Matilainen et Tuononen. Ces pneumatiques ont été testés à 180, 220 et 260 kPa pour des charges de 1100, 2200, 4500 and 6400 N. Un plan factoriel complet a été réalisé à chaque fois.

Les résultats, présentés en Annexe J, montrent que ce pneumatique a une aire de contact de forme rectangulaire. Les valeurs mesurées de déflexions, longueurs et largeurs de l'aire de contact ne montrent pas de différences significatives entre les deux pneumatiques (cf. Annexe K). Ils sont donc considérés comme un pneumatique unique pour la calibration des Equations (4.28), (4.29) et (4.30).

Les Figures 6-13, 6-14 et 6-15 montrent les résultats des ajustements sur les points expérimentaux. Les ajustements sont bons pour la déflexion et la longueur de l'aire de contact, cependant, la Figure 6-15 montre qu'une fonction affine fournit de meilleurs résultats pour la largeur que la forme de l'Equation (4.29). Le même résultat avait été observé pour le pneumatique AIPCR (cf. Figure 6-11). Il est possible que les différences de conception des pneumatiques de véhicules légers et des avions (cf. Figure 5-2 par exemple) fassent que ces pneumatiques se déforment de façons différentes et que la forme de l'Equation (4.29) ne soit pas adaptée aux pneumatiques des véhicules légers.

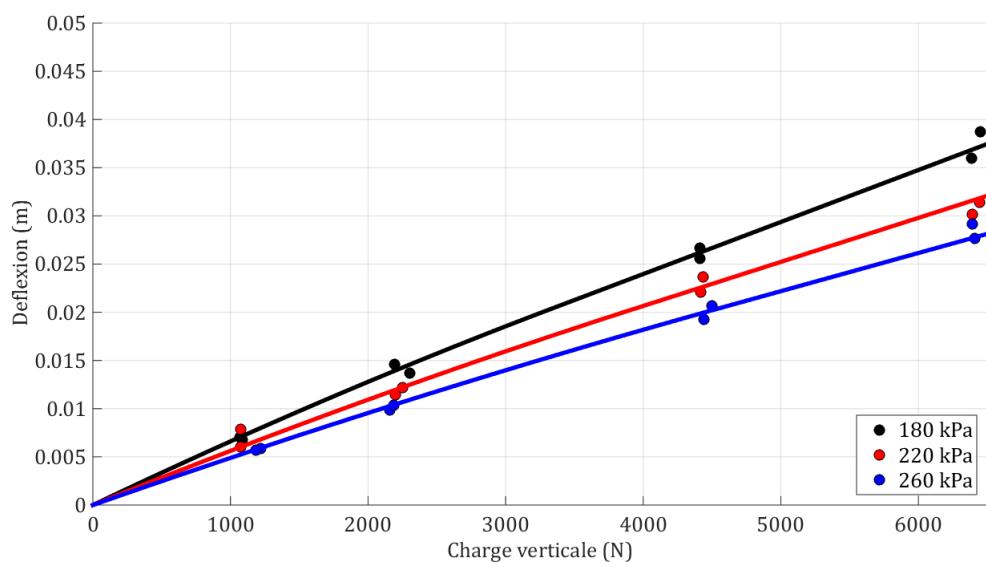


Figure 6-13 : Déflexion en fonction de la charge vertical à différentes pressions de gonflage pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits continus)

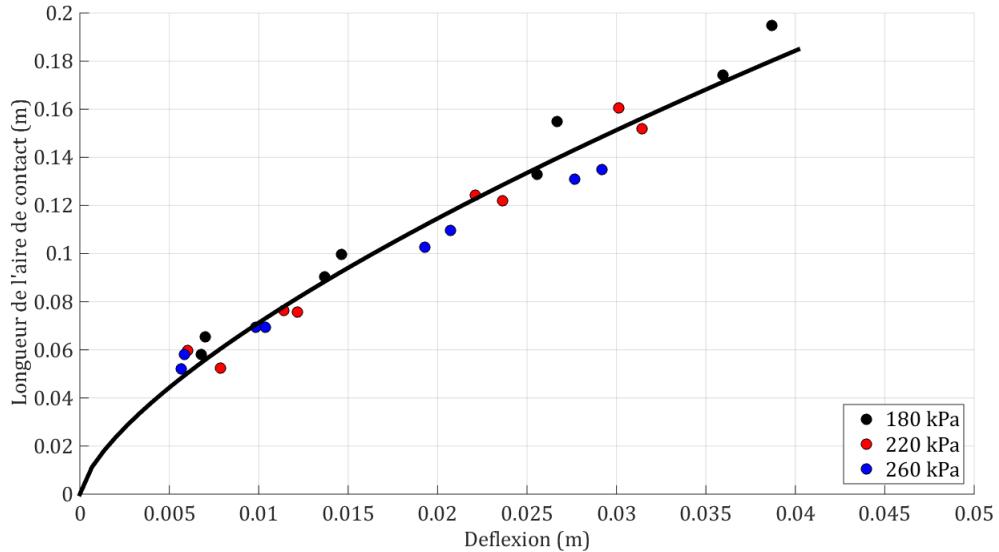


Figure 6-14 : Longueur de l'aire de contact en fonction de la déflexion pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits continus)

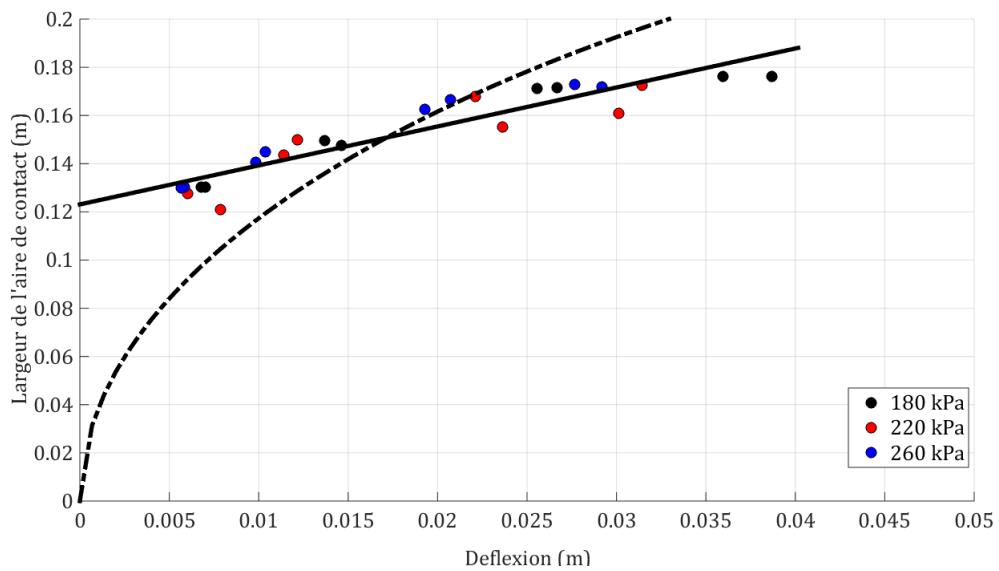


Figure 6-15 : Largeur de l'aire de contact en fonction de la déflexion pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen : valeurs mesurées (points) et modélisées (traits continus)

La conclusion de cette calibration est que les Equations (6.5), (6.6) et (6.7) ci-dessous fournissent une bonne description de la déflexion, longueur et largeur de l'aire de contact pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen :

$$\delta = \left(0,01 + \frac{F_z}{2,33 (p + 0,14 p_r) w \sqrt{w D}} \right) w \quad (6.5)$$

$$2a = 1,94 \left(\frac{\delta}{D} \right)^{0,69} D \quad (6.6)$$

$$b = 1,62 \delta + 0,12 \quad (6.7)$$

La Figure 6-16 ci-dessous compare les résultats du modèle développé dans cette thèse avec les mesures réalisées par Matilainen et Tuononen sur une chaussée sèche. Elle valide les résultats de la calibration réalisée ci-dessus ainsi que l'hypothèse de non-dépendance de la longueur de l'aire de contact avec la vitesse formulée dans la section 4.4.1.

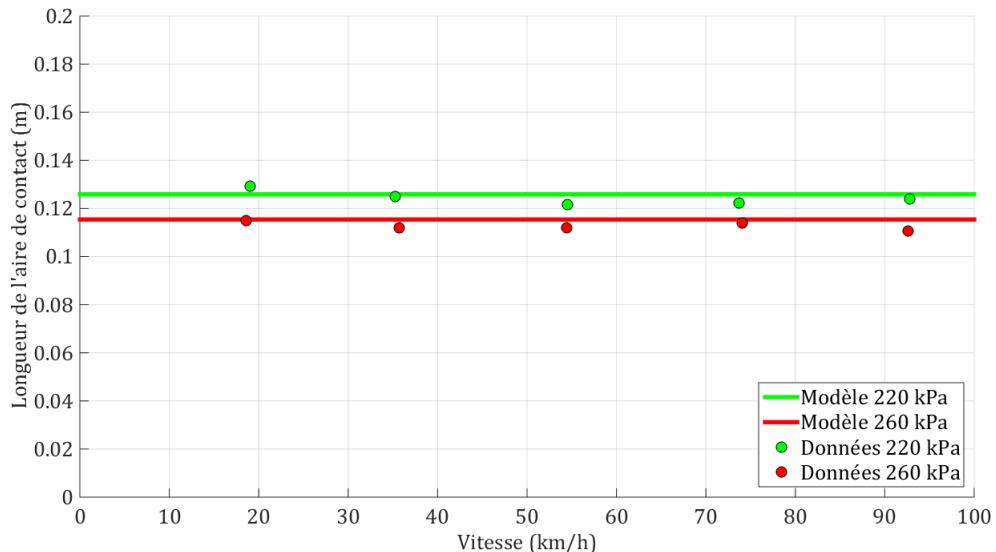


Figure 6-16 : Comparaison des longueurs de l'aire de contact sur chaussée sèche entre les mesures de Matilainen et Tuononen et les résultats du modèle

La Figure 6-17 compare les résultats du modèle avec les mesures réalisées par Matilainen et Tuononen sur une chaussée recouverte d'une hauteur d'eau moyenne de 7 mm. Elle montre que le modèle est représentatif des résultats expérimentaux. A faible vitesse, les valeurs prédictes sont cohérentes avec les valeurs mesurées. Aux vitesses plus élevées, le modèle prédit une diminution de la longueur de l'aire de contact pneumatique/chaussée de manière similaire aux valeurs expérimentales. A 220 kPa de pression de gonflage, la longueur de l'aire de contact est plus élevée qu'à 260 kPa pour les faibles vitesses. Aux vitesses plus élevées, les courbes se croisent et finalement, la longueur de l'aire de contact devient nulle à une vitesse plus élevée pour le pneumatique le plus gonflé. Ces résultats sont cohérents avec les mesures de Matilainen et Tuononen.

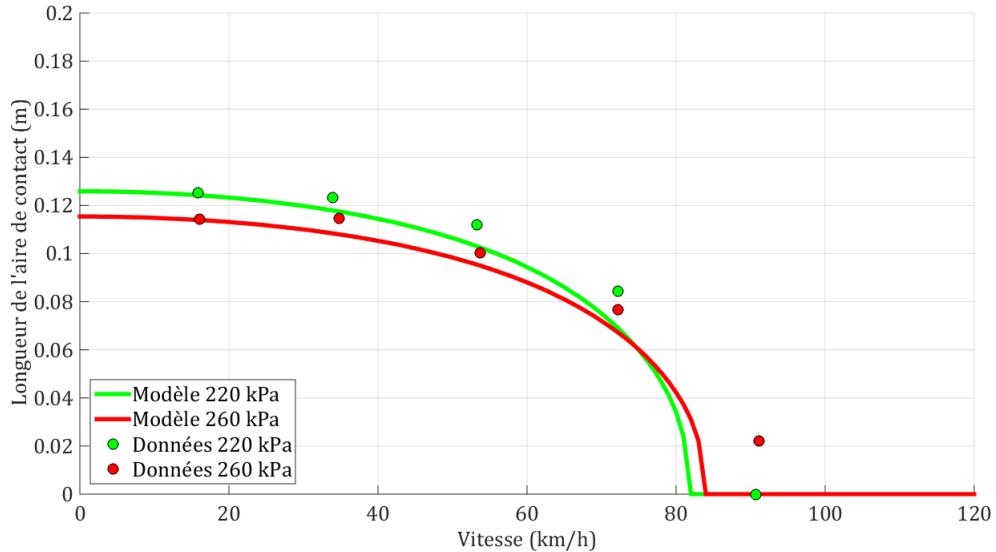


Figure 6-17 : Comparaison des longueurs de l'aire de contact sur chaussée mouillée entre les mesures de Matilainen et Tuononen et les résultats du modèle

La cohérence observée entre les données du modèle et les valeurs mesurées par Matilainen et Tuononen confirme la pertinence du modèle développé dans ce travail.

6.2.3.2 Simulations de Kim et Jeong

Kim et Jeong [Kim, 2010] ont développé un modèle couplant un modèle aux éléments finis pour décrire la déformation du pneumatique et une méthode aux différences finies pour déterminer la distribution de pression de l'eau. Ce couplage permet de prédire l'hydroplanage d'un pneumatique sur une chaussée mouillée. Cette approche permet le calcul d'une grandeur intermédiaire, la composante verticale de la force hydrodynamique F_L , qui peut être comparée avec les résultats du modèle « aire de contact ».

Kim et Jeong calculent d'abord la déformation du pneumatique sous sa charge verticale en ne considérant pas d'effet hydrodynamique par le modèle aux éléments finis. La méthode aux différences finies utilise comme entrée l'allure déformée du pneumatique et, en résolvant les Equations de Navier-Stokes, calcule la distribution de pression de l'eau aux bords du pneumatique. Cette distribution de pression devient la condition limite du modèle aux éléments finis, qui prédit alors une nouvelle déformation du pneumatique. Ce processus est répété jusqu'à la convergence de l'algorithme. La force hydrodynamique est alors obtenue à partir de la distribution de la pression de l'eau.

Le pneumatique utilisé par Kim et Jeong [Kim, 2010] dans leur simulation a pour référence P205/45R16. Il a les caractéristiques suivantes :

- Un diamètre de 0,59 m et une largeur de 0,21 m,
- Quatre rainures longitudinales de 9,9 mm de large et aucune rainure transversale.

Kim et Jeong ne précisent pas la pression de gonflage utilisée pour leur simulation. On utilisera une pression de 2,2 bars, standard pour un pneumatique de véhicule léger. On suppose que le pneumatique est gonflé à sa pression de gonflage nominale, et donc que la pression de gonflage nominale est également de 2,2 bars. Ils ne détaillent pas non plus la géométrie des rainures du pneumatique. On supposera que les rainures font 6 mm de profondeur (profondeur moyenne

pour un pneumatique ni neuf, ni usé (cf. Tableau 5-1 et [Matilainen, 2015]). On supposera également que l'espacement entre les deux rainures intérieures est de 20 mm, et celui entre les rainures intérieures et extérieures est de 10 mm. On supposera enfin que ce pneumatique se déforme comme le pneumatique AIPCR et on utilisera les Equations (6.2), (6.3) et (6.4).

Kim et Jeong ont réalisé des simulations pour 5, 10, 15 et 20 mm d'eau. La Figure 6-18 ci-dessous compare les résultats présentés par Kim et Jeong avec ceux du modèle développé dans cette thèse. Elle montre une bonne cohérence entre les résultats du modèle et les valeurs de Kim et Jeong. On observe une faible divergence pour les faibles hauteurs d'eau à forte vitesse. Ces résultats sont très bons pour un modèle géométrique simple tel celui développé dans cette thèse avec des temps de calcul plus courts qu'une approche numérique aux éléments finis et confirme la pertinence du modèle développé dans cette thèse.

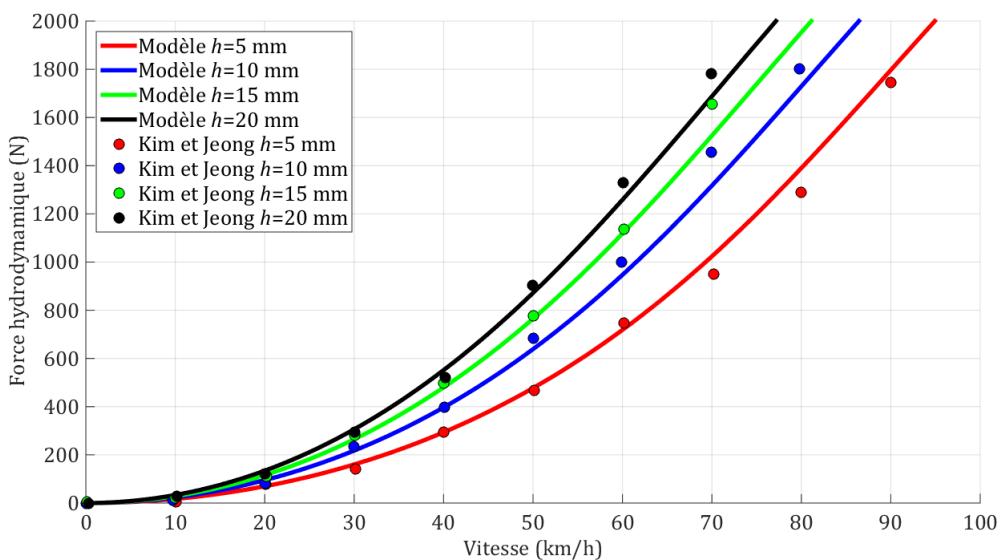


Figure 6-18 : Comparaison de la force hydrodynamique calculée par le modèle de Kim et Jeong et par le modèle développé dans la thèse

6.2.3.3 Modèle DIVAS

Dans le cadre du projet DIVAS (Dialogue Infrastructure Véhicules pour Améliorer la Sécurité routière), un modèle d'hydroplanage a été développé [Sonilhac, 2010]. Ce modèle a pour objectif de déterminer la longueur de l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée en présence d'eau afin d'alimenter un modèle de prédiction du coefficient de frottement. Les objectifs de ce modèle sont donc très similaires aux objectifs du modèle « aire de contact » présentés dans la section 4.4. La démarche d'élaboration de ce modèle présente également des similitudes avec le modèle « aire de contact ». L'auteur développe une relation empirique décrivant la déformation (longueur et largeur de l'aire de contact) entre le pneumatique et la chaussée, puis intègre les efforts hydrodynamiques. Cependant, le modèle du projet DIVAS est un modèle semi-empirique. L'intégration des efforts hydrodynamiques est réalisée à l'aide d'une grandeur empirique calibrée à partir des vitesses d'hydroplanage mesurées dans des conditions particulières avec un véhicule léger. Il n'était donc pas possible de le réutiliser en l'état ce modèle pour le travail développé dans cette thèse, mais il est intéressant de comparer les résultats des deux modèles.

Les résultats du modèle DIVAS présentés dans [Sonilhac, 2010] ont été comparés aux résultats du modèle « aire de contact » développé dans cette thèse. Les résultats du modèle DIVAS ont été

obtenus pour un pneumatique ASTM 225/60R16 qui possède un schéma de sculptures complexe (cf. Figure 6-19). Il est décrit de manière simplifiée par le jeu de données suivant :

- Un diamètre de 0,68 m et une largeur de 0,23 m
- Cinq rainures longitudinales de 6 mm de large et 8 mm de profondeur
- Aucune rainure transversale
- Les deux rainures intérieures sont séparées de 20 mm, et les rainures extérieures sont séparées de 10 mm des rainures intérieures.

Les calculs sont réalisés pour une charge à la roue de 5000 N et une pression de gonflage de 2,5 bars [Sonilhac, 2010]. La pression de gonflage nominale est supposée égale à 3 bars.



Figure 6-19 : Photographie du pneumatique utilisé dans le projet DIVAS (d'après [Sonilhac, 2010])

La Figure 6-20 ci-dessous présente la comparaison entre les résultats du modèle DIVAS et les résultats du modèle « aire de contact ». Les résultats sont présentés sous la forme d'un ratio entre la surface de contact et la surface de contact statique. On observe de nouveau une bonne cohérence entre les résultats des deux modèles. Le modèle DIVAS prévoit néanmoins une décroissance de l'aire de contact plus importante pour les fortes hauteurs d'eau (8 mm), tandis qu'il simule une décroissance plus faible pour les faibles hauteurs d'eau (2 mm).

Pour expliquer les différences constatées, il convient de rappeler que le modèle DIVAS a été calibrée à partir des vitesses d'hydroplanage mesurées dans des conditions d'essais particulières :

- Une charge à la roue de 4650 N,
- Une hauteur d'eau de 8 mm,
- Une profondeur de sculpture des pneumatiques de 8 mm et 1,6 mm,
- Une pression de gonflage de 1,5, 2, 2,5, 3 et 3,5 bars.

La vitesse d'hydroplanage a été définie comme la vitesse à laquelle la force hydrodynamique exercée par l'eau sur le pneumatique provoque une décélération de la roue de 10 % par rapport à une surface sèche. Les essais ont été réalisé avec un véhicule de type traction en train d'accélérer. Ce sont donc des conditions spécifiques que le modèle « aire de contact » ne reproduit pas.

La vitesse d'hydroplanage dans les conditions choisies comme référence dans le projet DIVAS (4650 N, 8 mm d'eau, 8 mm de profondeur de sculpture et une pression de gonflage de 2,5 bars), correspondant à la courbe noire, est de 64 km/h. La cohérence entre le modèle « aire de contact » et le modèle DIVAS est bonne jusqu'à cette vitesse (écart de 18 %). L'écart grandit pour les vitesses plus importantes, mais la validité du modèle DIVAS au-delà de la vitesse d'hydroplanage n'est pas démontrée.

Les conditions de 2, 4 et 6 mm d'eau ne font pas partie des conditions ayant servi à la validation du modèle DIVAS. L'écart maximal entre le modèle « aire de contact » et le DIVAS dans ces conditions est de 22 % et est atteint à 100 km/h pour 4 mm d'eau.

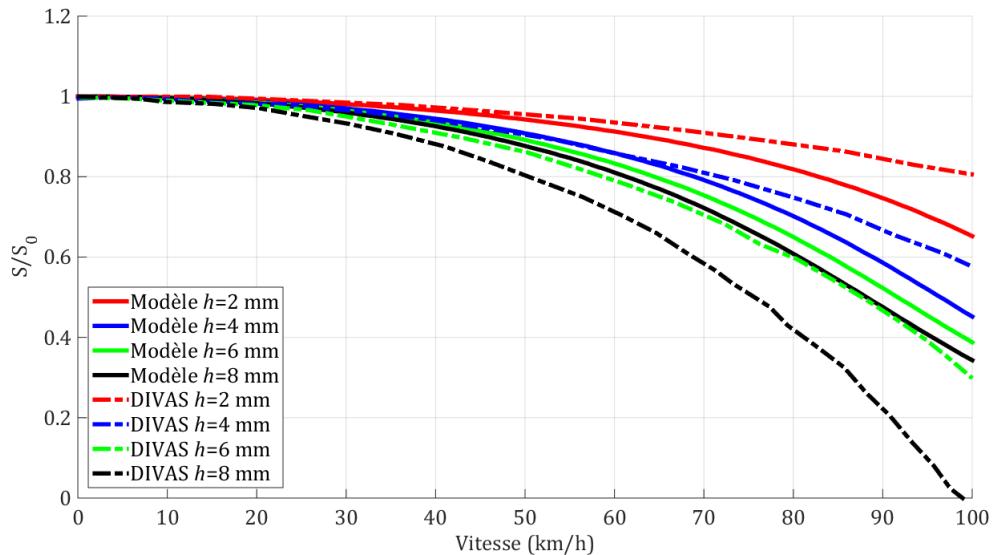


Figure 6-20 : Comparaison de la longueur de l'aire de contact calculée par le modèle développé dans le cadre du projet DIVAS et le modèle développé dans cette thèse

Ce paragraphe a montré que les modèles « aire de contact » et DIVAS sont très différents et qu'il n'est donc pas possible d'identifier un modèle davantage pertinent que l'autre. La comparaison entre ces modèles montre que l'écart entre leurs prédictions reste raisonnable ce qui confirme la pertinence du modèle « aire de contact » développé dans cette thèse.

6.2.4 CONCLUSION

Cette section 6.2 s'est concentrée sur la validation du modèle « aire de contact ». Cette validation s'est faite en deux temps : d'abord les Equations décrivant la déformation du pneumatique ont été calibrées à partir de plans d'expériences réalisés dans cette thèse, ensuite le modèle « aire de contact » a été validé en comparant les résultats avec des mesures et des résultats de simulations extraits de la littérature.

Les mesures de longueurs d'aire de contact ont été réalisées sur chaussées sèche et mouillée, à différentes vitesses et pressions de gonflage [Matilainen, 2015]. Dans chacune de ces situations, les résultats du modèle « aire de contact » sont cohérents avec les mesures.

Les résultats de simulations extraits de la littérature concernent d'une part un modèle numérique complexe couplant une méthode aux éléments finis et une méthode aux différences finies [Kim, 2010], et d'autre part un modèle semi-empirique aux objectifs similaires à ceux du

modèle « aire de contact » [Sonilhac, 2010]. Les résultats du modèle « aire de contact » se comparent bien avec les résultats issus de ces deux modèles, ce qui confirme la pertinence du modèle développé dans cette thèse.

C'est un résultat intéressant qu'un modèle simplifié nécessitant peu de temps de calcul et peu de calibration puisse donner des résultats si satisfaisants. Ce travail de validation pourra être étoffé en installant le système développé par Matilainen et Tuononen [Matilainen, 2015] sur l'IMAG afin de mesurer les longueurs de l'aire de contact et disposer de mesures expérimentales. Il faudrait également disposer de mesures de longueurs d'aire de contact pour des pneumatiques d'avions.

Le modèle « aire de contact » sera utilisé dans la suite de ce mémoire avec les pneumatiques AIPCR et « Falcon » pour l'exploitation des essais sur pistes (cf. section 6.3) et avec d'autres pneumatiques d'avions pour la validation de la démarche développée dans cette thèse (cf. Partie 7).

6.3 CALIBRATION ET VALIDATION DU MODELE APPLIQUE A L'IMAG

6.3.1 RESULTATS EXPERIMENTAUX

Cette section a pour objectif de présenter les résultats obtenus lors des plans d'expérience et d'illustrer qualitativement l'effet des principaux facteurs influant sur le Coefficient de Frottement Longitudinal : absence d'eau (cas sec, cf. section 6.3.1.2), vitesse (sur piste mouillée, cf. section 6.3.1.3), hauteur d'eau (cf. section 6.3.1.4), texture (sur piste mouillée, cf. section 6.3.1.5) et rainures des pneumatiques (sur piste mouillée, cf. section 6.3.1.6).

6.3.1.1 Répétabilité de l'IMAG

La répétabilité de l'IMAG a été quantifiée précédemment et l'écart-type de répétabilité est de 0,01 [AFNOR, 2013]. Cette bonne répétabilité est confirmée par les essais réalisés dans le cadre des plans d'expérience (cf. Figure 6-21). Dans la suite du mémoire, seule la valeur moyenne des trois répétitions pour chaque combinaison des paramètres d'essai sera présentée. L'incertitude de la mesure du Coefficient de Frottement Longitudinal avec l'IMAG a également été quantifiée [Gerthoffert, 2013] et est de 0,10. Cette valeur servira de référence pour évaluer la qualité des comparaisons entre le modèle et les données expérimentales dans la suite de ce mémoire.

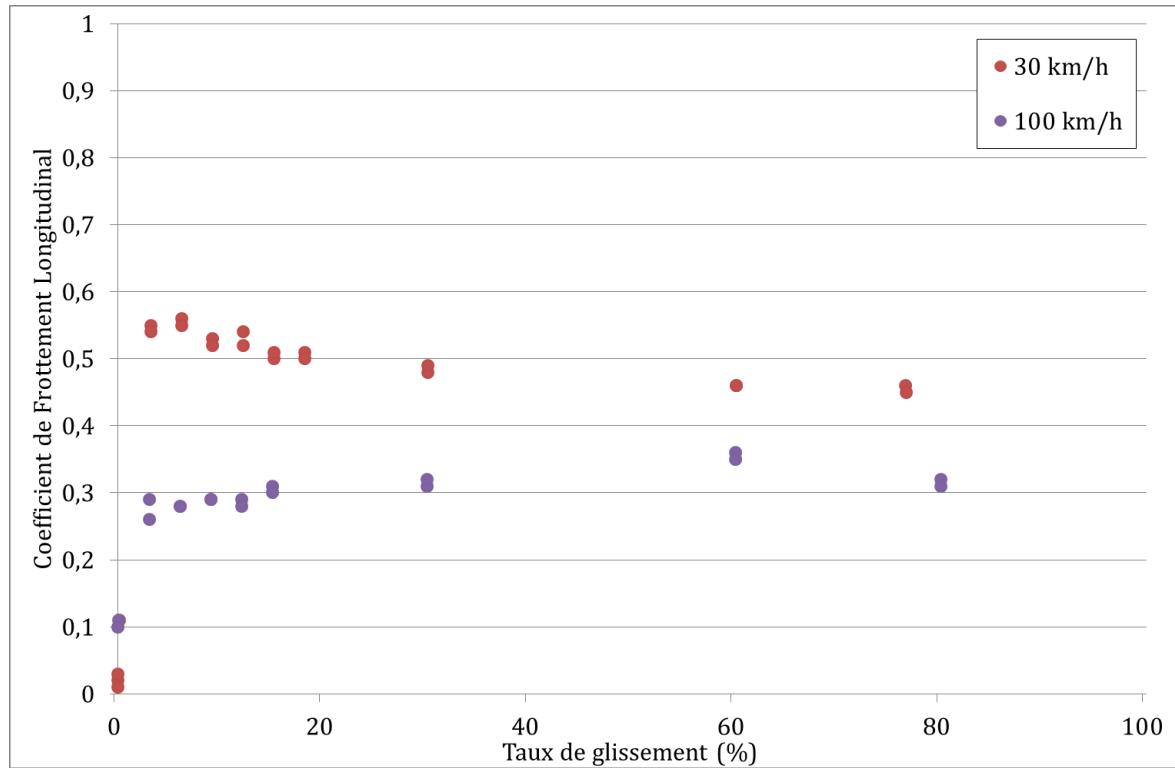


Figure 6-21 : Répétabilité de l'IMAG : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement sur la planche E2 à 30 et 100 km/h

On observe également dans la Figure 6-21 que les valeurs mesurées par l'IMAG présentent un décalage à l'origine (pour un taux de glissement nul) de 0,09 à 100 km/h. L'origine de ce décalage n'est pas encore identifiée, mais il apparaît lié à la vitesse. Il pourrait s'agir d'une résistance résiduelle liée à la courroie qui entraîne la roue de mesure, d'une dissipation d'énergie dans la courroie ou d'un effet aérodynamique.

Partant du principe que le coefficient de frottement doit être nul lorsque la roue n'est pas freinée, la valeur de ce décalage est retranchée de toutes les valeurs dans l'exploitation des données.

6.3.1.2 Cas sec

La Figure 6-22 montre les courbes du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement sur chaussée sèche aux deux vitesses (30 et 100 km/h). Il manque la partie pour les taux de glissement supérieurs à 12 % à 30 km/h (pour des raisons expérimentales, cf. section 5.4.1), mais on voit qu'*a priori* il n'y a pas de différence significative entre les deux vitesses. Le maximum du coefficient de frottement est en effet de 0,84 à 30 km/h et de 0,76 à 100 km/h.

Cette observation est logique sur chaussée sèche en raison de l'absence d'effet hydrodynamique, qui est la cause principale de la dépendance à la vitesse du Coefficient de Frottement Longitudinal (cf. section 2.1.2.3).

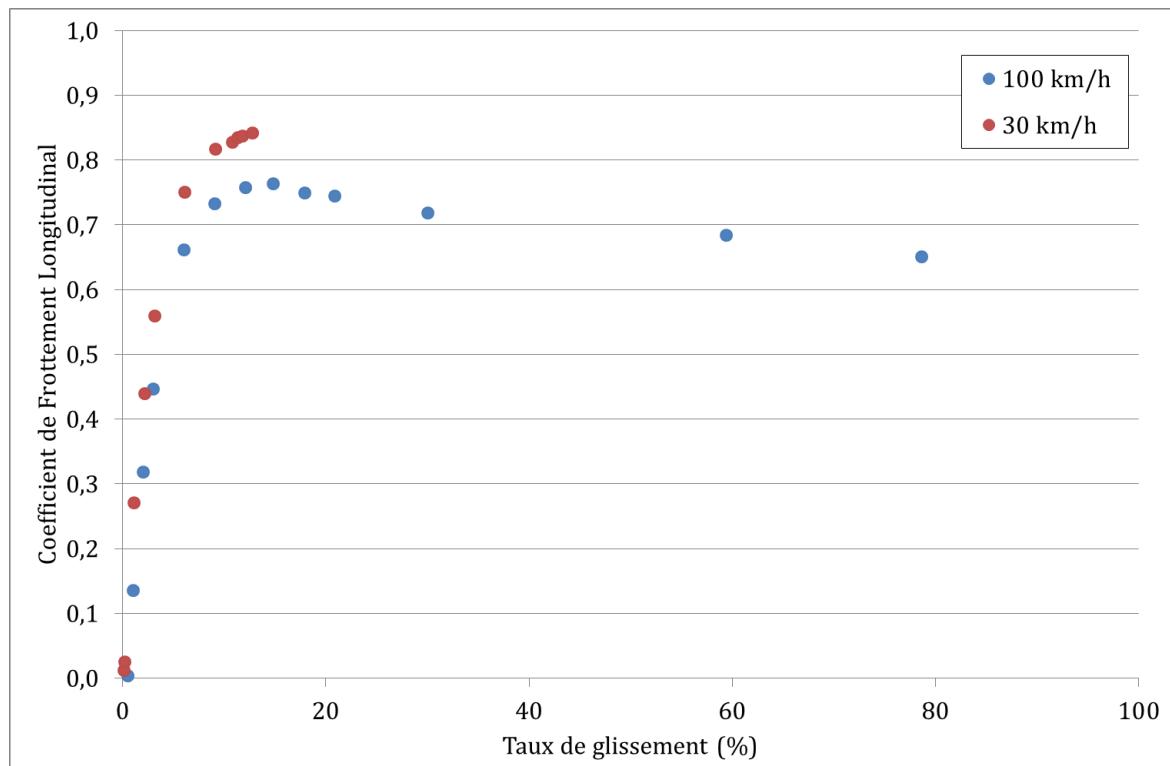


Figure 6-22 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement pour le pneumatique AIPCR sur une surface sèche

La Figure 6-22 permet d'identifier les trois phases caractéristiques de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement. Une première partie, dans laquelle le Coefficient de Frottement Longitudinal augmente linéairement avec le taux de glissement et qui correspond à la mise en cisaillement progressive des poils dans l'aire d'adhésion. Lorsque le taux de glissement augmente encore, les poils commencent à glisser. La courbe du Coefficient de Frottement Longitudinal passe alors par un maximum et diminue avec le taux de glissement. Enfin, dans la dernière partie de la courbe, le coefficient de frottement diminue avec le taux de glissement, ce qui est généralement expliqué par l'échauffement de la bande de roulement [Foucard, 2005].

Cette description de la courbe du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement correspond à ce que décrit le modèle Brosse (cf. section 4.1). En effet, dans la première partie de la courbe, l'augmentation linéaire du Coefficient de Frottement Longitudinal correspond à la force de rappel élastique des poils dans l'aire de d'adhésion. Lorsque le taux de glissement augmente, l'aire de glissement apparaît et le coefficient de frottement augmente moins rapidement avec le taux de glissement. L'aire de glissement devient de plus en plus importante avec l'augmentation du taux de glissement, ce qui tend à faire baisser le Coefficient de Frottement Longitudinal.

6.3.1.3 Effet de la vitesse sur chaussée mouillée

La Figure 6-23 compare les coefficients de frottement longitudinaux mesurés sur chaussée mouillée à 30 et 100 km/h sur la planche E1 pour le pneumatique AIPCR (plan d'expérience II). Elle illustre l'effet de la vitesse sur le CFL.

Cette Figure 6-23 montre que, contrairement au cas sec (cf. Figure 6-22), le CFL diminue significativement avec la vitesse. Le coefficient de frottement maximum diminue en effet de 0,55

à 0,23 entre 30 et 100 km/h. Le coefficient de frottement « roue bloquée » diminue de 0,46 à 0,20. La diminution entre le coefficient de frottement maximal et le coefficient de frottement « roue bloquée » est plus prononcée à 30 km/h qu'à 100 km/h.

La position du maximum de la courbe du coefficient de frottement est également modifiée. Il est difficile de conclure précisément sur la position de ce maximum compte-tenu de l'incertitude sur chacune des mesures, mais les résultats montrent qu'il est déjà atteint à 6 % à 30 km/h, tandis qu'à 100 km/h, il est déjà atteint à 3 %. Cette observation est cohérente avec la littérature [Gothié, 2001].

La pente à l'origine de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement est également diminuée, puisqu'à 3 % de taux de glissement le coefficient de frottement vaut déjà 0,54 à 30 km/h tandis qu'il ne vaut que 0,23 à 100 km/h. Cette observation est cohérente avec la littérature [Gothié, 2001].

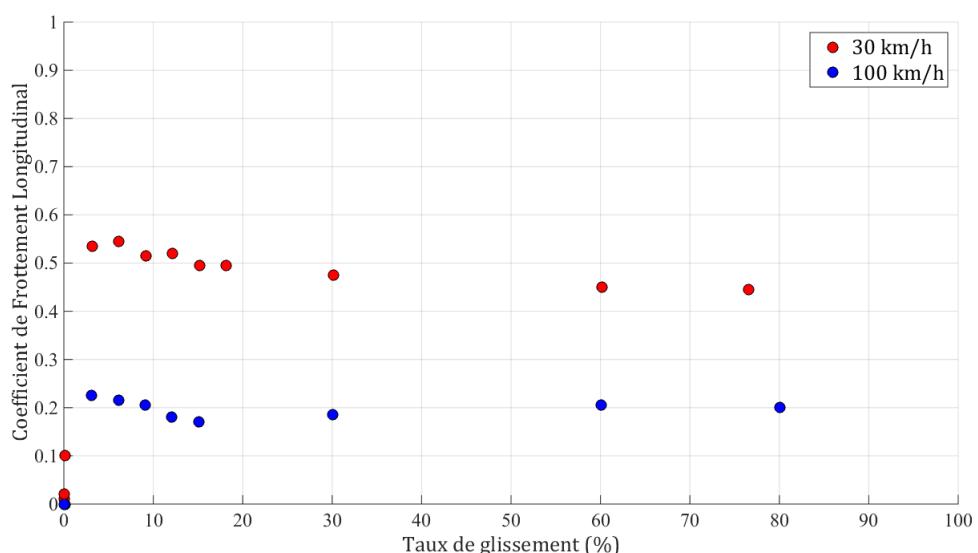


Figure 6-23 : Illustration de l'effet de la vitesse sur le CFL pour le pneumatique AIPCR sur la surface E1

6.3.1.4 Effet de la hauteur d'eau

La Figure 6-24 ci-dessous illustre l'effet de la hauteur d'eau sur le Coefficient de Frottement Longitudinal. Elle compare les résultats du Coefficient de Frottement Longitudinal pour différentes hauteurs d'eau allant de 4 à 46 mm.

Elle montre que le CFL diminue avec la hauteur d'eau, allant de 0,49 à 0,36 pour le coefficient de frottement maximal et de 0,40 à 0,31 pour le coefficient de frottement « roue bloquée ». Elle montre également que pour les hauteurs d'eau les plus fortes ou les vitesses les plus élevées, le maximum de la courbe du CFL en fonction du taux de glissement diminue et tend à disparaître.

La position du coefficient de frottement maximal diminue également avec la hauteur d'eau, passant de 15 % à 4 mm d'eau à 9 % à 46 mm.

La pente à l'origine diminue lorsque la hauteur d'eau augmente, puisqu'à 3 % de taux de glissement, le coefficient de frottement est de 0,33 à 4 mm de hauteur d'eau et de 0,24 à 46 mm.

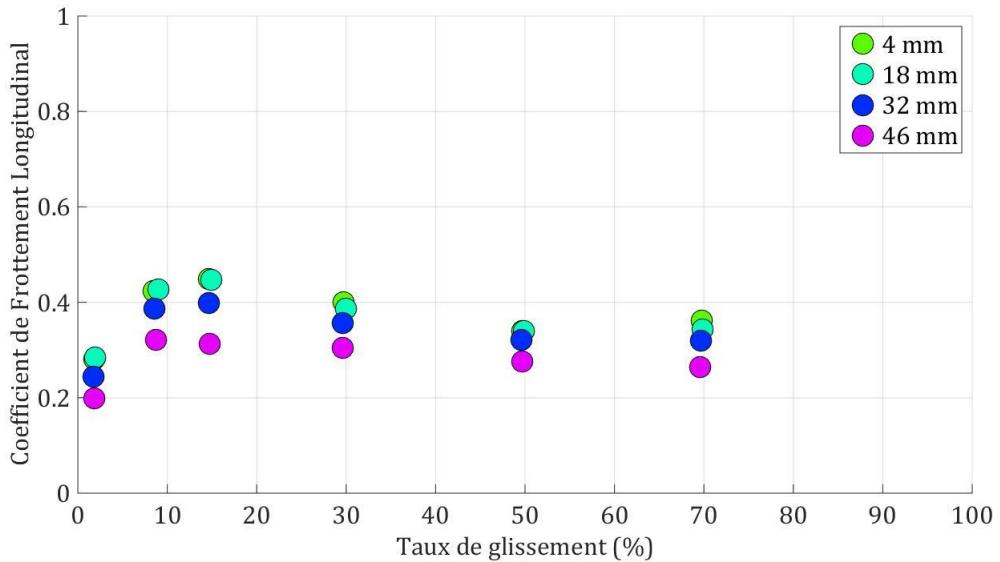


Figure 6-24 : Illustration de l'effet de la hauteur d'eau sur le CFL pour le pneumatique AIPCR à 50 km/h

6.3.1.5 Effet de la texture sur chaussée mouillée

L'effet de la texture de la chaussée est illustré dans la Figure 6-25 ci-dessous. Cette Figure compare les mesures réalisées avec 1 mm d'eau (plan d'expérience II) sur deux surfaces, G0 et M2, ayant des caractéristiques de surface très différentes. La surface G0 a une PMP de 0,76 mm (cf. Tableau 5-6) et une valeur SRT de 0,60, ce qui correspond à une macrotexture correcte et une bonne microtexture. La surface M2 a une PMP de 1,15 mm et une valeur SRT de 0,53, ce qui correspond à une bonne macrotexture et une microtexture correcte.

La Figure 6-25 montre qu'à faible vitesse le CFL est plus grand pour la surface G0. La différence sur le coefficient de frottement maximal n'est pas significative (0,60 sur G0 et 0,54 sur M2), mais celle sur le coefficient de frottement « roue bloquée » est significative (0,49 sur G0 contre 0,39 sur M2). La surface M2 présente en effet un pic plus visible (différence entre le coefficient de frottement maximal et le coefficient de frottement « roue bloquée ») que la surface G0. A vitesse élevée, le classement des surfaces s'inverse et les valeurs de CFL sont plus fortes pour la surface M2. Les coefficients de frottement maximal et « roue bloquée » valent respectivement 0,33 et 0,27 sur la surface M2 alors qu'ils sont égaux à 0,20 sur la surface G0. La courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement à 100 km/h sur la surface G0 ne présente pas de maximum du coefficient de frottement.

Ces résultats sont cohérents avec les observations de la littérature [Gothié, 2001] concernant les effets de la micro- et de la macrotexture sur le Coefficient de Frottement Longitudinal. Ils montrent que l'adhérence à faible vitesse est liée à la microtexture et que la macrotexture gouverne la décroissance du CFL avec la vitesse. En effet, à faible vitesse, la surface ayant la meilleure microtexture (G0) a les plus fortes valeurs de CFL. A vitesse élevée, la forte macrotexture de la surface M2 permet de limiter la diminution du coefficient de frottement maximal à 0,21 tandis que cette diminution sur la surface G0 est de 0,40.

Gothié et al. [Gothié, 2001] a montré que l'effet de la macrotexture devient sensible au-delà de 40 km/h. Les résultats de la Figure 6-25 montre que l'effet de la macrotexture est visible à 100 km/h mais pas à 30 km/h.

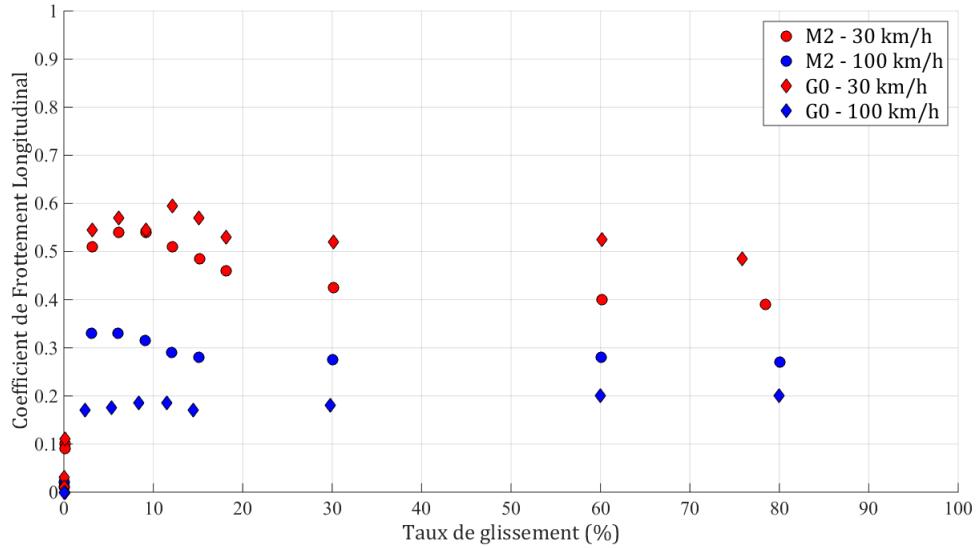


Figure 6-25 : Illustration de l'effet de la texture sur le CFL : résultats obtenus sur les planches M2 et G0 à 30 et 100 km/h

6.3.1.6 Effet des rainures des pneumatiques sur chaussée mouillée

La Figure 6-26 ci-dessous compare les courbes du CFL en fonction du taux de glissement entre les pneumatiques AIPCR et « Falcon », à 30 et 100 km/h, sur la surface E1 avec 1 mm d'eau (plan d'expérience II). À 30 km/h, l'écart entre les courbes des deux pneumatiques n'est pas significatif. Les coefficients de frottement maximal et « roue bloquée » sont respectivement de 0,56 et 0,46 pour le pneumatique AIPCR, et de 0,51 et 0,40 pour le pneumatique « Falcon ». Les valeurs de CFL pour le pneumatique AIPCR sont très légèrement supérieures au pneumatique « Falcon ». Le maximum de la courbe est positionné au même endroit et la pente à l'origine ne présente pas de différence significative. La présence des rainures n'a donc pas d'effet significatif sur le CFL à 30 km/h.

Le classement des courbes est inversé à 100 km/h. Les valeurs de CFL pour le pneumatique « Falcon » sont supérieures à celles du pneumatique AIPCR. La différence est très marquée pour le coefficient de frottement maximal (0,32 pour le pneumatique « Falcon » contre 0,23 pour le pneumatique AIPCR) mais est moins prononcée pour le coefficient de frottement « roue bloquée » (0,24 pour le pneumatique « Falcon » contre 0,20 pour le pneumatique AIPCR). Ces observations montrent donc qu'à 100 km/h, l'effet des rainures devient important. La présence des rainures sur le pneumatique « Falcon » permet de mieux évacuer l'eau et donc d'obtenir des valeurs de CFL plus élevées que pour le pneumatique AIPCR lisse à 100 km/h.

Ces résultats sont cohérents avec les observations de [Gothié, 2001] qui a montré que l'effet des rainures sur 1 mm d'eau devient sensible pour des vitesses dépassant 50 à 60 km/h selon les revêtements.

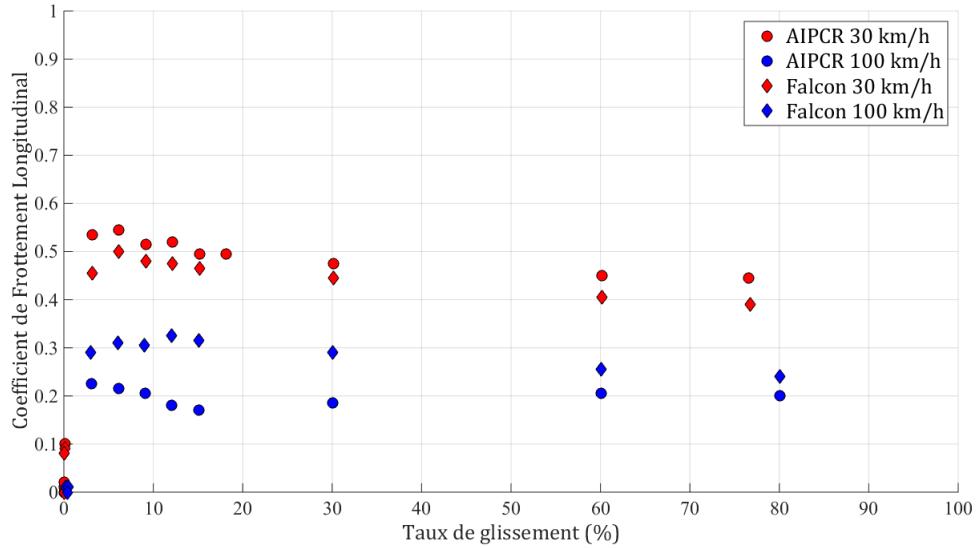


Figure 6-26 : Illustration de l'effet des rainures des pneumatiques sur le CFL sur la surface E1

6.3.2 RELATION ENTRE LES COEFFICIENTS DE FROTTEMENT STATIQUE ET DYNAMIQUE

6.3.2.1 Méthode d'identification des paramètres du modèle

La calibration du modèle développé dans cette thèse est réalisée à partir des résultats du plan d'expérience II.

La section 4.7.1.2 (cf. Tableau 4-6) a conclu que le modèle Brosse adapté au cas mouillé nécessitait dix données d'entrée. Cinq données d'entrée sont issues du modèle « aire de contact » : a_0 , la demi-longueur de l'aire de contact sans effet hydrodynamique (à l'arrêt), a , la demi-longueur de l'aire de contact réduite en raison de l'effort hydrodynamique, F_L , la force hydrodynamique, L_m , la longueur de contact entre le pneumatique et l'eau et F_g , la force de réaction du sol support. La distribution de la force verticale est calculée par l'Equation (4.19). Le taux de glissement, G , est un paramètre fixé *a priori* pour chaque essai. La raideur du pneumatique, C_x , est calculée par le modèle de raideur (cf. section 4.5). Seuls les deux paramètres décrivant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée, les coefficients de frottement statique et dynamique, sont indéterminés.

Dans le cadre du plan d'expérience, toutes les données d'entrée des modèles « aire de contact » et de raideur du pneumatique sont supposées connues. C'est le cas notamment de la hauteur d'eau et de la PMP.

La méthode d'analyse consiste donc à identifier les coefficients de frottement statique et dynamique sur les courbes du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement mesurées expérimentalement afin d'étudier l'existence d'une relation entre ces deux paramètres et de l'ajuster sur ces données.

Cette identification est réalisée en deux temps : d'abord le coefficient de frottement dynamique est calculé directement à partir des mesures de CFL, ensuite le coefficient de frottement statique est obtenu en ajustant le modèle développé dans cette thèse sur les données expérimentales.

Le coefficient de frottement dynamique caractérise le frottement dans l'aire de glissement. Quand le taux de glissement est suffisamment élevé, l'aire d'adhésion n'existe plus et toute l'aire

de contact est en glissement. A ce moment, le Coefficient de Frottement Longitudinal est directement lié au coefficient de frottement dynamique par l'Equation (6.8) suivante (cf. sections 4.1.2, 4.1.3 et 4.2.2) :

$$\mu_{kx} = CFL \frac{F_z}{F_g} \quad (6.8)$$

où F_z est la charge verticale appliquée sur la roue et F_g est la force de réaction de la chaussée (cf. section 4.2.2). F_z est une donnée d'entrée et F_g un résultat du modèle « aire de contact ».

Cette zone est caractérisée dans le modèle Brosse par un palier sur la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement. Les courbes issues des plans d'expériences II (cf. Figures 6-23 à 6-26) montrent que ce palier est atteint à partir d'un taux de glissement de 30 %. Le coefficient de frottement sera donc calculé en prenant le CFL moyen mesuré sur toutes les valeurs de taux de glissement supérieures ou égales à 30 % (cf. Figure 6-27).

Les coefficients de frottements statique et dynamique caractérisent l'adhérence maximale atteinte par le pneumatique, et donc le maximum de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement. Le coefficient de frottement dynamique étant fixé préalablement par la méthode décrite ci-dessus, on considère que la valeur seule du coefficient de frottement statique caractérise le μ_{max} .

Il est parfois difficile d'identifier le maximum de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement, en raison des incertitudes de mesure et du caractère discret des valeurs de taux de glissement. De plus, il n'est pas possible d'identifier de relation directe entre la valeur de ce maximum et la valeur du coefficient de frottement statique car le modèle n'est pas analytique (cf. section 4.3). Ces deux difficultés imposent d'identifier le coefficient de frottement statique en ajustant le modèle sur les données mesurées sur une plage de taux de glissement (taux de glissement inférieurs à 30 %, cf. Figure 6-27).

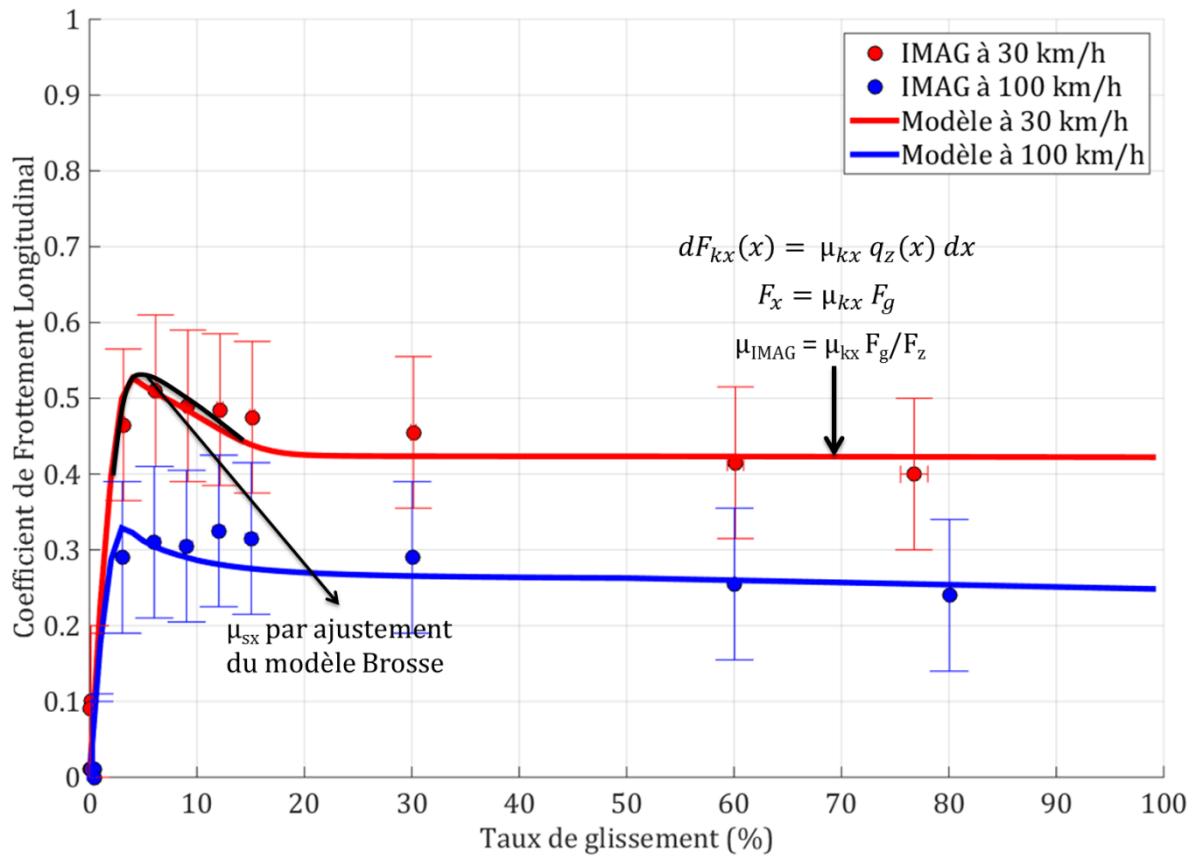


Figure 6-27 : Présentation de la méthode d'ajustement des coefficients de frottement statique et dynamique

6.3.2.2 Méthode d'optimisation des ajustements

Les ajustements ont été réalisés pour chaque combinaison pneumatique/vitesse/revêtement, soit sur 28 courbes de coefficients de frottement en fonction du taux de glissement. La technique a consisté à minimiser la somme du carré des écarts entre le modèle et les données expérimentales (fonction de performance). L'ajustement a été réalisé avec la contrainte suivante portant sur le coefficient de frottement statique : celui-ci est supérieur au coefficient de frottement dynamique [Frêne, 2011] et est inférieur à 3 (pour des raisons numériques).

L'ajustement a été réalisé à l'aide de l'algorithme fmincon de Matlab qui permet une optimisation d'un problème non-linéaire multi-variable selon une méthode du gradient. Cet algorithme a été utilisé ici pour détecter les valeurs du coefficient de frottement statique conduisant à une valeur minimale de la fonction de performance retenue (Equation (6.9) ci-dessous).

$$\sum_{G < 30 \%} (CFL - \widetilde{CFL})^2 \quad (6.9)$$

Il est reconnu qu'avec ce genre d'outil le résultat de l'optimisation dépend fortement des conditions de départ portant sur les variables à ajuster. Par exemple, le résultat obtenu avec fmincon peut correspondre à un minimum local ou de frontière, et non à un minimum global. De plus, il est possible qu'un optimum local soit physiquement plus acceptable que la solution

correspondant au minimum global. C'est pourquoi, il s'avérait indispensable d'entreprendre une étude de sensibilité aux conditions initiales en recherchant systématiquement les minimums locaux pour les conditions initiales suivantes : le coefficient de frottement statique de 1, 1,5 et 2.

Cette méthode a permis d'ajuster de façon satisfaisante le modèle aux données expérimentales (cf. Annexe L) pour toutes les combinaisons sauf les surfaces G1 et G2 à 100 km/h dans le cas du pneumatique AIPCR. Ces surfaces sont particulières puisqu'elles sont peintes de façon à avoir de mauvaises caractéristiques de surface (PMP de l'ordre de 0,5 mm et valeur SRT de l'ordre de 0,4, cf. Tableau 5-6). Sur ces surfaces, à 100 km/h, le pneumatique AIPCR est proche de, voire à, l'hydroplanage.

La qualité des ajustements est évaluée à partir de la racine carrée de l'erreur quadratique moyenne (cf. Equation (6.1)). Cet indicateur permet de comparer les différents ajustements (cf. Figure 6-28). La qualité des ajustements est satisfaisante puisque l'erreur du modèle par rapport aux données est au maximum de 0,05 (unité de CFL), ce qui est inférieure à l'incertitude de mesure de l'IMAG (estimée à 0,10 [Gerthoffert, 2013]). La qualité des ajustements est similaire au sein de chaque sous-groupe (pneumatique/vitesse) sur toutes les planches sauf sur G4 à 100 km/h avec le pneumatique AIPCR. L'analyse des courbes expérimentales (cf. Annexe L) montre que ce résultat s'explique par les données expérimentales qui sont atypiques dans cette configuration (les valeurs de CFL sont extrêmement faibles et le $\mu_{bloqué}$ est supérieur au μ_{max}).

L'erreur est plus faible pour le cas du pneumatique AIPCR à 100 km/h (cf. Figure 6-28). Cela vient du fait que le maximum de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement est moins marqué dans cette configuration (cf. Annexe L) et que cette partie de la courbe est précisément la plus difficile à modéliser.

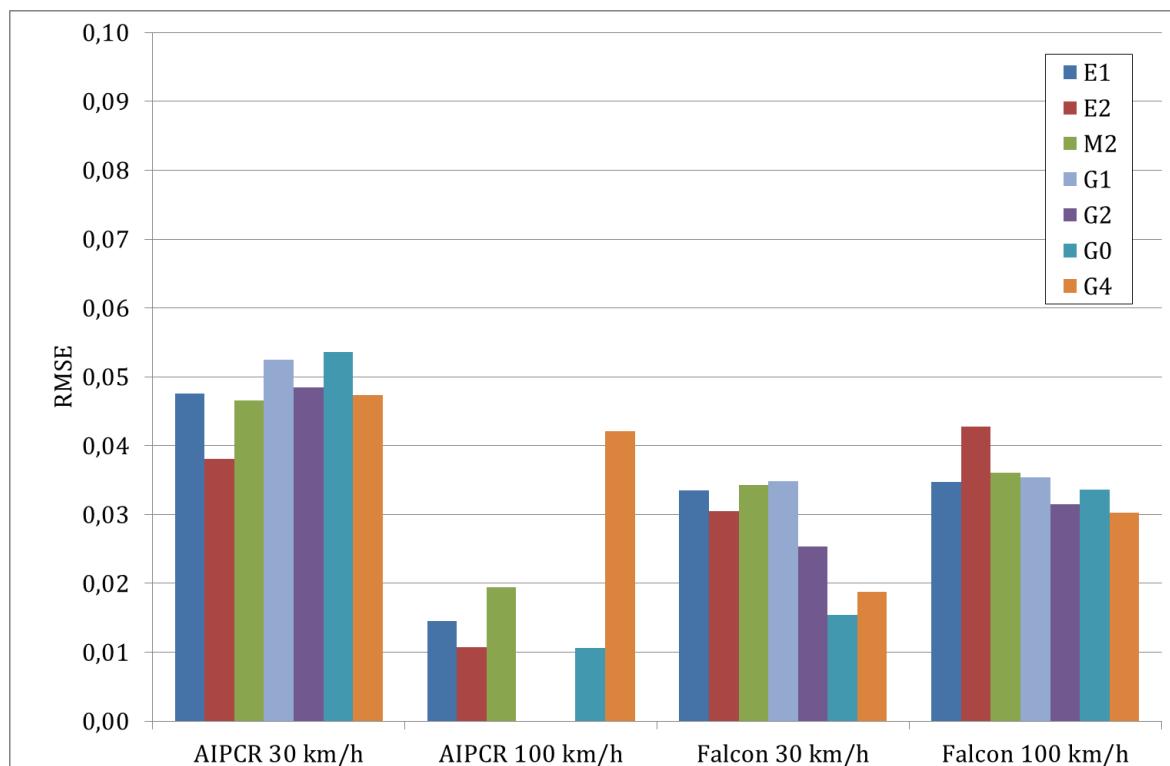


Figure 6-28 : Indicateur de la qualité des ajustements sur les données du plan d'expérience II

6.3.2.3 Coefficients de frottement dynamique sur chaussée mouillée

La section 4.4.2.4 a montré qu'intervenait un paramètre à caler empiriquement, le coefficient de portance hydrodynamique C_z . La littérature a permis d'identifier une plage de variation de ce coefficient entre 0,6 et 0,8. L'analyse a été réalisée pour plusieurs valeurs de ce coefficient (cf. Tableaux 6-1 et 6-2).

Les valeurs de 0,7 et 0,8 conduisent à calculer des valeurs du coefficient de frottement dynamique qui augmentent avec la vitesse dans un grand nombre de configurations (cf. Tableaux 6-1 et 6-2). La valeur de 0,6 conduit à des valeurs du coefficient de frottement dynamique qui sont constantes avec la vitesse sur les planches « standard » (non peintes), et qui diminuent avec la vitesse sur les planches peintes (cf. Figure 6-30). Ce résultat est cohérent avec les travaux et observations expérimentales concernant l'effet de la microtexture et de la hauteur d'eau sur l'adhérence [Moore, 1975][Veith, 1983][Kulakowski, 1990][Savkoor, 1990][Beautru, 2012][Do, 2013]. La suite de ce paragraphe propose une interprétation de ce résultat en utilisant les travaux classiques de la tribologie en régime de lubrification mixte.

Tableau 6-1 : Résultats de coefficients de frottement dynamique, μ_{kx} , en fonction des valeurs de C_z pour le pneumatique AIPCR (en rouge les cas où μ_{kx} augmente avec la vitesse)

Valeurs de C_z	0,6		0,7		0,8	
Vitesse	30	100	30	100	30	100
E1	0,59	0,43	0,59	0,50	0,60	0,58
E2	0,59	0,56	0,59	0,64	0,60	0,74
M2	0,49	0,59	0,50	0,68	0,50	0,78
G1	0,36	-	0,36	-	0,36	-
G2	0,52	-	0,52	-	0,53	-
G0	0,65	0,43	0,66	0,50	0,66	0,58
G4	0,63	0,11	0,64	0,13	0,65	0,16

Tableau 6-2 : Résultats de coefficients de frottement dynamique, μ_{kx} , en fonction des valeurs de C_z pour le pneumatique « Falcon » (en rouge les cas où μ_{kx} augmente avec la vitesse)

Valeurs de C_z	0,6		0,7		0,8	
Vitesse	30	100	30	100	30	100
E1	0,51	0,48	0,51	0,54	0,52	0,61
E2	0,48	0,48	0,48	0,54	0,48	0,61
M2	0,43	0,44	0,43	0,49	0,43	0,55
G1	0,30	0,08	0,30	0,09	0,30	0,11
G2	0,41	0,28	0,42	0,32	0,42	0,36
G0	0,52	0,56	0,52	0,63	0,52	0,71
G4	0,55	0,52	0,55	0,58	0,55	0,66

Les phénomènes de lubrifications sont couramment analysés en utilisant la courbe de Stribeck, nommée ainsi en l'honneur de son inventeur, le physicien allemand Richard Stribeck [Frêne, 2011]. Stribeck a montré qu'il est possible d'identifier trois régimes de lubrification selon la vitesse : le régime de lubrification limite, le régime de lubrification mixte et le régime de lubrification hydrodynamique (cf. Figure 6-29).

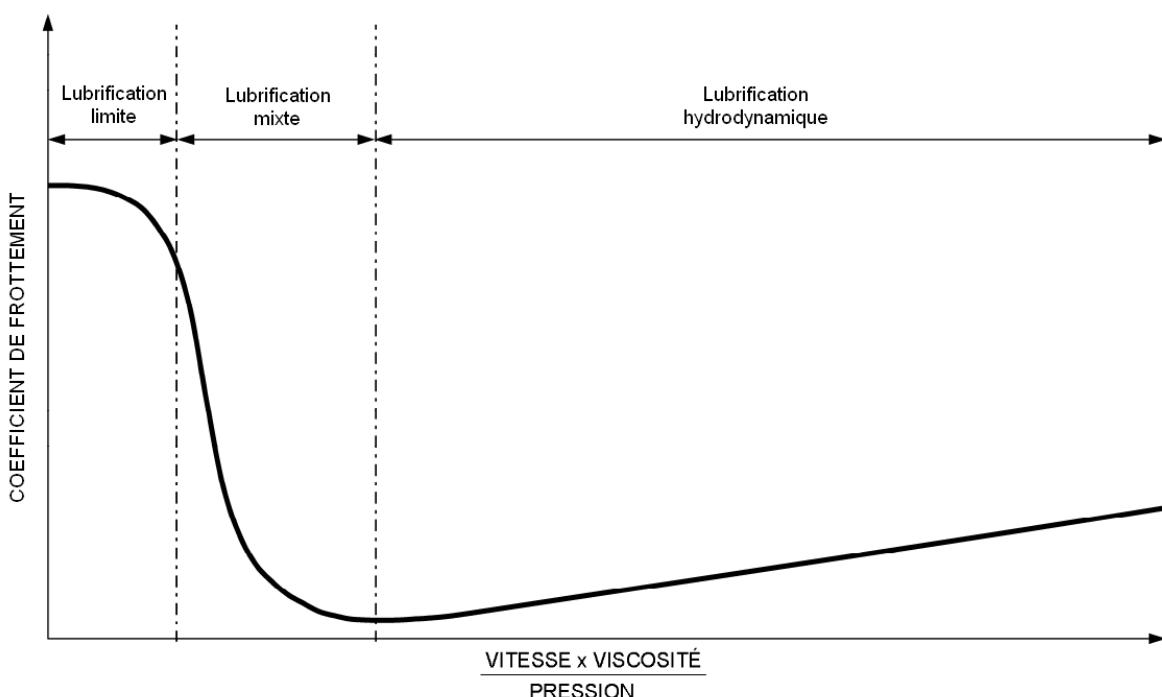


Figure 6-29 : Courbe de Stribeck (extrait de [Beautru, 2012])

Dans le premier régime, le contact est direct entre les deux corps sur la majorité de l'aire de contact, mais la présence d'eau même à très faible épaisseur suffit à empêcher la formation des

liaisons moléculaires. Les deux corps sont en contact par les microrugosités de leurs surfaces et les effets hydrodynamiques du lubrifiant sont négligeables. En régime de lubrification hydrodynamique, l'eau sépare complètement les deux corps. Le régime de lubrification mixte est un mélange des deux autres régimes. Une partie du contact entre les deux corps est direct, une partie est empêchée par le lubrifiant. Beautru [Beautru, 2012] a montré que la courbe de Stribeck s'applique également au contact pneumatique/chaussée en présence d'eau.

En appliquant cette lecture au travail réalisé ici, le modèle « aire de contact » permet de calculer la longueur de contact entre le pneumatique et la chaussée. Il reste cependant un microfilm d'eau entre le pneumatique et la chaussée (cf. section 2.1.2.3) qui explique pourquoi les coefficients de frottement statique et dynamique du modèle Brosse sont considérés comme dégradés par rapport au cas sec (hypothèse, cf. section 4.6.2). Ainsi, le contact s'apparente au contact du régime de lubrification limite décrit par la courbe de Stribeck.

Beautru [Beautru, 2012] a montré expérimentalement que le coefficient de frottement reste constant dans ce domaine de lubrification pour les surfaces disposant d'une bonne microtexture. Il a montré au contraire que pour les surfaces disposant d'une mauvaise microtexture, le coefficient de frottement diminue. Beautru a travaillé avec un appareil de mesure du frottement équipé d'un patin de gomme de petite dimension (5 mm x 16 mm). Le coefficient de frottement ainsi mesuré s'apparente au coefficient de frottement à l'échelle du « poil » (cf. section 4.1.3) défini dans le modèle Brosse.

Ces résultats [Beautru, 2012][Do, 2013] confirment ainsi les résultats obtenus ici. Pour le pneumatique « Falcon », le coefficient de frottement dynamique est constant par rapport à la vitesse sur les surfaces disposant d'une bonne microtexture (surfaces E1, E2, M2, G0 et G4 dont la valeur SRT est supérieure à 0,50) et diminue sur les surfaces disposant d'une mauvaise microtexture (surfaces G1 et G2 dont la valeur SRT est inférieure à 0,50) (cf. Figure 6-30). Pour le pneumatique AIPCR, les valeurs de coefficients de frottement dynamique sont plus dispersées et la sensibilité à la microtexture est différente. Le coefficient de frottement dynamique diminue avec la vitesse également sur E1, G0 et G4.

En conclusion, la valeur de $C_z=0,6$ est retenue pour le modèle développé dans cette thèse.

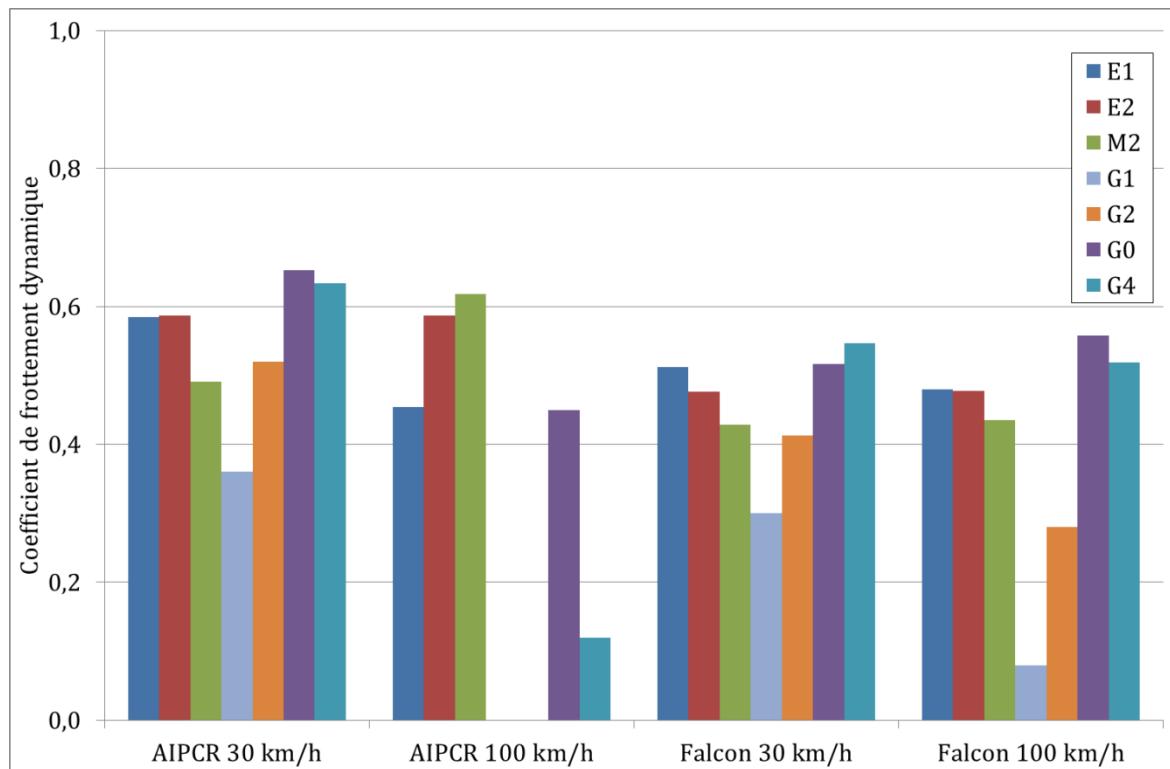


Figure 6-30 : Coefficient de frottement dynamique

6.3.2.4 Coefficients de frottement statique sur chaussée mouillée

La Figure 6-31 présente les coefficients de frottement statique obtenus par ajustement pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon » à chaque vitesse d'essai. L'évolution des coefficients de frottement statique avec la vitesse est différente selon les surfaces, ce qui traduit certainement un effet de la texture. Cette Figure 6-31 montre que, globalement, le coefficient de frottement statique diminue avec la vitesse pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon » même si chaque pneumatique a une exception : M2 pour le pneumatique AIPCR et G0 pour le pneumatique « Falcon ».

La décroissance du coefficient de frottement statique avec la vitesse d'essai dans le cas du pneumatique AIPCR peut s'expliquer par le fait qu'à vitesse élevée, le temps de contact entre le pneumatique et la chaussée diminue, ce qui laisse moins de temps pour la formation des liaisons moléculaires qui sont à l'origine du coefficient de frottement statique (cf. section 4.6). Cette diminution est plus importante pour le pneumatique AIPCR que pour le pneumatique « Falcon ». Ce comportement du pneumatique « Falcon » peut s'expliquer par la présence des rainures ou encore parce qu'il est utilisé dans un domaine de charge et de pression de gonflage éloigné de son domaine normal d'utilisation (1,8 kN au lieu de 30 kN et 150 kPa au lieu de 9000 kPa), ce qui peut expliquer les résultats atypiques de ce pneumatique.

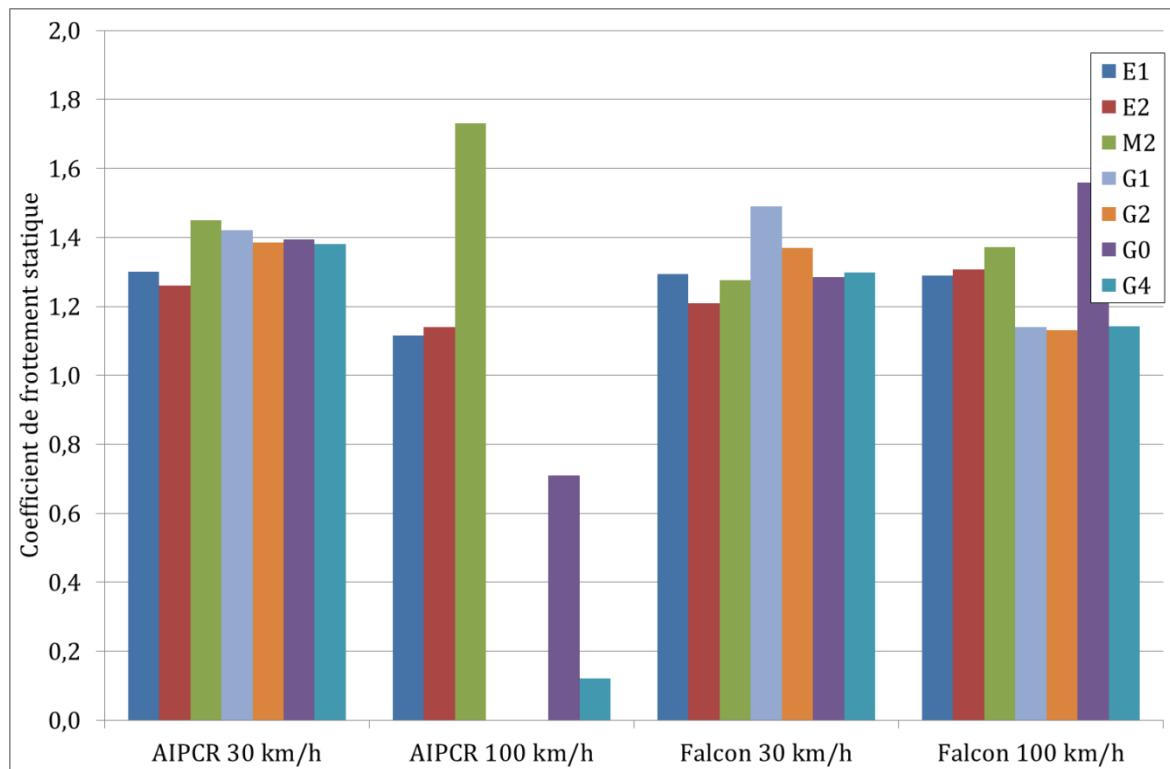


Figure 6-31 : Coefficient de frottement statique

6.3.2.5 Calibration de la relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique

A l'issue de ce processus d'exploitation des mesures, on dispose de 12 couples de coefficients de frottement statique et dynamique pour le pneumatique AIPCR et de 14 couples pour le pneumatique « Falcon ».

La section 4.6 nous a permis d'identifier plusieurs relations entre le coefficient de frottement statique et le coefficient de frottement dynamique. L'Equation (4.66) a été identifiée comme la plus intéressante par rapport à la démarche envisagée dans la thèse. Elle introduit peu de paramètres à déterminer expérimentalement et permet de prendre en compte la vitesse comme variable explicative (cf. Figure 6-31).

Cependant, l'Equation (4.66) a été proposée pour un contact pneumatique/chaussée sèche, en supposant que le coefficient de frottement statique était constant et que le coefficient de frottement dynamique diminuait avec la vitesse. Les résultats des sections 6.3.2.3 et 6.3.2.4, ainsi que l'analyse de la littérature (cf. section 4.6, [Jones, 2012] et [Beautru, 2012]) semble montrer que, dans des conditions mouillées, le coefficient de frottement dynamique est constant et que le coefficient de frottement statique diminue lorsque la vitesse augmente. De plus, l'Equation (4.66) suppose qu'il y a un passage continu du coefficient de frottement statique vers le coefficient de frottement dynamique lorsque la vitesse devient non nulle. La littérature (cf. section 2.1.1.1) montre plutôt que le coefficient de frottement chute lorsqu'un solide se met en mouvement, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de continuité entre les coefficients de frottement statique et dynamique. Pour traduire ces deux observations, l'Equation (4.66) est modifiée afin d'exprimer le coefficient de frottement statique en fonction du coefficient de frottement dynamique (cf. Equation (6.10)) et que le dénominateur ne tendent pas vers 1 lorsque la vitesse de glissement tend vers 0 :

$$\mu_{sx} = \frac{\mu_{kx}}{Av_x + B} \quad (6.10)$$

Nous supposerons que la vitesse de glissement dans l'Equation (4.66) est la vitesse d'avancement du véhicule, ce qui est cohérent avec la méthode utilisée pour calculer le coefficient de frottement dynamique (cf. section 6.3.2.1, le coefficient de frottement dynamique est calculé pour les taux de glissement compris entre 30 et 100 %).

Les coefficients A et B de l'Equation (6.10) sont ajustés sur les données dont nous disposons en cherchant à minimiser la fonction de performance suivante :

$$\sum (\mu_{sx} - \widetilde{\mu_{sx}})^2 \quad (6.11)$$

Où $\widetilde{\mu_{sx}}$ représente le coefficient de frottement statique calculé par l'Equation (6.10) et μ_{sx} est le coefficient de frottement statique obtenu par les ajustements sur les données du plan d'expérience (cf. section 6.3.2.2).

L'ajustement est réalisé sur les données du pneumatique AIPCR car celui-ci a été utilisé dans son domaine normal d'utilisation. De plus, la faible étendue des coefficients de frottement statique obtenus pour le pneumatique « Falcon » (cf. Figure 6-31) rend un ajustement de l'Equation (6.10) sur ces points peu pertinent.

Cette méthode permet d'obtenir un ajustement satisfaisant des données issues du pneumatique AIPCR ($R^2=0,61$) avec les valeurs de $A=1,81 \cdot 10^{-3}$ (m.s⁻¹) et $B=0,40$ (cf. Figure 6-32). Les mêmes coefficients permettent d'obtenir une comparaison satisfaisante avec les données obtenues pour le pneumatique « Falcon » (cf. Figure 6-32). L'erreur quadratique moyenne (cf. Equation (6.1)) est de 0,25 sur les points correspondant au pneumatique AIPCR seul et de 0,17 lorsque le jeu de données est élargi au pneumatique « Falcon ».

Trois points s'écartent de la tendance dans le cas du pneumatique « Falcon » (cf. Figure 6-32). Il s'agit des données correspondant à la surface G1 à 30 et 100 km/h et à la surface G2 à 100 km/h. Ces surfaces sont particulières, peintes de façon à présenter de faibles valeurs de micro- et macrotexture (cf. Tableau 5-6). L'Equation (6.10) conduit à sous-estimer le coefficient de frottement statique sur ces surfaces. Ces surfaces étant plus lisses que les autres (macro- et microtexture plus faibles), il y a peut-être une composante liée à l'adhésion qu'on ne retrouve pas avec les autres surfaces et qui n'est pris en compte dans l'Equation (6.10).

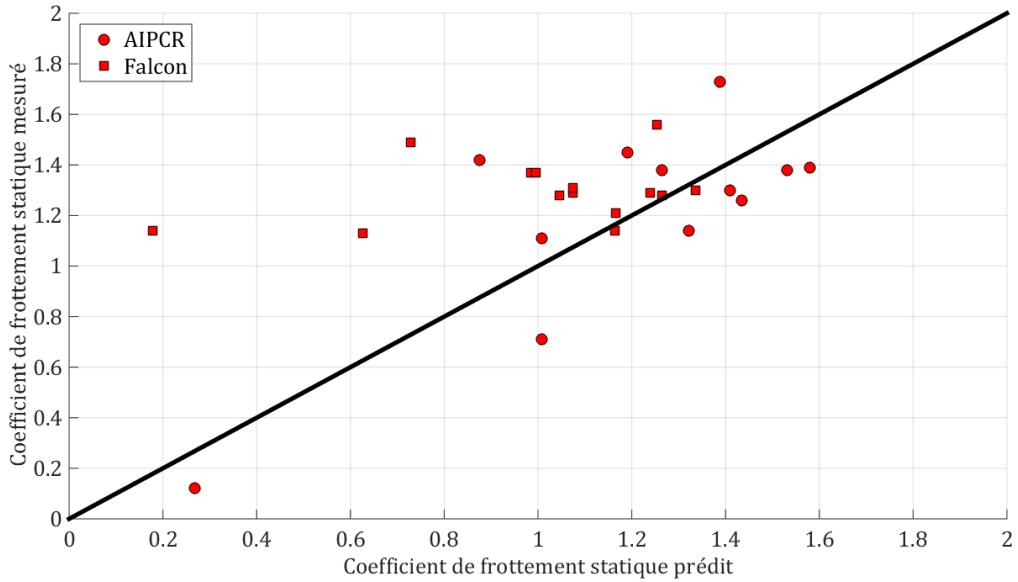


Figure 6-32 : Comparaison entre le coefficient de frottement statique obtenu par le plan d'expérience et le coefficient de frottement statique prédit par l'Equation (6.10) pour les données du pneumatique AIPCR (ronds) et du pneumatique « Falcon » (carrés)

En conclusion, la relation suivante permet de décrire de manière satisfaisante le coefficient de frottement statique en fonction du coefficient de frottement dynamique et de la vitesse du véhicule pour les deux pneumatiques étudiés dans cette Partie 6 :

$$\mu_{sx} = \frac{\mu_{kx}}{1,81 \cdot 10^{-3} v_x + 0,40} \quad (6.12)$$

6.3.3 VALIDATION DU MODELE APPLIQUE A L'IMAG

6.3.3.1 Modèle de raideur du pneumatique

Le modèle de raideur du pneumatique est validé à partir des données du plan d'expérience réalisé sur piste sèche (cf. section 5.4.1) et du plan d'expérience I (cf. section 5.4.2).

L'eau a pour effet de diminuer la pente à l'origine de la courbe du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement (cf. Figures 6-33 et 6-34) par rapport au cas sec. Cet effet est davantage observable à 100 km/h qu'à 30 km/h. En absence d'eau, au contraire, la vitesse n'a pas d'effet significatif sur la pente à l'origine de cette courbe (cf. Figure 6-22). La littérature (cf. section 2.1.2.3) a montré que l'eau a pour effet de réduire la longueur de l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée et que cet effet est plus prononcé lorsque la vitesse augmente.

Ces observations tendent à montrer que l'effet de l'eau sur la pente à l'origine serait un effet lié à la diminution de la longueur de l'aire de contact. Elles sont cohérentes avec le modèle Brosse (cf. section 4.1.2), puisque d'après ce modèle, la pente à l'origine de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement (dF_x/dG) est directement proportionnel à la longueur de l'aire de contact a :

$$C_{0x} = \frac{C_x a}{F_z} \quad (6.13)$$

La raideur du pneumatique, C_x , peut être calculée par le modèle de la section 4.5, la longueur de l'aire de contact, a , peut être décrite par le modèle des sections 4.4.1 et 4.4.2 dans les cas sec et mouillé. Il est donc possible par le modèle de décrire l'évolution de la pente à l'origine (cf. Tableau 6-3).

La pente à l'origine peut être estimée à partir des mesures expérimentales présentées dans les Figures 6-33 et 6-34. Afin de limiter l'erreur liée aux incertitudes de mesure sur chaque valeur individuelle du coefficient de frottement, la pente à l'origine de la courbe du coefficient de frottement est estimée en calculant la pente de la droite des moindres carrés passant par les valeurs obtenues entre 0 et 3 % (cf. Tableau 6-3).

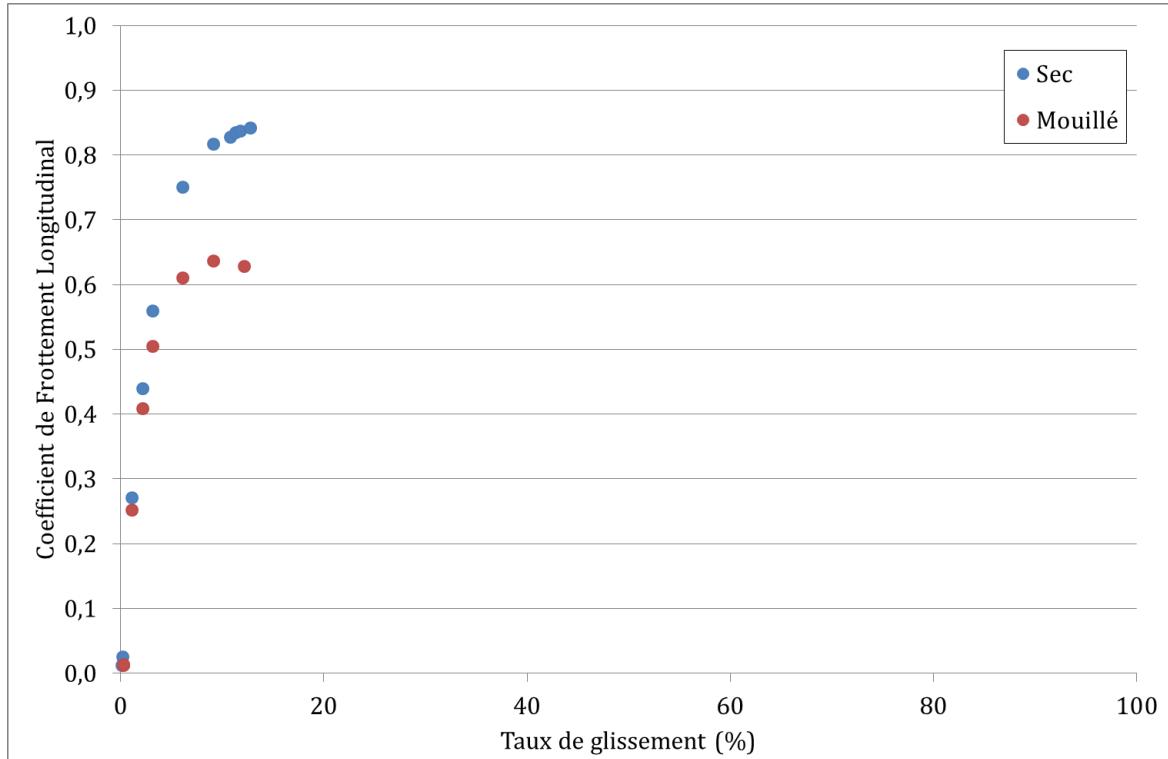


Figure 6-33 : Comparaison des pentes à l'origine des courbes du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement entre les cas sec et mouillé à 30 km/h

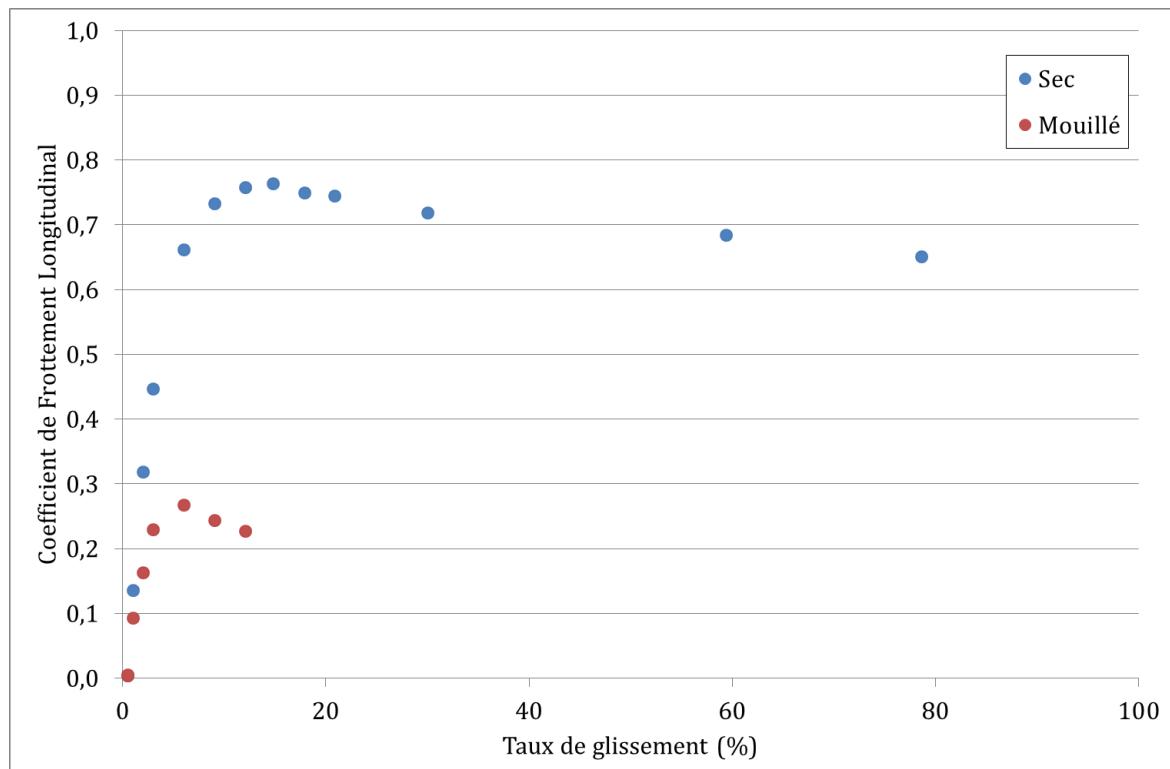


Figure 6-34 : Comparaison des pentes à l'origine des courbes du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement entre les cas sec et mouillé à 100 km/h

Tableau 6-3 : Comparaison entre les valeurs de la pente à l'origine mesurée et modélisée à 30 et 100 km/h

	Vitesse (km/h)	Mesure	Modèle
Sec	30	18,7	16,9
	100	17,9	18,5
Mouillé	30	17,5	16,5
	100	8,9	11,2

Les valeurs des pentes à l'origine calculées par le modèle développé dans cette thèse sont cohérentes avec les valeurs calculées à partir des données expérimentales, dans les cas sec et mouillé (cf. Tableau 6-3). Dans le cas sec, le modèle prédit des valeurs indépendantes de la vitesse, et dans le cas mouillé, le modèle prédit de manière satisfaisante la décroissance de la pente à l'origine avec la vitesse.

Les résultats du Tableau 6-3 valident le modèle de la raideur du pneumatique et confirment la pertinence du modèle « aire de contact » puisque l'évolution de la pente à l'origine en fonction de la vitesse est bien décrite par la décroissance de la longueur de l'aire de contact prédite par ce modèle.

6.3.3.2 Modèle Brosse sur chaussée sèche

L'adaptation du modèle Brosse au cas sec est validée à partir des données du plan d'expérience sur piste sèche (cf. section 5.4.1). Il est difficile d'obtenir expérimentalement une courbe

complète du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement sur piste sèche, et pour les raisons exposées dans la section 5.4.1, on ne dispose que d'une courbe pour cette validation.

La section 4.7.1.1 a conclu que le modèle Brosse nécessitait six données d'entrée. La demi-longueur de l'aire de contact, a , est calculée par le modèle « aire de contact » sans prise en compte des effets hydrodynamique (cf. section 4.4.1). La raideur du pneumatique, C_x , est calculée par le modèle de raideur du pneumatique (cf. section 4.5). La charge verticale, F_z , correspond à la charge verticale standard de l'IMAG (1800 N, cf. section 2.1.3.1.1) et le taux de glissement, G , est défini pour chaque essai dans le plan d'expérience (cf. section 5.4.1). Le coefficient de frottement dynamique, μ_{kx} , est pris égal au Coefficient de Frottement Longitudinal à 80 % de taux de glissement. Il n'était pas possible d'appliquer exactement la même méthode que pour le cas mouillé (cf. section 6.3.2.1), car les mesures dans le cas sec ne montrent pas de pallier (cf. section 6.3.1.2 et Figure 6-35). Le coefficient de frottement statique, μ_{sx} , est déterminé à partir du coefficient de frottement dynamique et de la vitesse par la relation établie précédemment (cf. Equation (6.12)).

On observe que la courbe modélisée est représentative des mesures expérimentales (cf. Figure 6-35). La pente à l'origine et le μ_{max} sont bien estimés. Au-delà du μ_{max} la décroissance de la courbe modélisée est trop marquée. La courbe expérimentale ne présente pas de pallier pour les taux de glissement supérieurs à 30 %, contrairement aux courbes obtenues sur chaussées mouillées (cf. sections 6.3.1.3 à 6.3.1.6), mais une décroissance continue jusqu'au $\mu_{bloqué}$. Cette décroissance est généralement expliquée par l'échauffement de la bande de roulement [Foucard, 2005] qui devient importante lorsqu'il n'y a pas de mouillage artificiel pour une roue proche du blocage. L'échauffement de la bande de roulement n'est pas modélisé dans ce travail, ce qui explique le pallier dans la courbe modélisée (cf. Figure 6-35). La comparaison entre les courbes expérimentale et modélisée est tout de même satisfaisante (erreur quadratique moyenne de 0,05 à comparer à l'incertitude de mesure de l'IMAG de 0,10).

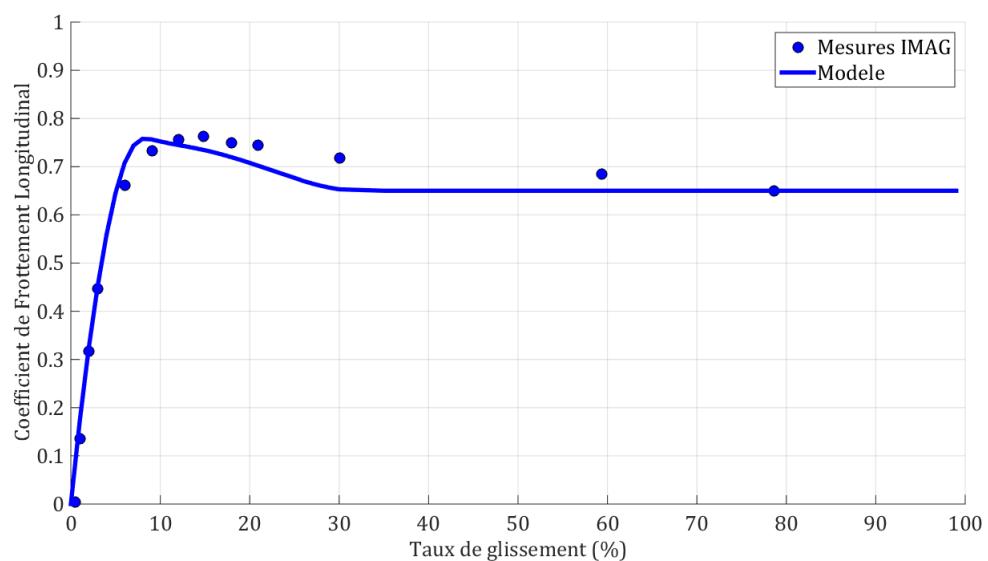


Figure 6-35 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement sur piste sèche

Malgré un nombre réduit de données expérimentales, et en s'appuyant sur le fait qu'il a déjà été démontré que le modèle Brosse est représentatif du freinage d'un véhicule dans le cas sec

[Svendenius, 2007][Jones, 2012], on peut conclure que l'adaptation du modèle Brosse au cas sec réalisé dans cette thèse est validée.

6.3.3.3 Modèle Brosse sur chaussée mouillée

L'analyse du plan d'expérience III a été réalisée en procédant au découpage de la section mesurée en section de 5 m de longueur. Cette longueur permet de disposer d'une section de mesure suffisamment longue pour que la mesure de l'IMAG soit pertinente (avec un pas de mesure réglé sur 0,10 m, cela représente 50 mesures) tout en minimisant la variabilité du CFL causée par la variation de la hauteur d'eau (calculée par l'Equation (5.3)). L'écart entre la hauteur moyenne et la hauteur d'eau aux extrémités des sections est ainsi limité à 3,5 mm. Cet écart peut être important sur les sections où la hauteur d'eau est faible (zone 1 et 2, cf. Tableau 6-4) mais il n'était pas pertinent pour l'analyse des mesures de l'IMAG de réduire davantage la longueur de ces sections.

Tableau 6-4 : Hauteur d'eau moyenne et variabilité de la hauteur d'eau (calculée par l'Equation (5.3)) sur chaque section

	Hauteur d'eau à l'entrée de la section (mm) h_e	Hauteur d'eau à la sortie de la section (mm) h_s	Hauteur d'eau moyenne (mm) h_m	Variation $(h_s - h_e)/h_m$
Zone 1	0,1	0,1	0,1	0,0 %
Zone 2	0,1	7,2	3,7	192,3 %
Zone 3	7,2	14,3	10,7	65,8 %
Zone 4	14,3	21,4	17,8	39,7 %
Zone 5	21,4	28,4	24,9	28,4 %
Zone 6	28,4	35,5	32,0	22,1 %
Zone 7	35,5	42,6	39,0	18,1 %
Zone 8	42,6	49,6	46,1	15,3 %
Zone 9	49,6	56,7	53,2	12,5 %

Les valeurs de la zone 1 sont écartées car il n'y a pas de hauteur d'eau significative, ainsi que les valeurs de la zone 9, située en bout de la retenue d'eau dans laquelle les mesures pourraient être sensibles aux effets de bord. Le Tableau 6-4 montre que la hauteur d'eau moyenne varie de 4 à 46 mm. Une valeur moyenne du Coefficient de Frottement Longitudinal est calculée sur chacune de ces zones. L'analyse porte sur cette valeur moyenne.

Les coefficients de frottement statique et dynamique ont été identifiés en utilisant la même méthode que dans la section 6.3.2. Le coefficient de frottement dynamique est déterminé à partir des mesures de CFL pour les taux de glissement supérieurs ou égaux à 30 %, et le coefficient de frottement statique est ajusté sur les valeurs de CFL mesurées aux taux de glissement inférieurs

à 30 %. L'erreur quadratique moyenne (cf. Figure 6-36) est similaire à celle calculée pour les ajustements du modèle sur les données du plan d'expérience II (cf. Figure 6-28). Elle reste inférieure à 0,07 ce qui est inférieur à l'incertitude de mesure de l'IMAG (0,10, [Gerthoffert, 2013]).

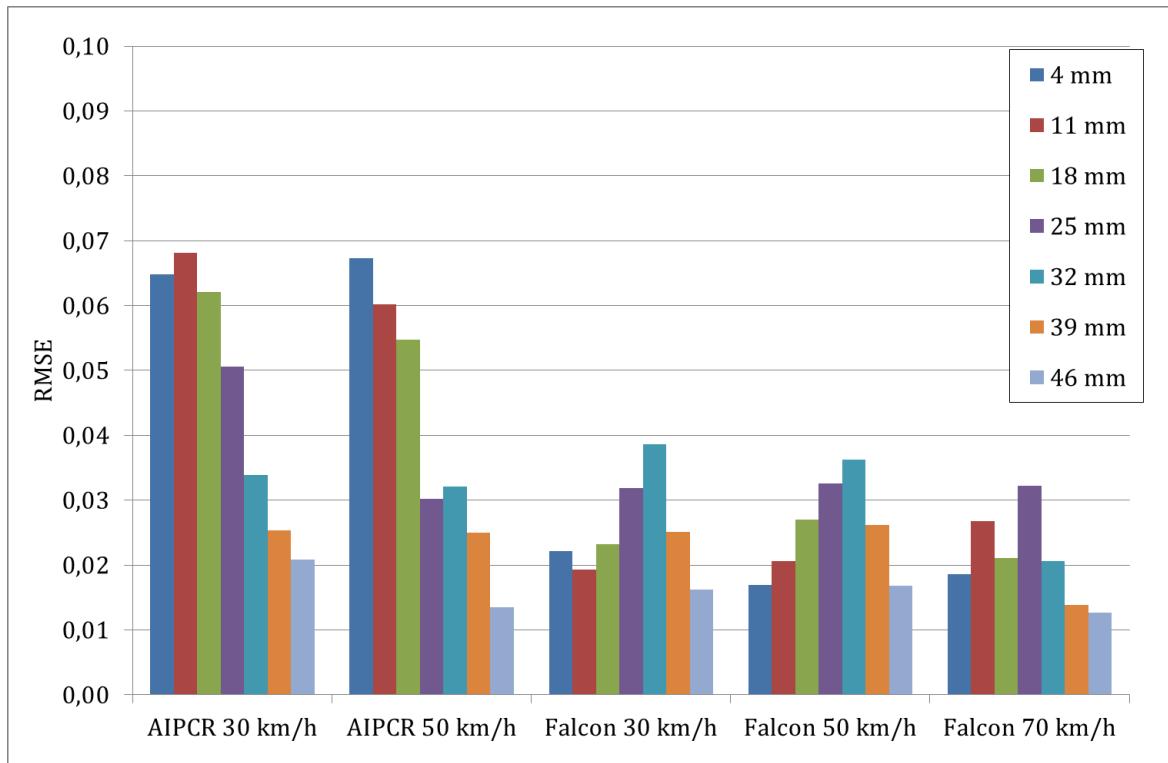


Figure 6-36 : Indicateur de la qualité des ajustements sur les données du plan d'expérience III

Les Figures 6-37 et 6-38 comparent les résultats du modèle avec les résultats expérimentaux pour respectivement les pneumatiques AIPCR et « Falcon » sur 4 mm d'eau. La décroissance du Coefficient de Frottement Longitudinal avec la vitesse est bien décrite par le modèle développé dans cette thèse. La courbe modélisée n'est pas représentée à 70 km/h pour le pneumatique AIPCR et à 80 km/h pour le pneumatique « Falcon ». Les Figures 6-37 et 6-38 montrent que dans ces conditions, le CFL est extrêmement faible signifiant que le pneumatique est certainement en hydroplanage. Le modèle « aire de contact » ne permet pas de prédire l'hydroplanage car il n'intègre pas les effets dynamiques propres à cet état. Les données à ces vitesses sont donc exclues de la suite de l'analyse. Les résultats pour les autres hauteurs d'eau sont présentés dans l'Annexe M.

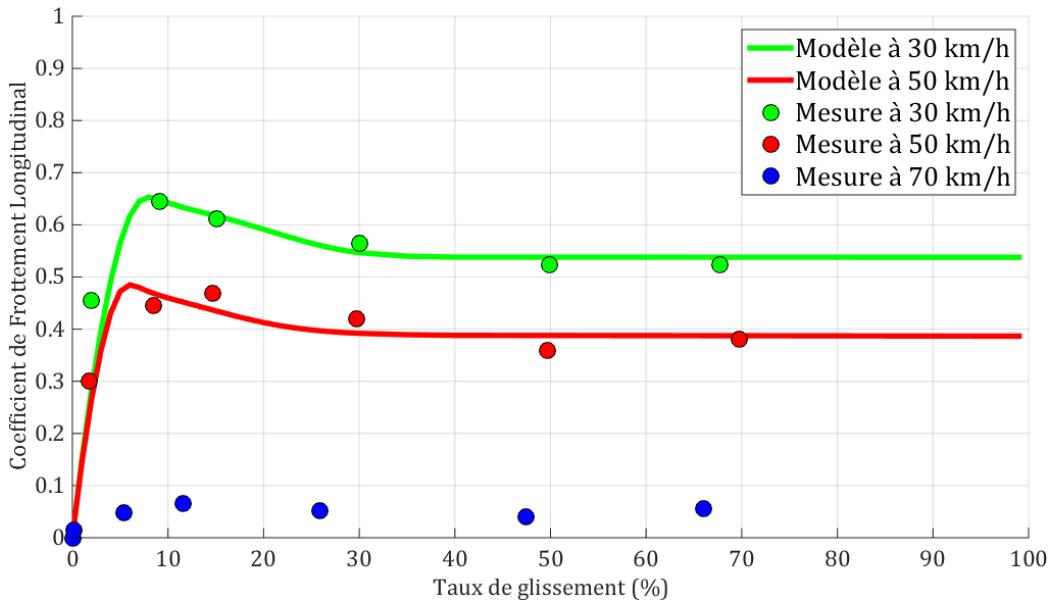


Figure 6-37 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement pour le pneumatique AIPCR sur 4 mm d'eau : résultats expérimentaux (points) et modélisés (traits continus)

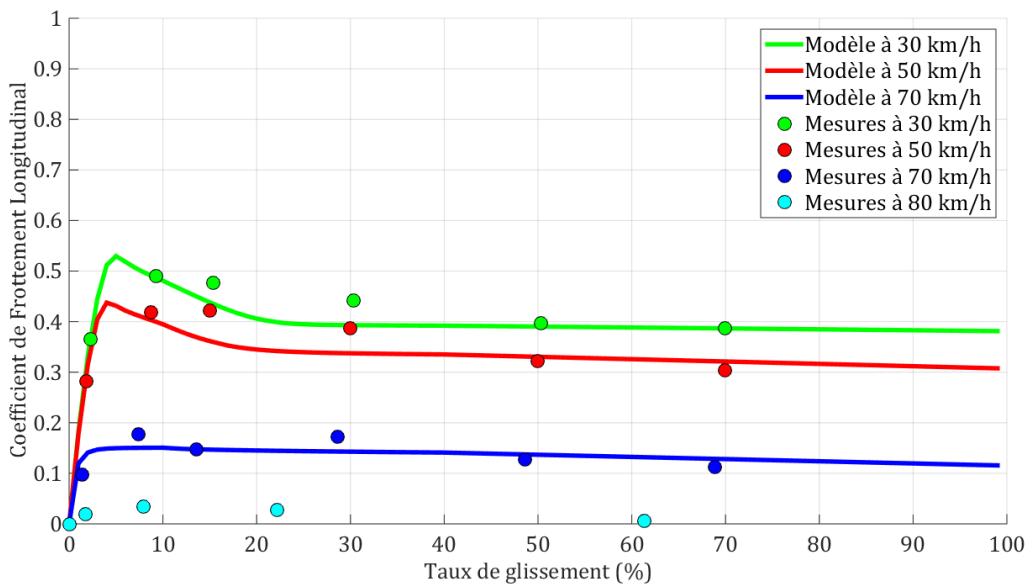


Figure 6-38 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement pour le pneumatique « Falcon » sur 4 mm d'eau : résultats expérimentaux (points) et modélisés (traits continus)

Les données expérimentales montrent que, dans le cas du pneumatique « Falcon », les valeurs de CFL diminuent aux forts taux de glissement (cf. Figure 6-38 et Annexe M). Ce phénomène a été observé pour les chaussées sèches (cf. Figure 6-35) mais pas pour les chaussées mouillées (cf. Figure 6-37 et Annexe M). Il est intéressant de noter que le modèle développé dans cette thèse reproduit ce comportement (cf. Figure 6-38 et Annexe M). En effet, l'effet du taux de glissement est pris en compte dans le calcul du drainage de l'eau par les rainures du pneumatique (cf. section 4.4.2.6 et Equation (4.51)). Une roue fortement freinée (bloquée dans le cas extrême) draine moins d'eau dans ses rainures qu'une roue non freinée. Le coin d'eau devant le pneumatique est alors plus important, ce qui augmente la force hydrodynamique, réduit la longueur de l'aire de contact et le Coefficient de Frottement Longitudinal.

La Figure 6-39 ci-dessous compare les coefficients de frottement statique obtenus lors des plans d'expérience avec les coefficients de frottement statique prédits par l'Equation (6.12). Les coefficients de frottement statique obtenus lors de ce plan d'expériences III sont cohérents avec les valeurs prédites dans le cas du pneumatique AIPCR. Ils s'écartent davantage de la prédiction dans le cas du pneumatique « Falcon », ce qui rejoint les observations formulées sur la Figure 6-32. Cette Figure 6-39 montre que l'Equation (6.12) s'applique à une large gamme de coefficient de frottement statique, de 0,1 à 1,8.

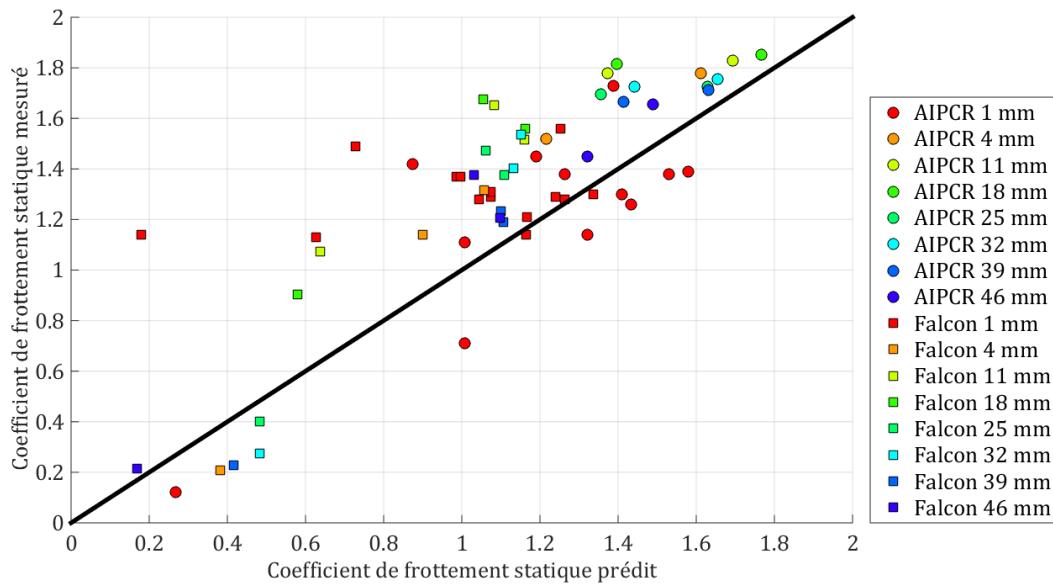


Figure 6-39 : Comparaison entre les coefficients de frottement statique obtenus lors des plans d'expériences II et III et les coefficients de frottement statique prédits par l'Equation (6.12)

6.3.4 CONCLUSION

Cette section 6.3 a été axée sur la calibration et la validation du modèle complet développé dans cette thèse appliquée à l'IMAG. Les essais sur pistes (plan d'expérience II, cf. section 5.4.2) ont permis de calibrer une relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique. Cette relation est importante pour la mise en œuvre de la démarche de prédiction du coefficient de freinage de l'avion à partir des mesures de frottement de l'IMAG (cf. Partie 3) car il était nécessaire de n'avoir qu'un paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée afin de pouvoir l'estimer à partir d'une mesure de l'IMAG.

Cette relation a été validée à partir d'une autre campagne d'essais (plan d'expérience III, cf. section 5.4.2). L'exploitation des essais sur piste sèche (cf. section 5.4.1) démontre que cette relation est également validée dans le cas sec.

Enfin, le modèle de raideur du pneumatique a été validé en comparant les pentes à l'origine des courbes du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement mesurées et prédites par le modèle.

7 MISE EN ŒUVRE DE LA METHODOLOGIE COMPLETE

7.1 PROBLEMATIQUE

La démarche (cf. Partie 3) consiste à modéliser la roue et les efforts dans l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée afin de corriger les effets d'échelle. Cette correction permet de réduire le nombre de variables influant sur le frottement et d'identifier un paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée. La modélisation (cf. Partie 4) introduit deux paramètres caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée, les coefficients de frottement statique et dynamique. Il a été nécessaire d'identifier une relation entre ces deux paramètres (cf. Partie 6) pour le pneumatique de l'IMAG afin de réduire le problème à une seule inconnue. Il est alors possible d'identifier un unique paramètre, le coefficient de frottement dynamique, caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée à partir d'une mesure de l'IMAG (cf. Partie 6). Ce paramètre unique permettra dans cette Partie 7 de faire le passage entre l'IMAG et l'avion.

La mise en œuvre de la méthodologie complète nécessite deux développements :

- Une relation doit être identifiée entre le coefficient de frottement dynamique de l'IMAG et celui de l'avion (cf. section 7.2). Cette relation permettra de calculer le coefficient de frottement dynamique de l'avion qui servira de donnée d'entrée au modèle développé dans cette thèse.
- La relation déterminée dans la section 6.3 entre les coefficients de frottement statique et dynamique a été calibrée à partir de mesures de l'IMAG. Il faut démontrer que cette relation reste applicable au cas de l'avion ou identifier une nouvelle relation adaptée à l'avion (cf. section 7.5). Cette relation permettra d'utiliser le modèle développée dans cette thèse avec une unique donnée d'entrée caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la chaussée.

Un travail de recherche bibliographique a été mené afin d'identifier certaines variables explicatives du frottement de la gomme sur une surface (cf. section 7.2), en privilégiant les variables liées à des effets d'échelle. Ce travail a permis d'établir une relation entre les coefficients de frottement dynamique de l'IMAG et de l'avion sur une base théorique.

La principale difficulté de ce travail de thèse est liée à l'impossibilité de faire des essais avec des avions. La validation s'appuie donc sur des données expérimentales obtenues hors du cadre de cette thèse (cf. section 7.3). Deux sources sont utilisées dans ce travail : une inter-comparaison entre l'IMAG et un avion instrumenté (cf. section 7.3.1) et la base de données du JWRFMP (cf. section 7.3.2). Dans la première base de données, le coefficient de freinage a été mesuré en fonction du taux de glissement pour l'avion. Ces données permettent d'étudier la relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique pour l'avion (cf. section 7.5). Les mesures réalisées en parallèle avec l'IMAG permettent de disposer d'un jeu de données avec l'IMAG et l'avion qui permet de valider la démarche développée dans cette thèse (cf. section 7.6). Dans la deuxième base de données, seul le coefficient de freinage moyen sur toute la décélération de l'avion est connu. Ces données seront utilisées avec les coefficients de frottement mesurés par l'IMAG pour valider la démarche développée dans cette thèse (cf. section 7.6).

7.2 FONCTION DE TRANSFERT DE L'IMAG A L'AVION

La section 2.1 a souligné l'importance de l'aire de contact dans les phénomènes de frottement. La partie 4 a développé la modélisation de l'aire de contact apparente, c'est-à-dire celle comprise entre le pneumatique et la chaussée. Le coefficient de frottement dynamique est lié au contact direct entre le poil (petit élément de gomme) et la chaussée, c'est-à-dire à l'aire de contact réelle. L'aire de contact réelle résulte de la déformation élastique du caoutchouc sur les aspérités de la surface [Thirion, 1966]. Elle dépend donc de la nature de la gomme (ses caractéristiques viscoélastiques), de la nature du revêtement (la géométrie de ses aspérités), de la présence éventuelle d'un contaminant (qui peut boucher certaines aspérités) et de la charge verticale appliquée sur le petit élément de gomme. Deux variables sont liées au pneumatique et au véhicule (la nature de la gomme et la charge verticale) et deux sont liées à la surface (la nature du revêtement et la présence d'un contaminant). Cette analyse a donc permis d'identifier deux variables explicatives (les caractéristiques viscoélastiques de la gomme et la charge verticale) qui permettraient, à travers leur effet sur l'aire de contact réelle, de prendre en compte les spécificités de l'IMAG et de l'avion et d'établir une relation entre le coefficient de frottement dynamique pour chacun de ces véhicules.

7.2.1 TRAVAUX ANTERIEURS

L'étude de la mécanique du contact a débuté avec les travaux de Hertz [Johnson, 2003] en 1882. Hertz [Inglebert, 2016] a étudié la déformation de deux solides élastiques en contact. Il a montré que l'aire de contact, A , varie de façon non-linéaire avec la charge verticale :

$$A = \pi \left(\frac{3R}{4} \right)^{2/3} \left(\frac{F_z}{E^*} \right)^{2/3} \quad (7.1)$$

Où E^* et R représentent respectivement le module équivalent et le rayon équivalent défini en fonction des modules normalisés E_1^* et E_2^* et des rayons R_1 et R_2 des solides 1 et 2 par :

$$E^* = \frac{1}{\frac{1}{E_1^*} + \frac{1}{E_2^*}} \quad (7.2)$$

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} \quad (7.3)$$

E_i^* représente le module d'Young normalisé par le coefficient de Poisson ν_i .

$$E_i^* = \frac{E_i}{1 - \nu_i^2} \quad (7.4)$$

Ces résultats ont servi de base aux travaux de Schallamach [Schallamach, 1958], qui a construit un modèle théorique décrivant l'évolution de cette aire de contact en fonction des variables explicatives identifiées dans ce paragraphe (le module d'Young, caractérisant l'élasticité de la gomme, et la charge verticale).

Schallamach [Schallamach, 1958] suppose que le frottement des caoutchoucs peut être modélisé de la même façon que celui des solides usuels. Il suppose donc que la force de frottement, F_x , est proportionnelle à l'aire de contact réelle :

$$F_x = \varphi A \quad (7.5)$$

où φ est un coefficient de proportionnalité.

Le travail de Schallamach consiste alors à estimer l'aire de contact réelle.

7.2.1.1 Cas des surfaces lisses

Dans le cas d'un contact avec une surface lisse, Schallamach suppose que la gomme est formée de lignes de sphères, identiques et proches, de rayon r (cf. Figure 7-1). Il suppose également que le comportement élastique de la gomme peut être décrit par une constante élastique E .

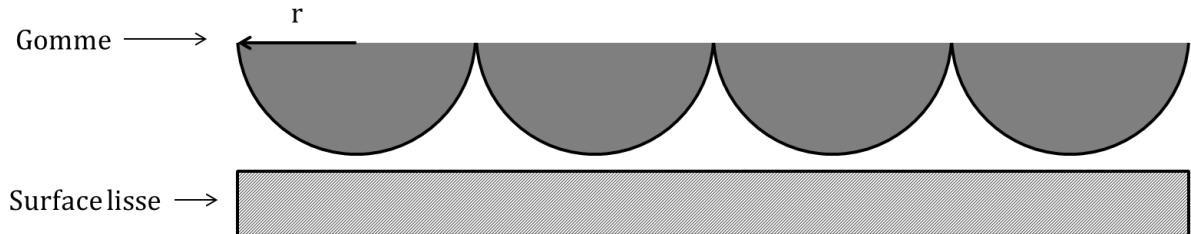


Figure 7-1 : Représentation schématique du contact entre un élément de gomme (surface rugueuse représentée par des lignes de sphères de rayon r) et une surface lisse

A partir de considérations dimensionnelles, il affirme que l'aire de contact réelle entre la gomme et une surface lisse et plane sous la pression p est de la forme :

$$A = r^2 \sum c_n \left(\frac{p}{E}\right)^{\beta_n} \quad (7.6)$$

Où c_n et β_n sont des constantes. L'expression du coefficient de frottement qui découle de ces équations est :

$$\mu = \frac{\varphi}{E} \sum c_n \left(\frac{p}{E}\right)^{\beta_n - 1} \quad (7.7)$$

Schallamach [Schallamach, 1958] a étudié expérimentalement la compression de demi-sphères de gomme sur une plaque de verre, et a montré que les données sont décrites de façon satisfaisante par une relation du type :

$$A = \text{constante } p^{2/3} \quad (7.8)$$

Cette relation simple est cohérente avec les travaux de Hertz [Inglebert, 2016] (cf. Équation (7.1)).

En supposant que chaque sphère se déforme indépendamment des autres et en utilisant cette forme de l'aire de contact réelle (cf. Equation (7.8)), le coefficient de frottement s'exprime plus simplement par :

$$\mu = \frac{\varphi}{E} \left(\frac{p}{E} \right)^{-1/3} \quad (7.9)$$

Schallamach a validé expérimentalement les Equations (7.7) et (7.9) en montrant que le produit $(E/\varphi \mu)$ en fonction du ratio p/E pour différentes formulations de gomme forme une courbe universelle. Pour les pressions de contact inférieures à $0,1 E$, cette courbe est prolongée par une puissance $-1/3$ conformément à l'Equation (7.9).

Ainsi, la pression de contact de $0,1 E$ définit la limite entre le domaine que Schallamach qualifie de Hertzien et celui qu'il qualifie de saturé. Dans le domaine Hertzien, les sphères se déforment sans interférer les unes avec les autres (indépendamment les unes des autres). Dans le domaine saturé, les surfaces des sphères déformées se rejoignent. L'hypothèse d'indépendance n'est alors plus vérifiée. Dans le domaine Hertzien, le coefficient de frottement est exprimé par l'Equation (7.9). Dans le domaine saturé, le coefficient de frottement est donné par l'Equation (7.7).

Dans [Schallamach, 1952], Schallamach présente des résultats expérimentaux pour trois gommes de module différent. Ces gommes sont qualifiées de dures, moyennes et molles en fonction de leur module à 300 % d'allongement. Les modules valent respectivement 5000, 2100 et 640 kPa pour les gommes dures, moyennes et molles.

Schallamach montre que pour des pressions de contact inférieures à 300 kPa, l'évolution du coefficient de frottement peut-être correctement décrite par les Equations suivantes :

- Pour la gomme dite dure : $\mu=2,39 p^{-1/3}$ (p est exprimé en kg/cm^2) ou encore $\mu=11,09 p^{-1/3}$ (p en kPa)
- Pour la gomme de dureté moyenne : $\mu=2,20 p^{-1/3}$, ou encore $\mu=10,21 p^{-1/3}$ (p en kPa)
- Pour la gomme molle : $\mu=1,90 p^{-1/3}$ ou encore $\mu=8,82 p^{-1/3}$ (p en kPa)

7.2.1.2 Cas des surfaces rugueuses

Pour des surfaces rugueuses, Schallamach suppose que l'adhérence peut être décrite avec les mêmes considérations que sur des surfaces lisses. Les extrémités des aspérités de la surface rugueuse sont supposées sphériques et larges par rapport aux aspérités de la gomme. La déformation de la gomme par les aspérités de la surface est supposée obéir aux Equations de Hertz pour des contacts sphériques, et l'aire de contact réelle pour chaque aspérité est proportionnelle à $(p_l/E)^{2/3}$, où p_l est la pression de contact locale. Schallamach affirme que la force de frottement par aspérité est :

$$F = \varphi \left(\frac{p}{E} \right)^{8/9} d^{16/9} r^{2/9} \quad (7.10)$$

et :

$$\mu = \text{constante} \frac{\varphi}{E} \left(\frac{r}{d}\right)^{2/9} \left(\frac{p}{E}\right)^{-1/9} \quad (7.11)$$

où r et d sont le rayon et la taille des aspérités.

Des aspérités très pointues (petit rayon, grande taille) auront donc un coefficient de frottement plus faible que des aspérités peu pointues, ce qui est cohérent avec les expérimentations de Schallamach [Schallamach, 1958] dans un cas sec.

On observe que l'Equation (7.11) prédit une faible dépendance du coefficient de frottement à la pression de contact.

Cette Equation a été confirmée expérimentalement jusqu'à une pression de contact de 250 kPa. Au-delà, le coefficient de frottement décroît plus rapidement que prévu, probablement en raison d'un effet de saturation (les surfaces des sphères déformées se rejoignent et les aspérités sont remplies par la gomme). Une augmentation de la pression de contact ne conduit plus à une augmentation aussi forte de l'aire de contact réelle, donc le coefficient de frottement diminue. Pour des pressions de contact très élevées, l'aire de contact ne pouvant augmenter indéfiniment, le coefficient de frottement devient inversement proportionnel à la pression de contact.

Entre ces deux états (lisse et rugueux), l'exposant du terme en p/E de la relation (7.11) sera compris entre $-1/9$ et -1 .

7.2.1.3 Généralisation

Archard [Archard, 1957] a généralisé les travaux de Schallamach en introduisant une surface avec plusieurs échelles d'aspérité (cf. Figure 7-2). En supposant que :

1. Les aspérités sont arrangées de façon que les plus petites aspérités (les aspérités de petits rayons) soient situées au-dessus des aspérités les plus larges,
2. Chaque échelle d'aspérités supporte la même charge totale (F_z),
3. A chaque échelle, la charge est répartie de manière uniforme sur chaque aspérité,
4. A chaque échelle, chaque aspérité se déforme selon la théorie de Hertz, sans tenir compte de l'échelle supérieure (aspérités de plus gros rayons),
5. L'aire de contact à l'échelle n ne peut pas être supérieure à l'aire de contact à l'échelle $n-1$ (aspérités de plus gros rayons).

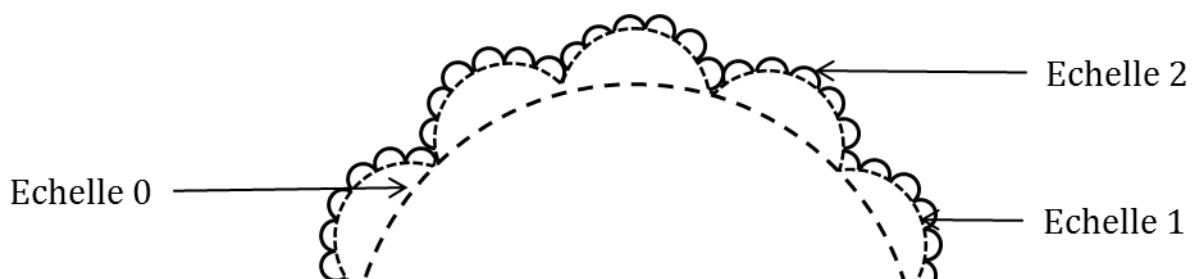


Figure 7-2 : Représentation d'une surface avec trois échelles d'aspérités

Ainsi, si l'aire de contact à l'échelle 0 (des plus grosses aspérités), A_0 , est composée d'une densité m_1 d'aspérité ayant chacune une surface \bar{A}_1 , et que sur chacune de ces aspérités est appliquée une force \bar{F}_1 , on a :

$$A_1 = m_1 \bar{A}_1 A_0 \quad (7.12)$$

et :

$$F_z = m_1 \bar{F}_1 A_0 \quad (7.13)$$

A l'échelle 0, la théorie de Hertz nous donne :

$$A_0 = \pi \left(\frac{3 R_0}{4} \right)^{2/3} \left(\frac{F_z}{E} \right)^{2/3} \quad (7.14)$$

A l'échelle 1, d'après les hypothèses 3 et 4, l'aire de contact pour une aspérité sera :

$$\bar{A}_1 = \pi \left(\frac{3 R_1}{4} \right)^{2/3} \left(\frac{\bar{F}_1}{E} \right)^{2/3} \quad (7.15)$$

En utilisant l'Equation (7.13), cette Equation (7.15) conduit au résultat suivant :

$$\bar{A}_1 = \left(\frac{1}{m_1} \right)^{2/3} \left(\frac{R_1}{R_0} \right)^{2/3} A_0^{1/3} \quad (7.16)$$

En utilisant l'Equation (7.12), l'aire de contact réelle sera donc :

$$A_1 = \pi^{4/3} \left(\frac{3}{4} \right)^{8/9} m_1^{1/3} R_0^{2/9} R_1^{2/3} \left(\frac{F_z}{E} \right)^{8/9} \quad (7.17)$$

Ce calcul peut être développé davantage selon le même schéma. Archard montre ainsi que la relation entre l'aire de contact réelle et la charge totale est de la forme :

$$A_n = K_n \left(\frac{F_z}{E} \right)^{\alpha_n} \quad (7.18)$$

Où K_n et α_n sont des coefficients qui dépendent du nombre d'échelles considérées. Archard a montré que le coefficient α_n tend rapidement vers 1 quand n augmente, redémontant que la force de frottement augmente linéairement avec la charge verticale (2^e loi du frottement).

Il est possible de dériver cette expression en termes de pression de contact, en partant du résultat expérimental de Schallamach de la forme :

$$A = \text{constante} \left(\frac{p}{E} \right)^{2/3} \quad (7.19)$$

et en écrivant que la pression est uniformément répartie sur chaque aspérité :

$$p_0 = m_1 \bar{p}_1 A_0 \quad (7.20)$$

Le même calcul conduit au résultat suivant :

$$A_1 = \text{constante} \left(\frac{p_0}{E} \right)^{8/9} \quad (7.21)$$

En utilisant l'Equation (7.5), on obtient :

$$F_f = \text{constante} \varphi \left(\frac{p_0}{E} \right)^{8/9} \quad (7.22)$$

Le coefficient de frottement est alors de la forme :

$$\mu = \text{constante} \frac{\varphi}{E} \left(\frac{p_0}{E} \right)^{-1/9} \quad (7.23)$$

ce qui s'approche de l'Equation (7.11) proposée par Schallamach.

En itérant cette démarche à l'échelle n comme Archard, la relation entre l'aire de contact et la pression de contact est de la forme :

$$A_n = K_n \left(\frac{p_0}{E} \right)^{\alpha_n} \quad (7.24)$$

Le coefficient de frottement s'exprime alors sous la forme :

$$\mu = \varphi K_n \left(\frac{p_0}{E} \right)^{\alpha_n} \quad (7.25)$$

7.2.2 APPLICATION

Les travaux théoriques présentées ci-dessus (cf. section 7.2.1) ont été conduits dans le cas de contacts secs. Nous ferons l'hypothèse qu'ils peuvent s'appliquer également dans le contexte des travaux de cette thèse (contact gomme/chaussée avec un microfilm d'eau, régime de lubrification limite).

Ces approches théoriques présentées ci-dessus (cf. section 7.2.1) mettent en évidence la dépendance du coefficient de frottement à la pression de contact et au module d'Young de la gomme E . La dépendance du coefficient de frottement aux caractéristiques de la surface (texture) est incluse dans la constante et le terme en exposant. Ces approches ne permettent cependant pas d'expliquer la dépendance du coefficient de frottement en fonction de ces paramètres. Il est donc nécessaire de procéder à une calibration de cette relation.

Ces travaux ont servi de points de départs à plusieurs auteurs pour définir une relation générale entre le coefficient de frottement et la pression de contact. Berger et Heinrich [Berger, 2000] utilisent :

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{p}{E} \right)^n \quad (7.26)$$

où E est le module élastique de la gomme, μ_0 et n deux constantes. Un modèle similaire est utilisé par Trinko [Trinko, 2007], où μ_0 et E sont remplacés par une constante unique, C .

$$\mu = Cp^{-k} \quad (7.27)$$

Plusieurs auteurs sont partis de cette forme et ont procédé à une calibration du modèle. Ainsi Koutny [Koutny, 2007], dans le cas d'un contact gomme/métal propose la relation suivante :

$$\mu = 58,3 p^{-0,68} \quad (7.28)$$

Van der Steen [Van der Steen, 2010] réalise également une calibration d'une Equation de cette forme à partir de mesures de frottement entre un pain de gomme et un échantillon en corindon. Ses résultats montrent, pour des pressions de contact comprises entre 480 et 700 kPa :

$$\mu = 39,0 p^{-0,57} \quad (7.29)$$

Afin d'éviter les instabilités mathématiques et que le coefficient de frottement ne devienne trop élevé pour des faibles pressions de contact, Van der Steen limite cette relation à des pressions de contact supérieures à 200 kPa, ce qui est cohérent avec le domaine des faibles pressions défini par Schallamach (cf. section 7.2.1.1). Les pressions de contact dans les cas de l'IMAG et de l'avion (cf. section 7.6.2) sont supérieures à cette limite.

En ajoutant aux données de Van der Steen des mesures de Jones [Jones, 2012] (cf. Figure 7-3), il est possible de proposer une calibration de cette relation dans un contexte plus proche du contact pneumatique/chaussée et pour des pressions de contact couvrant le domaine de l'avion :

$$\mu = 66,7 p^{-0,65} \quad (7.30)$$

On peut noter qu'il y a peu de différence entre la relation issue des données de Van der Steen et celle ajustée en incluant les données de Jones. L'écart atteint 0,05 à la pression de 2500 kPa. On retiendra l'Equation (7.30), calibrée sur un domaine de pression de contact couvrant les domaines de l'avion et de l'IMAG, plutôt que l'Equation (7.29).

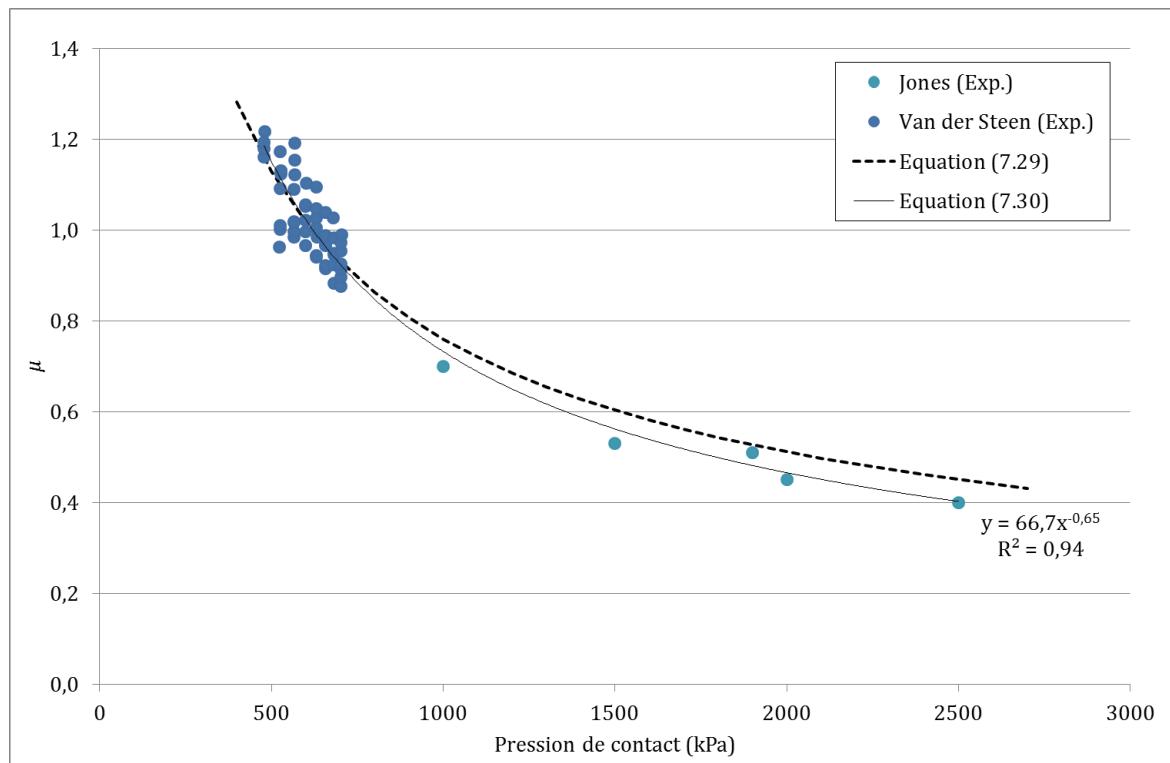


Figure 7-3 : Coefficient de frottement en fonction de la pression de contact

Les travaux rapportés dans cette section 7.2 concernent le contact direct entre un élément de gomme (représenté idéalement par une sphère) et des surfaces lisse et rugueuse. Dans la logique du modèle Brosse (cf. section 4.1), le coefficient de frottement ainsi déterminé correspond au coefficient de frottement dynamique. Les données de Jones utilisées dans la Figure 7-3 représentent en effet le coefficient de frottement dynamique dans [Jones, 2012].

L'Equation (7.30) permet alors de passer de l'IMAG à l'avion de la façon suivante :

$$\frac{\mu_{kx}^{avion}}{\mu_{kx}^{IMAG}} = \left(\frac{p^{avion}}{p^{IMAG}} \right)^{-0,65} \quad (7.31)$$

Cependant, cette relation est certainement dépendante du module d'Young d'après les Equations (7.25) et (7.26). La section 5.2.3 a comparé les caractéristiques rhéologiques de la gomme composant la bande de roulement des pneumatiques AIPCR et « Falcon ». Cette section 5.2.3 a conclu que les modules de cisaillement et la sensibilité de ces modules à la fréquence et la température sont différents entre les deux pneumatiques. La suite de ce paragraphe étudie de la sensibilité des Equations (7.25) et (7.26) à la fréquence et à la température afin de déterminer s'il est nécessaire de prendre en compte ces effets dans l'Equation (7.31).

Une plage de variation en fréquence de sollicitation et en température a été définie, et les résultats de la section 5.2.3 ont été utilisés afin de quantifier la valeur du module et sa variation.

L'indentation se produit dans une gamme de fréquence comprise entre 10^2 et 10^6 Hz [Michelin, 2001]. On considère que la température varie entre 20 °C (température ambiante) et 100 °C (valeur maximale de la température atteinte au cours d'un freinage purement longitudinal [Farroni, 2013][McCarty, 1983]). On suppose que le pneumatique utilisé par Jones a les mêmes caractéristiques que le pneumatique « Falcon » testé par le LRCCP (cf. section 5.2.3). Van der Steen n'ayant pas travaillé avec des pneumatiques d'avion, nous supposerons que le pneumatique utilisé par Van der Steen a les mêmes caractéristiques que le pneumatique AIPCR.

Les bandes de roulement des pneumatiques de la section 5.2.3 ont été caractérisées de façon standard par le module de cisaillement G , qui est lié au module d'Young par :

$$E = 2 G (1 + \nu) \quad (7.32)$$

Où ν est le coefficient de Poisson, qui peut être pris égal à 0,5 pour le caoutchouc. On utilisera donc $E=3 G$.

Le module de cisaillement G est calculé à partir des résultats de la caractérisation des bandes de roulement des pneumatiques (cf. section 5.2.3), l'Equation (7.32) permet donc de calculer les modules d'Young E pour chacune des situations décrites ci-dessus (cf. Tableau 7-1). Ce Tableau 7-1 montre que dans des conditions de température ambiante (température de 20 °C) ou à haute fréquence (10^6 Hz), le module d'Young est peu différent entre les deux pneumatiques. La différence devient plus importante à 10^2 Hz et 100 °C.

Tableau 7-1 : Module d'Young à différentes fréquences de sollicitations et différentes températures pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon »

Pneumatique	E (MPa) à 10^2 Hz et 20 °C	E (MPa) à 10^2 Hz et 100 °C	E (MPa) à 10^6 Hz et 20 °C	E (MPa) à 10^6 Hz et 100 °C
AIPCR	27	8,8	59	20
Falcon	25	14	54	19

A partir de ces éléments, on trace le coefficient de frottement en fonction du ratio p/E pour les mêmes données que la Figure 7-3 précédente.

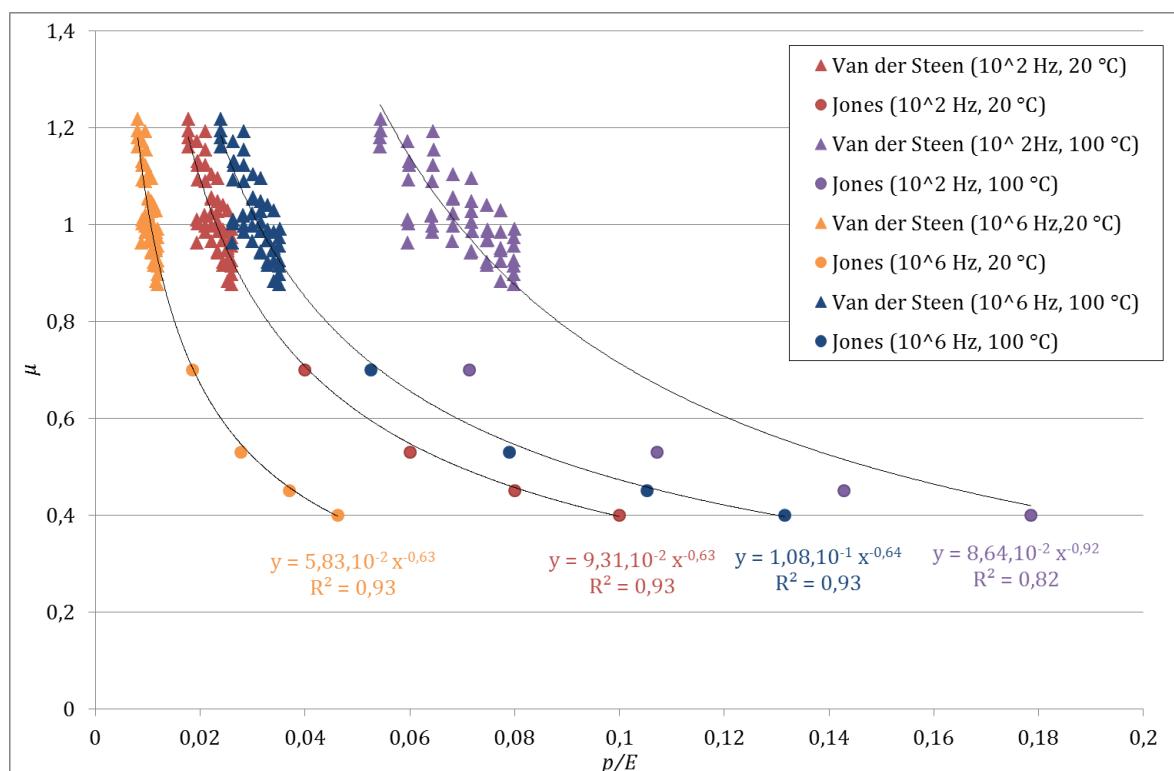


Figure 7-4 : Coefficient de frottement en fonction du ratio p/E

Cette Figure 7-4 montre le bon ajustement de l'Equation (7.26) sur les données trouvées dans la littérature [Van der Steen, 2010][Jones, 2012], sauf pour le cas à 100 °C qui est certainement un peu extrême. Dans les trois autres cas, l'exposant de l'Equation (7.26) ne change pas à 0,63. Ainsi l'Equation (7.31) est peu sensible à la valeur du module d'Young dans une plage de température correspondant à un échauffement limité de la bande de roulement. On suppose que dans le cas d'une piste mouillée ou inondée, la présence d'eau sur la piste permet de limiter l'échauffement de la bande de roulement au cours du freinage. Dans ces conditions, l'effet du module d'Young dans les Equations (7.25) et (7.26), et donc dans l'Equation (7.31), peut être négligé.

7.3 DESCRIPTIF DES BASES DE DONNEES EXPERIMENTALES

Deux bases de données expérimentales ont été exploitées pour la validation des développements réalisés dans cette thèse. La première base de données correspond à une inter-comparaison

entre l'IMAG et un avion instrumenté (cf. section 7.3.1). La seconde est celle du JWRFMP (cf. section 7.3.2).

La première base de données servira à valider l'application du modèle développé dans cette thèse à l'avion pour les pistes mouillées (cf. section 7.5). Les mesures de l'IMAG obtenues lors de cette inter-comparaison et les données du JWRFMP permettront de valider l'ensemble de la démarche développée dans cette thèse pour prévoir le coefficient de freinage de l'avion à partir des mesures de l'IMAG (cf. section 7.6).

7.3.1 INTER-COMPARAISON IMAG/AVION

Une mesure du coefficient de freinage a été réalisée avec un avion instrumenté (cf. section 7.3.1.1) sur une piste particulière. Cette piste a également été caractérisée avec l'IMAG (cf. section 7.3.1.2) en appliquant ses procédures standards (cf. section 2.1.3.1.1).

Les essais ont été effectués le 5 février 2014. La piste avait une section d'environ 150 m dont la surface présente un important phénomène de ressusage. Le ressusage donne à la piste un aspect lisse et brillant comme une plaque de verglas (cf. Figure 7-5). Aucun défaut particulier n'avait été signalé en amont ou en aval de cette section.

Au moment des essais, il a été observé visuellement que la répartition du ressusage était particulièrement dispersée latéralement et longitudinalement (cf. Figure 7-5). Par exemple, la Figure 7-5 montre que le ressusage recouvre la section correspondant à la zone de passage des trains d'atterrissement principaux (3 à 4 m de l'axe centrale de la piste) du côté droit de l'axe, mais pas de manière symétrique du côté gauche de l'axe à cet endroit (cf. Figure 7-5). Cette dispersion latérale et longitudinale de la répartition du polluant cause une dispersion similaire dans les caractéristiques de frottement de la piste et complique l'analyse des mesures (cf. section 7.4).

La macrotexture de cette piste n'a pas été mesurée pendant ces essais. Dans ce travail, nous supposerons que la Profondeur Moyenne de Profil est de 1,0 mm sur les sections non couverte de ressusage et de 0,4 mm sur la section couverte de ressusage. Ces hypothèses sont cohérentes avec les données expérimentales (cf. section 7.4.1.2.4) :

- Les mesures de coefficients de freinage sont conformes aux performances attendues sur une piste mouillée standard sur les portions non couvertes de ressusage.
- Le ressusage a pour effet de boucher la macrotexture de la piste

La piste a été qualifiée de « faiblement mouillée » lors des essais de l'avion. On considère que la hauteur d'eau associée à cette description est de 0,5 mm [Beautru, 2012].

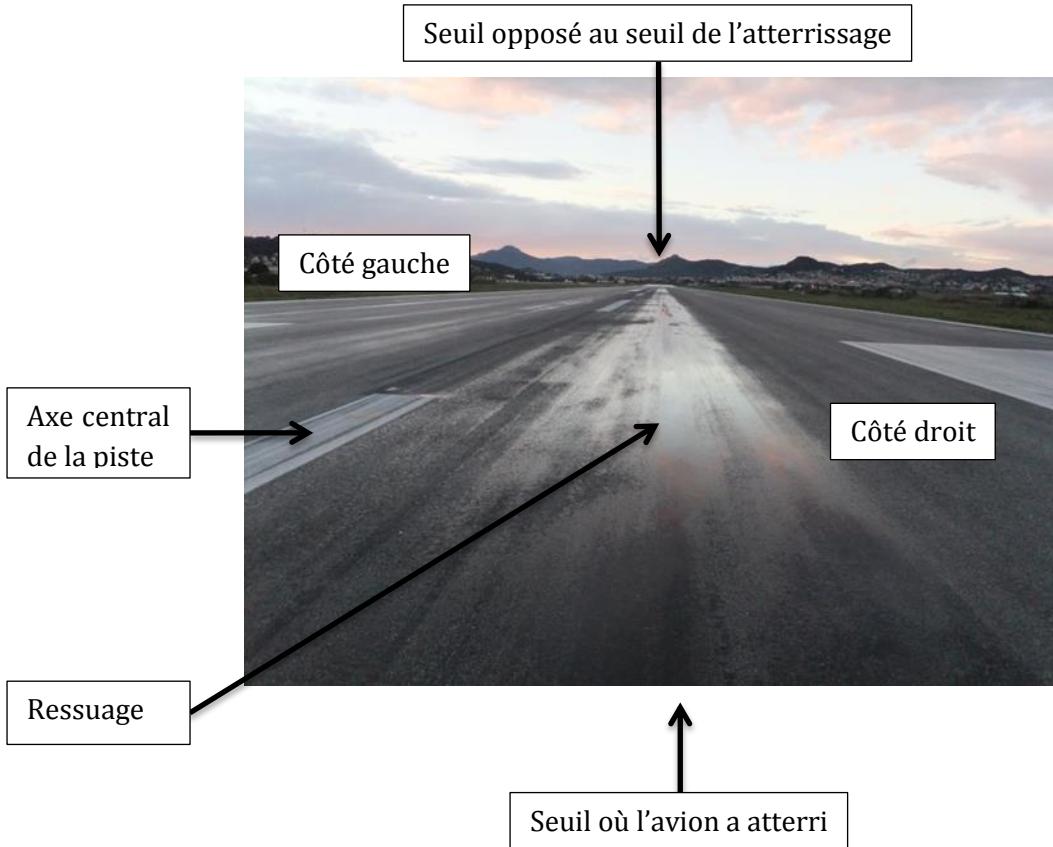


Figure 7-5 : Photographie de la section de la piste polluée par un phénomène de ressage

7.3.1.1 Caractérisation avec l'avion

Le principe de la méthode de mesure du coefficient de freinage est de mesurer la décélération de l'avion, puis à partir d'une modélisation dynamique (système CORSAIR [Gerthoffert, 2015]) de l'avion, la force de freinage est calculée et exprimée sous la forme d'un coefficient de freinage. Le pilote doit freiner au maximum de façon à déclencher le système ABS de l'avion.

L'Equation générale décrivant le freinage de l'avion est (cf. Figure 7-6) :

$$M \gamma = F_R - F_A - F_f \quad (7.33)$$

Où M =masse de l'avion, γ =accélération, F_R =force de poussée des moteurs, F_A =force de trainée aérodynamique et F_f =force de freinage.

La force de freinage est donc déterminée par :

$$F_f = F_R - F_A - M \gamma \quad (7.34)$$

Et le coefficient de freinage est obtenu en divisant la force de freinage par la force verticale (issue de la modélisation dynamique de l'avion) :

$$\mu_{AC} = \frac{F_f}{F_z^{CORSAIR}} \quad (7.35)$$



Figure 7-6 : Bilan des forces s'exerçant sur l'avion lors du freinage (d'après [Gerthoffert, 2015])

Un atterrissage a été réalisé. De façon standard, la distance d'atterrissage correspond à la longueur allant du passage du seuil de piste à 15 m de hauteur jusqu'à l'arrêt complet de l'avion. Cette distance est décomposée en trois phases (cf. Figure 7-7) : la distance air, dans laquelle l'avion continue à descendre vers la piste, la distance de transition, correspondant aux toucher des roues des trains principaux puis de la roulette de nez, et la distance de freinage. La distance de freinage correspond dans le cas de cet atterrissage à la distance comprise entre 210 et 768 m par rapport au seuil de piste (cf. Figure 7-7).

7.3.1.2 Caractérisation avec l'IMAG

Quatre mesures ont été réalisées avec l'IMAG, à 3 et 4 m de chaque côté de l'axe central de la piste, à 65 et 95 km/h (cf. Figure 7-7). L'entraxe de l'avion est de 7,59 m, les passages à 3 et 4 m ont donc permis d'encadrer la zone de passage la plus probable des trains d'atterrissage principaux.

Les mesures ont été réalisées avec un pneumatique lisse et un mouillage artificiel de 1 mm.

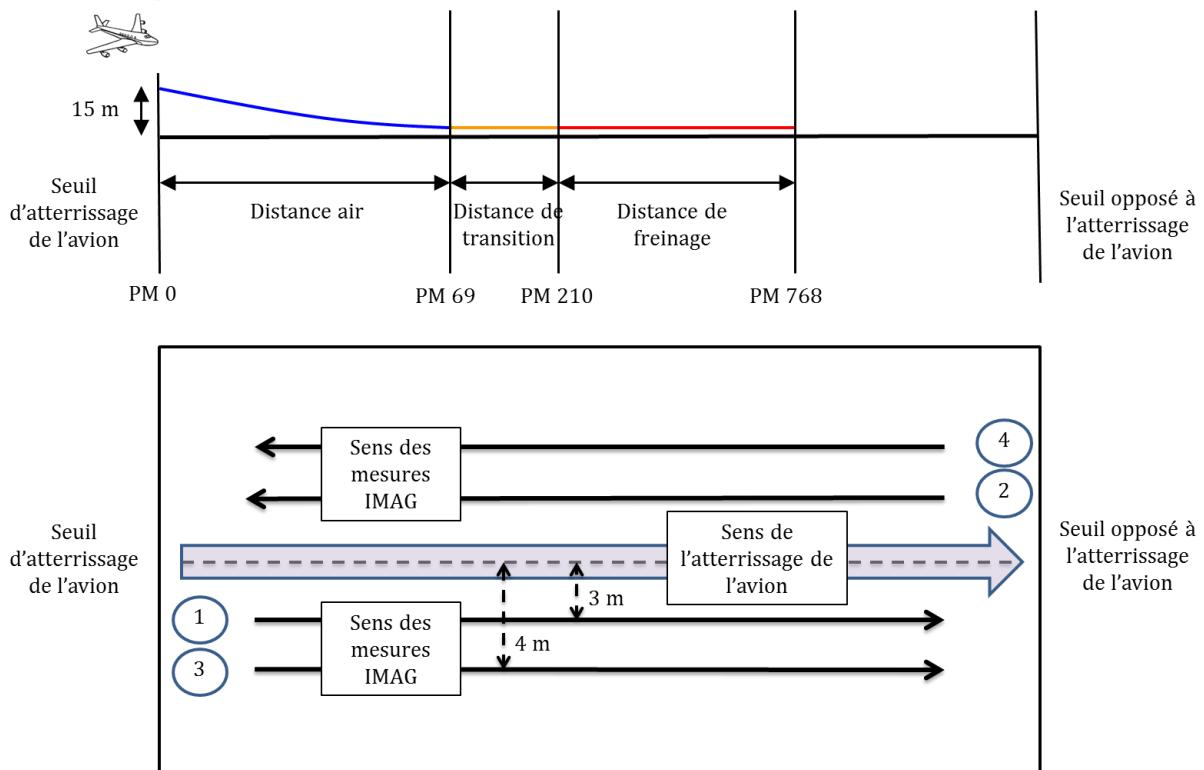


Figure 7-7 : Représentation schématique des mesures réalisées avec l'IMAG et comparaison avec l'atterrissage de l'avion

Toutes les mesures de l'IMAG sont présentées et analysées (cf. section 7.4.2) en prenant pour référence, PM 0 (Point Métrique 0), le seuil d'atterrissage de l'avion.

7.3.2 DESCRIPTION DE LA BASE DE DONNEES DU JOINT WINTER RUNWAY FRICTION MEASUREMENT PROGRAM

La base de données du JWRFMP contient les données relatives aux essais réalisés entre 1996 et 2003 avec des avions instrumentés et des appareils de mesure du frottement. 7 avions et 42 appareils de mesure du frottement ont participé au JWRFMP. Certains de ces appareils n'ont participé qu'à la partie concernant l'harmonisation des mesures de frottement (cf. section 2.3.2) et n'ont pas réalisé d'essais de comparaison avec les avions. 14 appareils de mesure du frottement ont réalisé des mesures parallèlement aux avions. On dispose au total de 393 mesures de coefficient de freinage et de 240 mesures de coefficient de frottement.

Cette base de données est décomposée en trois bases :

- La base « Aircraft Data »,
- La base « Ground Vehicle Data », et
- La base « Environmental Data ».

Elles sont stockées dans différentes tables qui correspondent entre elles par le numéro d'essai. Chacune de ces bases est présentée individuellement dans l'Annexe N.

La correspondance des numéros d'essais permet d'identifier 140 couples de mesures (avion-IMAG). La cohérence entre les descriptions des états de surface des bases « Aircraft Data », « Ground Vehicle Data » et « Environmental Data » est vérifiée afin de retirer les points pour lesquelles les essais n'auraient pas été réalisés sur des contaminants identiques. A l'issue de ce traitement, il reste 94 couples de mesures, résumés dans le Tableau 7-2 ci-dessous. Pour la validation, nous ne garderons que les couples pour lesquelles :

- La surface de base correspond à « Pavement »,
- L'état de surface correspond à « Wet » ou « Dry » (appelés « Sec » et « Mouillé » dans le Tableau 7-2 » ci-dessous).

L'échantillon contient donc 10 données de trois avions différents (cf. Tableau 7-2) :

Tableau 7-2 : Nombre de données disponibles dans la base de données du Joint Winter Runway Friction Measurement Program et identification des données retenues pour la validation (rouge)

Avions	Sec	Mouillé	Neige sèche (<3 mm)	Neige sèche (>3 mm) ou neige sèche (toutes épaisseurs) sur neige compactée	Neige fondante	Glace	Neige sèche sur glace
Falcon 20	1	0	0	18	0	5	6
Dornier 328	0	2	0	0	0	0	0
Dash 8	2	5	3	11	3	8	14
B727	0	0	0	6	0	0	0
B737	0	0	0	4	0	1	0
B757	0	0	0	5	0	0	0

Pour chacun de ces essais, les données suivantes de la base de données sont exploitées :

- Le coefficient de freinage
- L'état de surface de la piste : cette information est utilisée pour faire des hypothèses sur la texture et la hauteur d'eau
- La masse de l'avion : cette information est rarement fournie. Des hypothèses sont alors faites sur la masse de l'avion (cf. section 7.6.1.3)
- La vitesse moyenne de l'avion

Pour l'IMAG, les données suivantes sont exploitées :

- Le Coefficient de Frottement Longitudinal
- La vitesse de l'essai
- La configuration de l'IMAG (pression de gonflage, type de pneu, taux de glissement)

7.4 ANALYSE DES DONNEES DE L'INTER-COMPARAISON IMAG/AVION

7.4.1 MESURES AVIONS

7.4.1.1 Description du contenu du fichier de données

Le fichier de données contient les données suivantes (cf. Figure 7-8), échantillonnées à la fréquence de 8 Hz :

- La vitesse de l'avion par rapport au sol (DGPS),
- Le coefficient de freinage (issu de la modélisation CORSAIR),
- La vitesse de chacune des quatre roues (mesurée par un tachymètre, convertie en une vitesse « linéaire » en utilisant une valeur du rayon de la roue constante),

- La charge verticale totale sur les trains principaux calculée par le système CORSAIR (issue de la modélisation),
- La charge verticale mesurée sur le train d'atterrissage droit et gauche,
- La distance de l'avion par rapport au seuil de piste.

Il contient également, échantillonnées à la fréquence de 128 Hz, les vitesses de chacune des roues des trains principaux.

Finalement, elle contient, séparément, la pression de gonflage des pneumatiques des trains principaux, la référence des pneumatiques et la charge totale de l'avion.

L'enregistrement commence à 69 m du seuil (toucher des trains principaux). La roulette de nez touche le sol à 163 m (1,5 s) et le freinage débute à 210 m (2,25 s). L'enregistrement dure jusqu'à 768 m (17,25 s). Il y a donc 121 données de coefficient de freinage. Cela représente en moyenne une mesure tous les 4,6 m, l'espacement étant plus important aux vitesses élevées (7,7 m à 220 km/h) et plus réduit aux faibles vitesses (2 m à 60 km/h).

L'enregistrement à 128 Hz dure 23 s et contient 2944 mesures, dont 1921 sur la section freinée (comprise entre 2,25 et 17,25 s). Cela représente en moyenne une mesure tous les 0,3 m.

La vitesse de l'avion varie de 220 à 55 km/h.

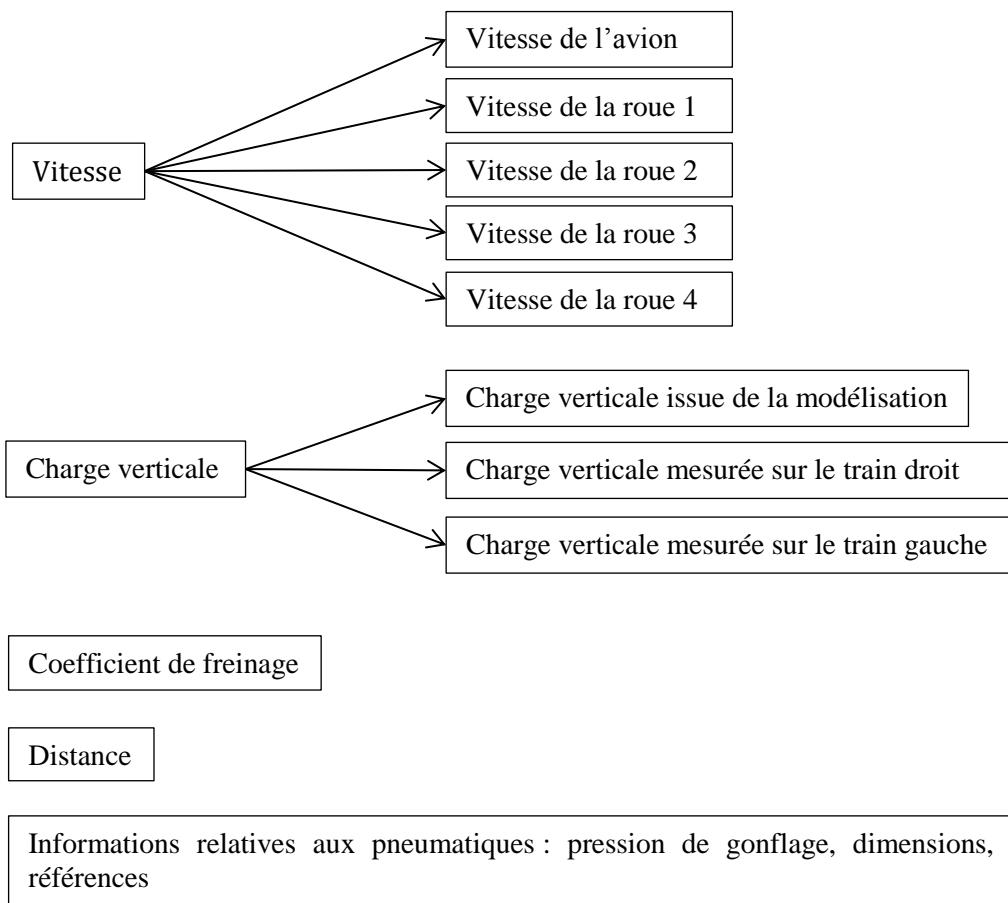


Figure 7-8 : Représentation du contenu de la base des données « avion »

7.4.1.2 Analyse du contenu des données

7.4.1.2.1 Charge verticale

Le fichier de données contient les données de charge verticale mesurée sur les trains droit et gauche de l'avion, ainsi que la charge verticale appliquée sur les deux trains issue de la modélisation. La Figure 7-9 compare les charges verticales mesurées sur les trains droit et gauche de l'avion.

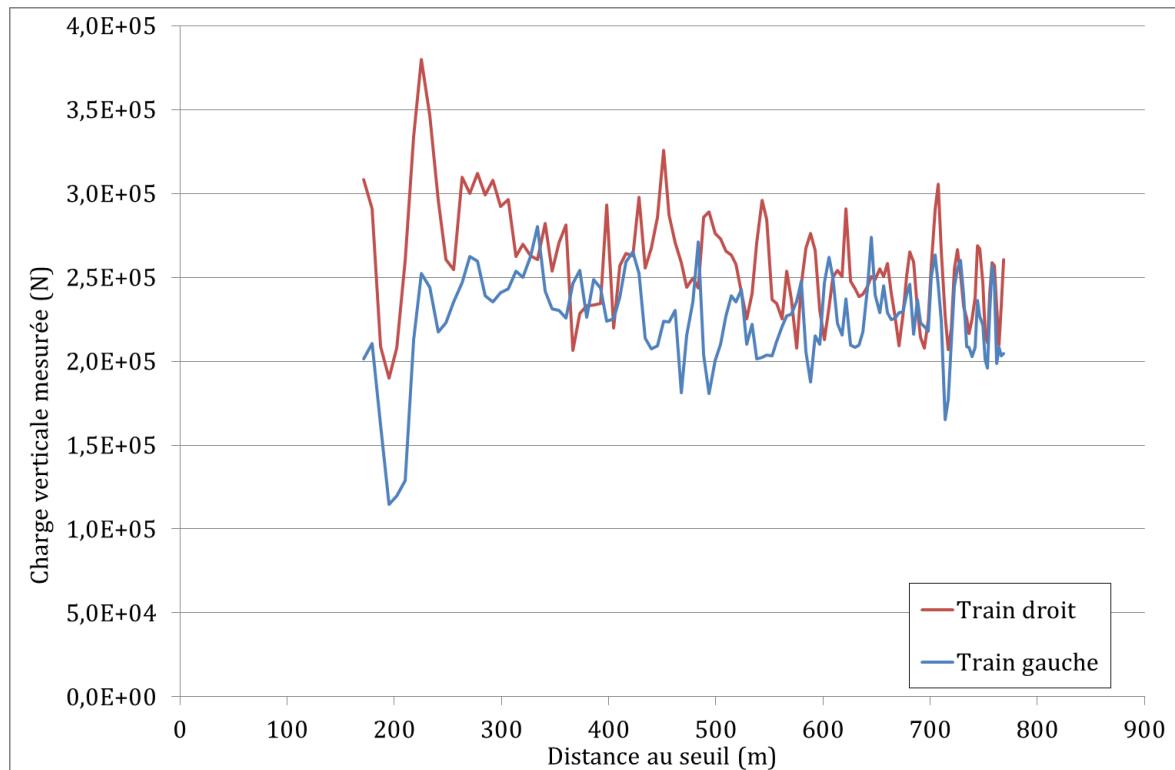


Figure 7-9 : Charge verticale mesurée sur les trains droit et gauche

La charge verticale varie de manière importante le long de la piste (cf. Figure 7-9), de 190 à 380 kN pour le train droit et de 114 à 280 kN pour le train gauche, essentiellement pour les PM inférieurs à 300 m. Au-delà, cette variation est moins marquée, de 206 à 326 kN pour le train droit et de 165 à 280 kN pour le train gauche.

La répartition des charges n'est pas égale entre les trains droit et gauche (cf. Figure 7-9). La différence est très prononcée jusqu'au PM 550, avec davantage de charge reposant sur le train droit. Sur l'ensemble du freinage, la charge reposant sur le train droit est en moyenne de 256 kN, et celle reposant sur le train gauche de 225 kN. Ces observations s'expliquent certainement par des défauts de l'uni longitudinal (irrégularités géométriques de la piste dans un domaine de longueurs d'onde allant de 0,50 à 100 m [LCPC, 2009]). Les caractéristiques de l'uni longitudinal de cette piste sont différentes entre les côtés droit et gauche de la piste.

La Figure 7-10 compare la charge verticale totale reposant sur les deux trains principaux calculée par le système CORSAIR et mesurée par les capteurs. Elle montre que la charge mesurée et calculée diffèrent jusqu'au PM 350. Cette différence peut s'expliquer par les effets dynamiques très importants liés au freinage maximal lors de l'essai ou également les défauts de l'uni longitudinal identifiés dans la Figure 7-9.

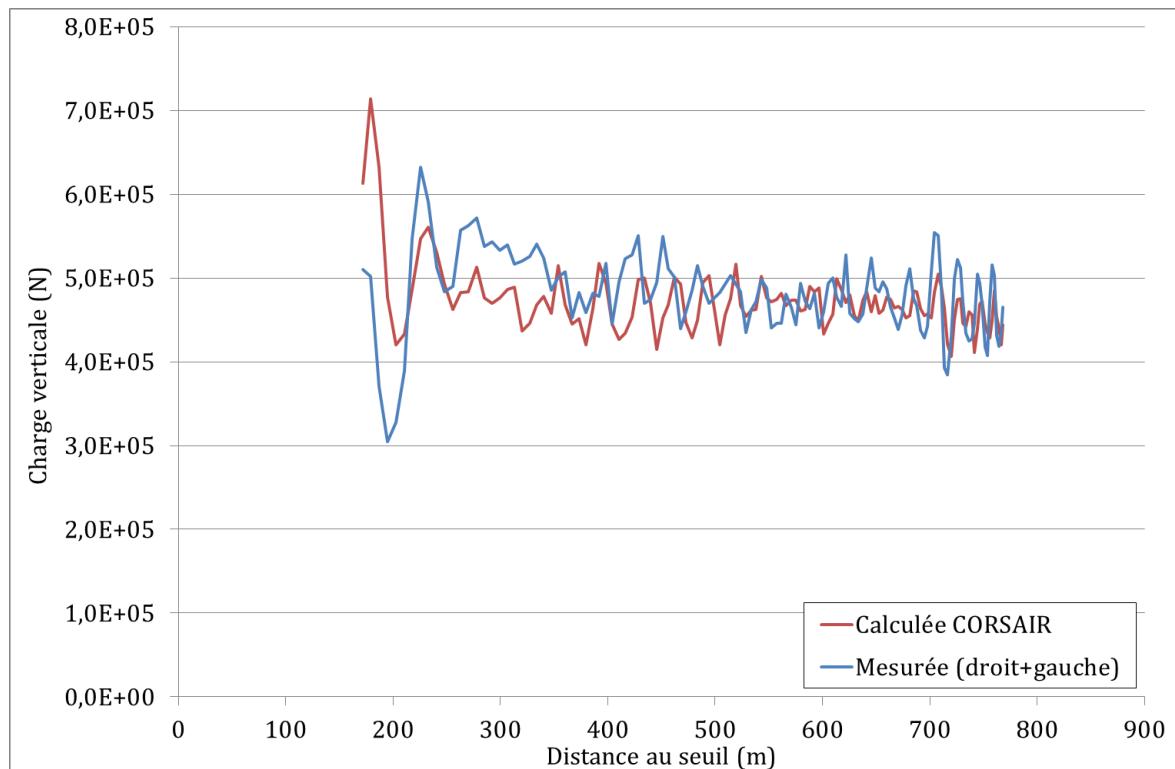


Figure 7-10 : Charge verticale calculée et mesurée

La charge verticale est un paramètre important pour la génération des forces de frottement (cf. sections 2.1 et 7.2), pour la modélisation (cf. Partie 4) et pour le processus de mesure du coefficient de freinage (cf. Equation (7.35)). Il faudra tenir compte de ces observations dans la suite de l'analyse (cf. sections 7.4.1.3 et 7.4.2). Les calculs et ajustements du modèle développé dans cette thèse s'appuieront sur les données de charges verticales mesurées (cf. section 7.5).

7.4.1.2.2 Vitesse

La Figure 7-11 présente les données de vitesses des roues de l'avion, la vitesse moyenne des quatre roues et la vitesse de l'avion.

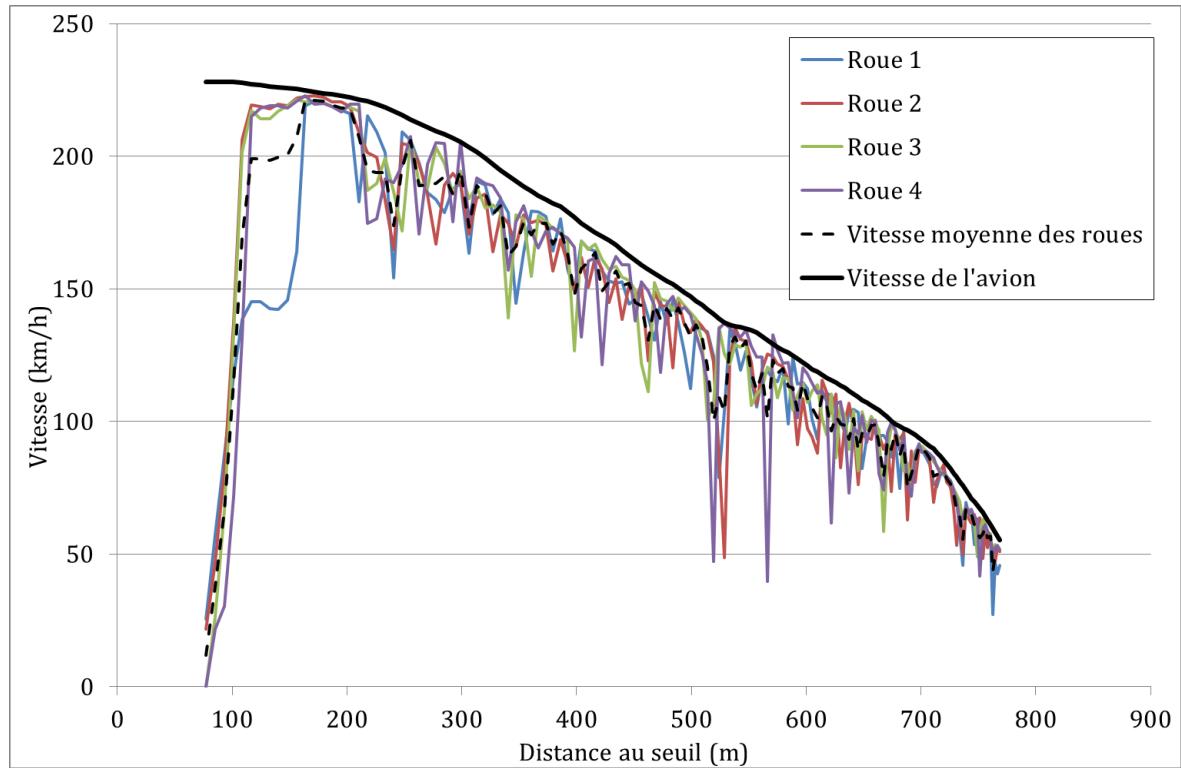


Figure 7-11 : Vitesse des roues et de l'avion

Cette Figure 7-11 illustre le déroulement du freinage décrit dans le paragraphe 7.4.1.1. L'enregistrement commence à 69 m du seuil (toucher des trains principaux). La vitesse des roues augmente progressivement jusqu'à 160 m. A partir de 210 m, la différence entre la vitesse des roues et la vitesse de l'avion indique le début du freinage (glissement partiel de la roue, cf. section 2.1.1.2). On note dans cette zone (au-delà du PM 210) d'importantes fluctuations dans la vitesse des roues avec quelques points pour lesquels la vitesse des roues diminue fortement avant d'augmenter à nouveau. Ce comportement illustre le fonctionnement du système ABS de l'avion : la détection d'une roue qui risque de se bloquer et le relâchement du freinage pour lui permettre de repasser du côté stable de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement (cf. section 2.1.1.2).

La Figure 7-11 montre qu'il y a une zone entre les PM 160 et 200, avant le début du freinage, où la vitesse des roues est légèrement inférieure à la vitesse de l'avion. Cet écart n'est pas normal car l'avion ne freine pas dans cette zone et qu'il n'y a pas de glissement. Il s'explique par le choix d'une valeur du rayon de la roue *a priori* lors de la conversion de la vitesse de rotation des roues (mesurée par un tachymètre) en une vitesse linéaire (cf. section 7.4.1.1). La suite de ce paragraphe explique comment cette zone est utilisée pour estimer le rayon de roulement réel des roues et corriger les valeurs de vitesse des roues.

Jones [Jones, 2012] explique que l'estimation de la vitesse des roues est fortement dépendante de l'estimation du rayon de roulement des roues. Cette vitesse est déterminée à partir de la vitesse de rotation des roues :

$$V_R = \omega_R R \quad (7.36)$$

où V_R , ω_R et R sont respectivement la vitesse de la roue, la vitesse de rotation de la roue et le rayon de roulement de la roue.

La vitesse des roues doit être estimée en temps réel pendant le freinage pour que le système ABS puisse détecter le moment où le taux de glissement des roues devient trop important et qu'une ou plusieurs roues risquent de se bloquer. Comme le rayon de roulement dépend la charge verticale, et ne peut pas être estimé en temps réel, un rayon de roulement constant et conservatif (plus faible que le rayon réel) est donc utilisé. Ce choix d'un rayon de roulement plus faible que le rayon réel est conservatif car il conduit à sous-estimer la vitesse des roues et donc à surestimer le taux de glissement, ce qui limite le risque de passer dans la partie instable de la courbe du coefficient de freinage en fonction du taux de glissement (au-delà du maximum de frottement, cf. section 2.1.1.2). Ce fonctionnement explique donc pour quelles raisons la vitesse estimée des roues est inférieure à la vitesse de l'avion en absence de freinage (cf. Figure 7-11).

Ce rayon de roulement doit cependant être estimé très précisément pour ajuster le modèle Brosse. En effet, Jones [Jones, 2012] a montré qu'une erreur de 3 % sur le rayon de roulement pouvait causer une erreur de 10 à 40 % sur l'estimation du coefficient de freinage par le modèle Brosse. Jones propose donc d'estimer ce rayon de roulement en égalant la vitesse de l'avion, V_{AC} , et la vitesse des roues, V_R , sur une section non freinée. Sachant que :

$$V_{AC} = \omega_R R_R \quad (7.37)$$

$$V_R = \omega_R R_H \quad (7.38)$$

où ω_R est la vitesse de rotation des roues (moyenne des vitesses de rotation des quatre roues de l'avion), R_R et R_H sont les rayons de roulement « réel » et pris en hypothèse.

Le Tableau 7-3 ci-dessous compare ces vitesses sur la section comprise entre les PM 160 et 200.

Tableau 7-3 : Comparaison entre la vitesse de l'avion et la vitesse des roues sur la section non freinée

Distance (m)	Vitesse de l'avion (km/h)	Vitesse moyenne des roues (km/h)	Rapport des vitesses
164	225	221	1,02
172	224	221	1,01
179	224	221	1,01
187	223	219	1,02
195	223	218	1,02
203	222	218	1,02

Ce Tableau 7-3 montre que le rapport entre les vitesses sur cette section non freinée est égal, en moyenne, à :

$$\frac{R_R}{R_H} = 1,017 \quad (7.39)$$

Dans les calculs de taux de glissement, la vitesse moyenne des roues sera corrigée de ce facteur quel que soit la vitesse. La Figure 7-12 suivante montre l'effet de cette correction sur l'estimation de la vitesse des roues. La correction augmente légèrement la vitesse estimée des roues de l'avion sur l'ensemble du profil. On vérifie par ailleurs que la vitesse corrigée des roues est bien égale à la vitesse de l'avion sur la section non freinée (cf. Figure 7-12).

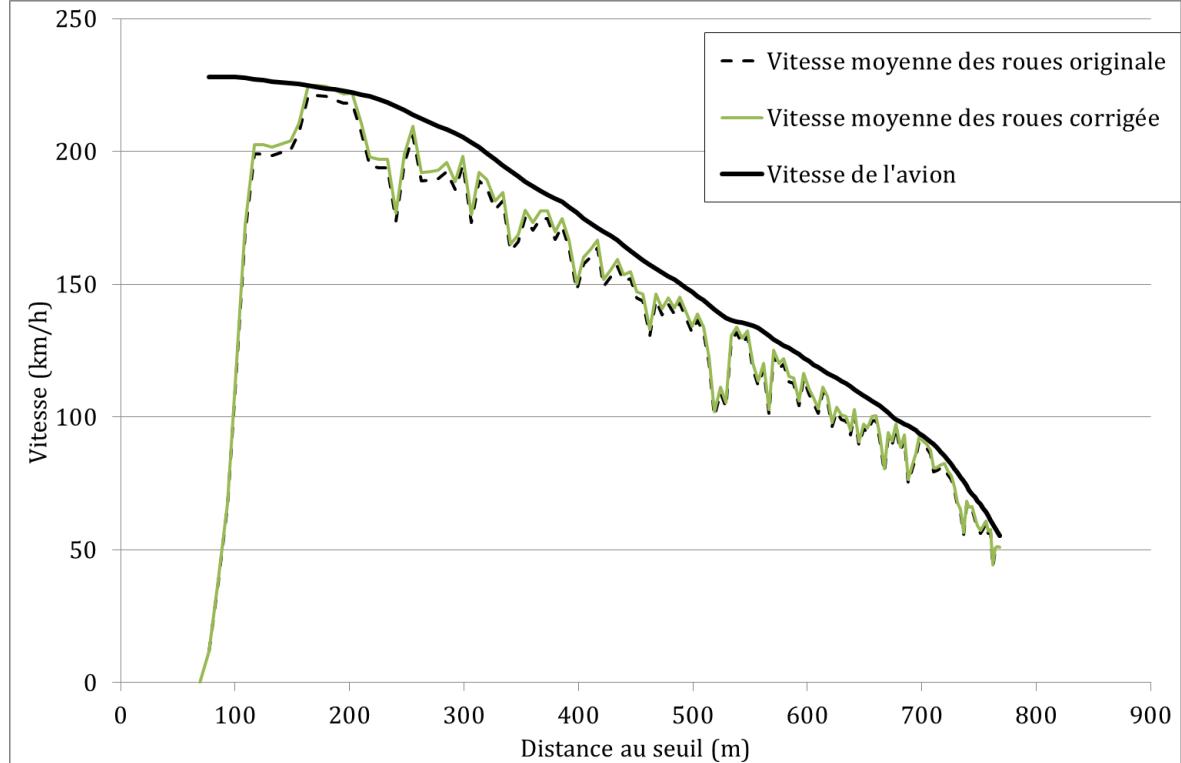


Figure 7-12 : Vitesse des roues originale et corrigée

7.4.1.2.3 Données de taux de glissement

Le taux de glissement, G , est calculé à partir des données de la vitesse de l'avion, v_x , et de la vitesse des roues, $\omega_R R_R$, en s'appuyant sur la définition donnée dans la section 2.1.1.2 :

$$G = \frac{v_x - \omega_R R_R}{v_x} \quad (7.40)$$

Les valeurs de taux de glissement sont compris entre 0 (avant le début du freinage, PM inférieurs à au PM 210) et 27 % avec une concentration importante de point entre 5 et 10 % (cf. Figure 7-13). Cette répartition des points s'explique par le système ABS de l'avion.

Ces données de taux de glissement seront utilisées pour les ajustements du modèle développé dans cette thèse (cf. section 7.5).

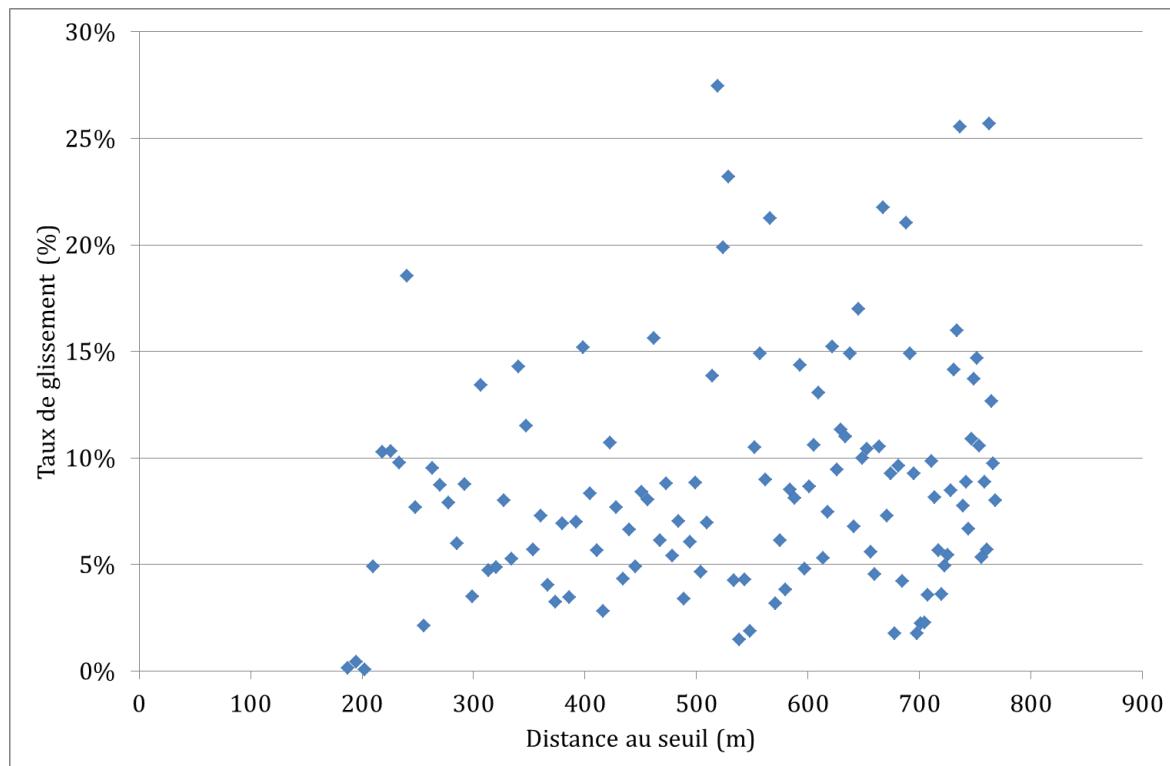


Figure 7-13 : Taux de glissement

7.4.1.2.4 Données de coefficient de freinage

La Figure 7-14 présente, en bleu, les coefficients de freinage mesurés par l'avion, et en vert, le coefficient de freinage attendu sur une piste mouillée standard (cf. section 2.2.3).

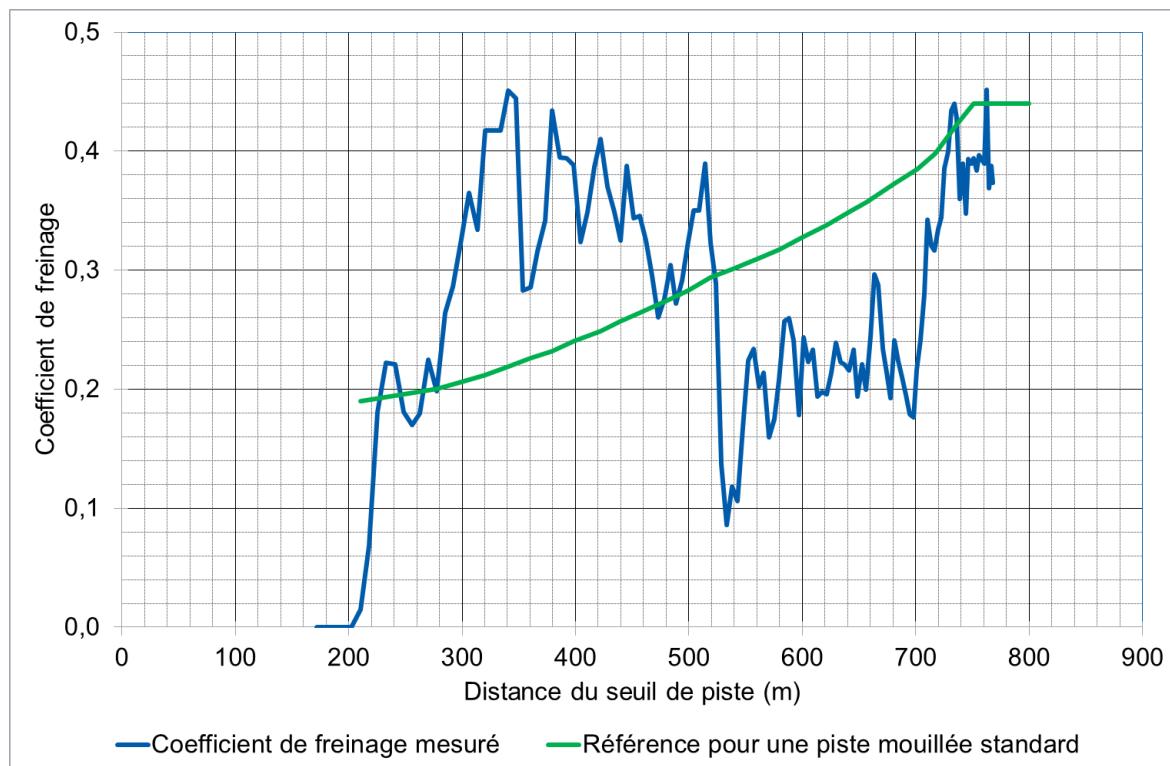


Figure 7-14 : Coefficient de freinage mesuré en fonction de la distance

Ce graphique permet de mettre en évidence trois zones : une première où les performances sont largement supérieures aux performances attendues sur une piste mouillée standard, une deuxième zone où les performances sont inférieures à celles attendues sur une piste mouillée standard et une troisième sur laquelle les performances sont conformes à celles d'une piste mouillée standard (cf. section 2.2.3).

Le coefficient de freinage sur une chaussée mouillée dépend de la vitesse (cf. paragraphe 2.1.2.3), de la surface et du taux de glissement, trois paramètres qui varient le long de la piste. Il était donc nécessaire de procéder à un découpage des données afin de ne pas mélanger ces facteurs d'influences. Ce découpage permet de s'affranchir de l'hétérogénéité de l'état de surface du à la répartition du polluant (cf. section 7.3.1) et de réduire l'influence de la vitesse en réduisant l'étendue de sa variation. On procède donc dans l'analyse à un découpage en zones homogènes (section 7.4.1.3).

7.4.1.3 Identification des zones homogènes

Les zones homogènes ont été identifiées à partir de la méthode des sommes cumulées [Page, 1954]. Cette méthode consiste à calculer, pour chaque valeur d'une grandeur X_i , la série suivante :

$$\begin{cases} S(X_1) = 0 \\ S(X_{n+1}) = S(X_n) + X_{n+1} - \bar{X} \text{ pour } n \geq 1 \end{cases} \quad (7.41)$$

Où \bar{X} représente la moyenne des valeurs de la série X . Cette série est appliquée aux données de coefficients de freinage, μ .

Elle est appliquée à partir du début du freinage, c'est-à-dire à 2,25 s ou 210 m. Les résultats sont présentés dans la Figure 7-15 suivante.

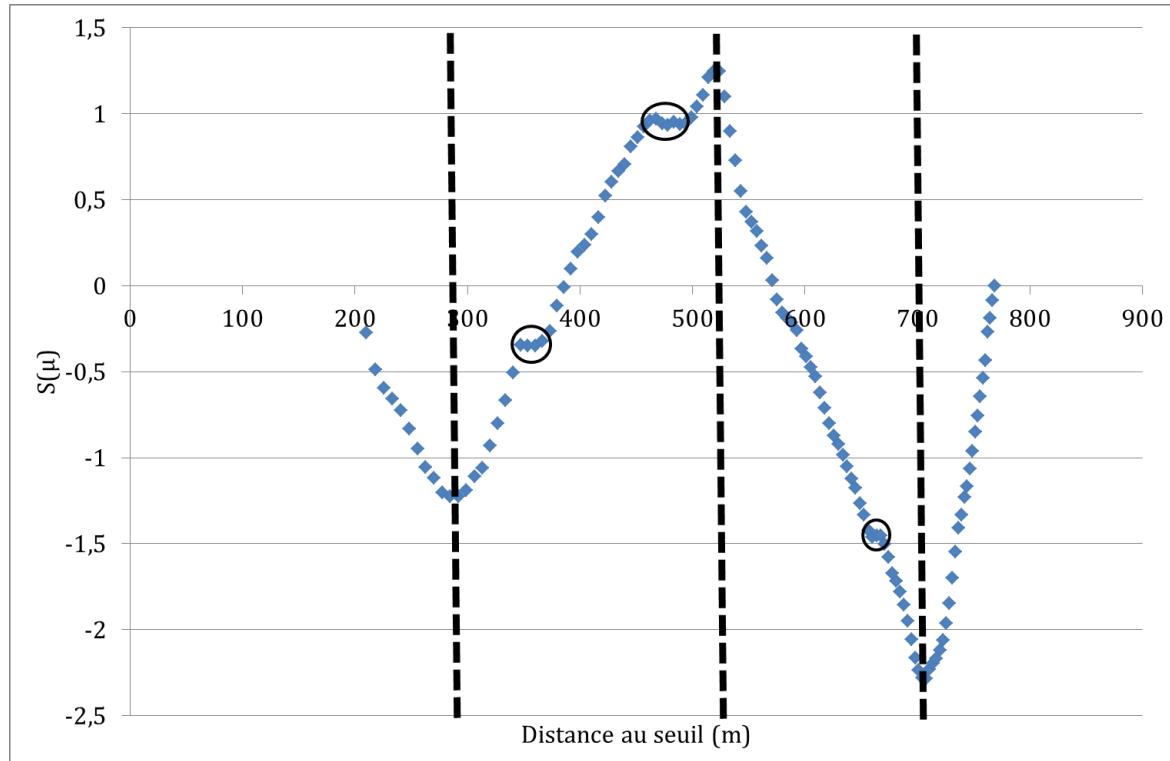


Figure 7-15 : Somme cumulée du coefficient de freinage, μ

Les zones homogènes se caractérisent dans cette méthode par un comportement quasi-linéaire de la série *S*. Les ruptures de pentes indiquent les frontières entre ces zones.

La Figure 7-15 met en évidence quatre zones homogènes. La première démarre au PM 210 (début du freinage) et va jusqu'au PM 292. Elle ne comprend que 12 mesures et correspond à la zone sur laquelle d'importantes variations de la charge verticale, causée certainement par un défaut de l'uni longitudinal, ont été observées (cf. section 7.4.1.2.1). Cette première est donc exclue de l'analyse. Les caractéristiques des trois zones homogènes suivantes sont résumées dans le Tableau 7-4 ci-dessous.

Tableau 7-4 : Zones homogènes identifiées sur la Figure 7-15

Points métriques	Coefficient de freinage moyen	Ecart-type	Coefficient de variation	Nombre de données
299 à 514	0,35	0,05	15 %	37
519 à 707	0,21	0,05	21 %	48
710 à 768	0,38	0,04	9 %	24

Cette Figure 7-15 met également en évidence trois zones particulières entre les PM 353 et 360, entre les PM 467 et 472, et entre les PM 663 et 667. Ces zones sont d'une longueur trop faible pour considérer qu'il s'agit de zones homogènes (entre 4 et 7 m), et ne sont pas caractérisés par une rupture franche de la pente de la série *S*. Il convient cependant d'étudier plus précisément ces points pour décider s'ils imposent un découpage supplémentaire des zones homogènes identifiées dans la Figure 7-15 ou s'il s'agit de valeurs qui doivent être considérées comme aberrantes.

Le Tableau 7-4 montre que les deux premières zones présentent des coefficients de variations supérieurs ou égaux à 15 %, ce qui caractérise une série de données hétérogène. Deux facteurs peuvent expliquer cette dispersion, d'après les données disponibles :

- La charge verticale, ou
- La vitesse de l'avion.

La section 7.4.1.2.1 a mis en évidence des défauts d'uni longitudinaux qui provoquent d'importantes variations de la charge verticale. Il était donc nécessaire de réaliser une analyse en zones homogènes pour ce paramètre également (cf. Figure 7-16).

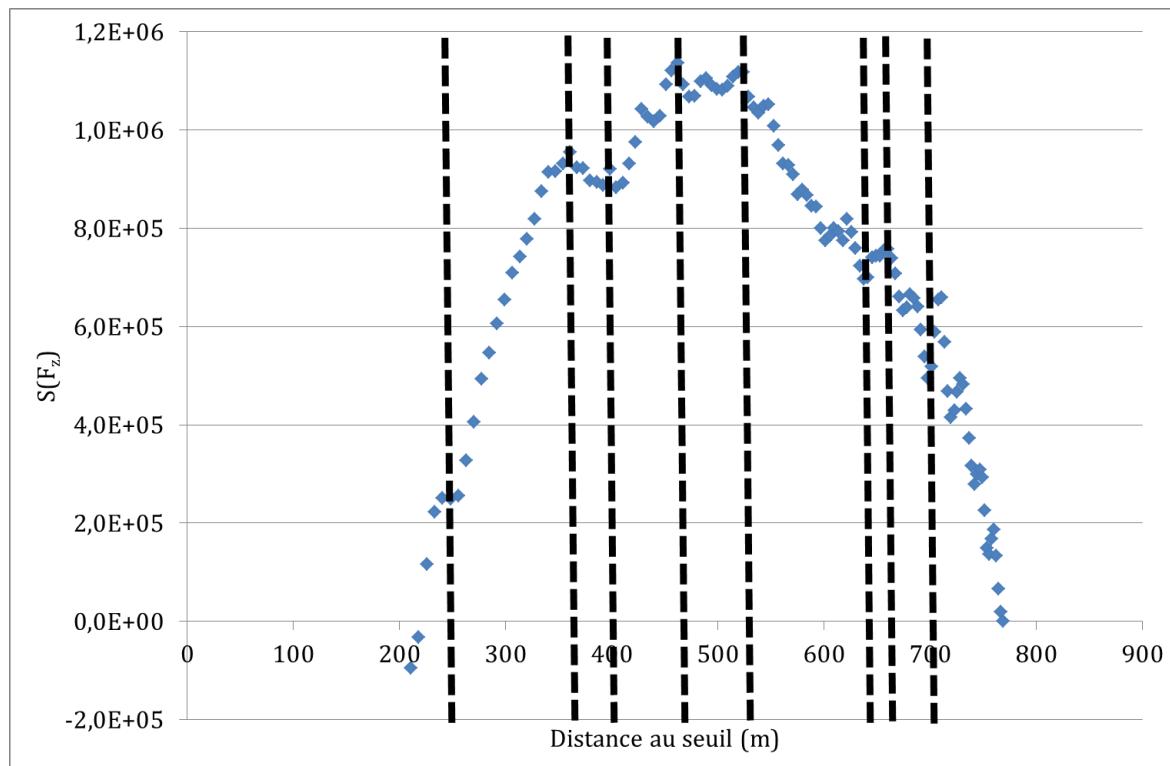


Figure 7-16 : Somme cumulée de la charge verticale mesurée F_z

Cette Figure 7-16 met en évidence huit zones homogènes dont les caractéristiques sont résumées dans le Tableau 7-5 ci-dessous :

Tableau 7-5 : Zones homogènes identifiées sur la Figure 7-16

Points métriques	Charge verticale mesurée moyenne (kN)	Ecart-type (kN)	Coefficient de variation	Nombre de données	Charge verticale modélisée (kN)
248 à 347	529	27	5%	15	475
353 à 404	481	29	5%	9	469
410 à 462	510	28	6%	10	462
467 à 514	481	21	4%	10	463
519 à 645	472	24	5%	30	472
648 à 667	479	17	3%	6	469
670 à 704	480	12	0%	12	468
710 à 768	457	41	9%	24	449

Ce Tableau 7-5 met en évidence d'importantes variations de la charge verticale mesurée entre les PM 248 et 514 (de 481 à 529 kN), qui ne sont pas traduites dans la charge verticale

modélisée (celle-ci varie entre 462 et 475 kN). L'écart entre la charge verticale mesurée et modélisée est plus réduit pour les PM supérieurs. Il montre également que la charge verticale mesurée varie peu sur chacune des zones homogènes identifiées dans la Figure 7-16 (coefficient de variation maximum de 9 %). La charge verticale peut donc être considérée comme homogène sur chacune de ces zones.

Les zones identifiées entre les PM 353 et 360, et entre les PM 467 et 472 (cf. Figure 7-15) correspondent à deux zones où la charge verticale mesurée est plus faible, mais également où le coefficient de freinage est plus faible. On peut donc postuler que la diminution du coefficient de freinage mesuré dans ces zones serait due à des effets dynamiques sur la charge verticale. Les valeurs de coefficients de freinage mesurées dans ces zones peuvent alors être considérées comme des valeurs aberrantes.

La zone identifiée entre les PM 663 et 667 (cf. Figure 7-15) ne correspond pas à une zone où la charge verticale est plus faible. On complète donc cette analyse avec une analyse des données de vitesse de l'avion.

Le Tableau 7-6 suivant montre les étendues de vitesse de l'avion sur chacune des zones identifiées dans la Figure 7-15 :

Tableau 7-6 : Variations de la vitesse de l'avion sur chacune des zones homogènes identifiées dans la Figure 7-15

Points métriques	Vitesse minimale (km/h)	Vitesse moyenne (km/h)	Vitesse maximale (km/h)	Ecart-type (km/h)	Etendue (km/h)
299 à 514	142	172	205	19	63
519 à 707	91	115	140	15	49
710 à 768	55	72	90	11	35

L'étendue de la vitesse est plus importante sur la zone 1, que sur les zones 2 et 3. Le coefficient de freinage sur chaussée mouillée étant très sensible à la vitesse [Gothié, 2001], un découpage supplémentaire de cette zone est donc pertinent pour réduire l'étendue de vitesse.

Afin de disposer de zones homogènes ayant suffisamment de données pour réaliser des ajustements numériques, quatre zones homogènes sont définies de la façon suivante :

- Une première zone homogène entre les PM 299 et 404, en excluant les deux mesures comprises entre les PM 353 et 360. Cette zone contient 15 points.
- Une deuxième zone homogène entre les PM 410 et 514, en excluant les deux mesures comprises entre les PM 467 et 472. Cette zone contient 18 points.
- Une troisième zone homogène entre les PM 519 et 704. Cette zone contient 48 points.
- Une quatrième zone homogène entre les PM 710 et 768. Cette zone contient 24 points.

Le Tableau 7-7 suivant récapitule les caractéristiques de ces quatre zones homogènes :

Tableau 7-7 : Zones homogènes

Zone	Points métriques	Coefficient de freinage moyen	Ecart-type	Coefficient de variation	Nombre de données
Zone 1	299 à 404	0,39	0,04	11 %	15
Zone 2	410 à 514	0,34	0,04	11 %	18
Zone 3	519 à 704	0,21	0,05	21 %	48
Zone 4	710 à 768	0,38	0,03	9 %	24

Ce Tableau 7-7 montre que le découpage en deux zones entre les PM 299 et 514 permet de séparer la série initiale hétérogène en deux séries qui peuvent être considérées comme homogènes. La zone 3 reste hétérogène mais aucun critère n'a été trouvé pour la découper en plusieurs zones homogènes.

7.4.2 MESURES IMAG

7.4.2.1 Description du contenu du fichier de données

Les mesures de l'IMAG sont acquises à une fréquence d'environ 65000 Hz [AFNOR, 2013] et restituées par pas de 1 m. Les principales données restituées par l'IMAG sont :

- La vitesse,
- Le taux de glissement,
- Le débit du système de mouillage,
- Les mesures des capteurs de force horizontaux, du capteur de couple et du capteur de force vertical (cf. section 2.1.3.1.1),
- Le Coefficient de Frottement Longitudinal calculé à partir des mesures des capteurs de force horizontaux (CFL_f , cf. section 2.1.3.1.1) et du capteur de couple (CFL_c , cf. section 2.1.3.1.1),
- La distance par rapport au début de la mesure.

7.4.2.2 Analyse du contenu des données

Les courbes de la vitesse, du taux de glissement et du débit sont utilisées pour contrôler le bon déroulement de l'essai et n'appellent pas de commentaire particulier. Les mesures de CFL sont exploitées dans les Figures 7-17 et 7-18 ci-dessous en lissant les résultats avec une moyenne glissante par pas de 10 m.

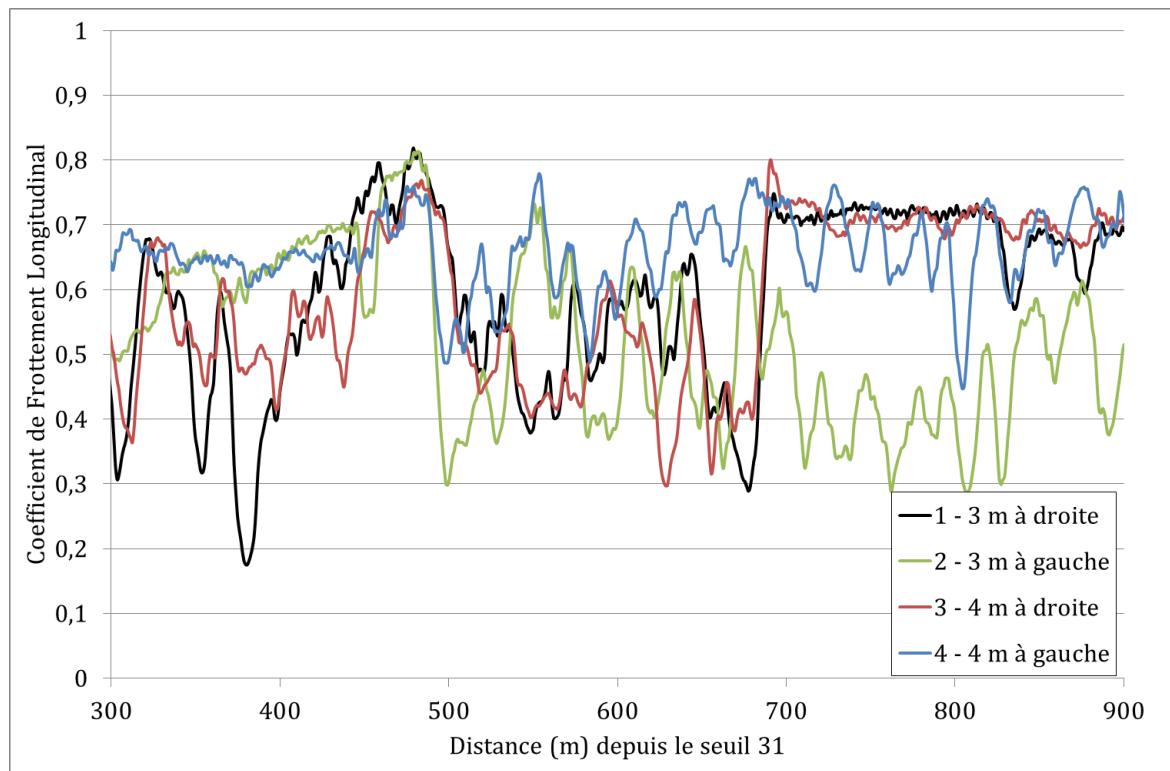


Figure 7-17 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction de la distance depuis le seuil 31 à 65 km/h

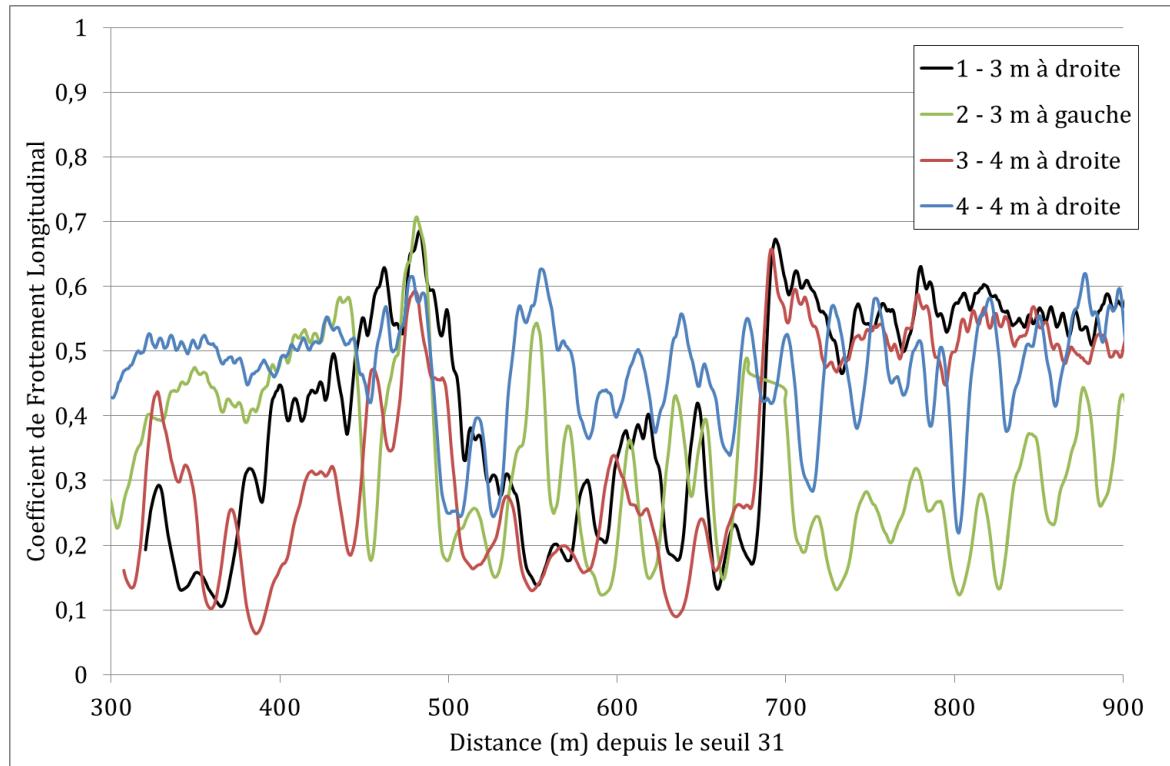


Figure 7-18 : Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction de la distance depuis le seuil 31 à 95 km/h

Ces Figures 7-17 et 7-18 montrent de fortes différences entre les mesures réalisées du côté gauche et celles réalisées du côté droit de l'axe central de la piste. Les deux mesures réalisées du côté droit de l'axe central sont similaires. Les deux mesures réalisées du côté gauche diffèrent à

partir du PM 500, la mesure à 4 m d'excentrement étant très supérieure à la mesure à 3 m. Ces observations peuvent s'expliquer par la répartition hétérogène du ressuage (cf. section 7.3.1).

On observe beaucoup de fluctuations dans les mesures de CFL (cf. Figures 7-17 et 7-18). Ces fluctuations pourraient s'expliquer par les défauts d'un longitudinal identifiés dans la section 7.4.1.2.1). En raisonnant en moyenne, on remarque que les deux mesures à droite montrent une zone de faible adhérence au début de la section mesurée, entre les PM 300 à 400, puis une zone de forte adhérence entre les PM 400 et 500. Elles montrent ensuite à nouveau une zone de faible adhérence entre les PM 500 et 700, qui correspond à la zone également mise en évidence par les mesures avion. Enfin, à partir du PM 700, l'adhérence est de nouveau très bonne jusqu'à la fin de la section mesurée. Les deux mesures à gauche montrent une zone de forte adhérence jusqu'au PM 500. Les mesures à 3 et 4 m diffèrent ensuite, la mesure à 3 m montrant une zone de faible adhérence jusqu'au bout et la mesure à 4 m une zone de forte adhérence jusqu'au bout.

Les Figures 7-17 et 7-18 montrent que les tendances sont similaires aux deux vitesses.

7.4.2.3 Découpage en zones homogènes

Les mesures réalisées par l'IMAG montrent une forte dispersion. Elles seront donc analysées par zones homogènes, en utilisant la méthode des sommes cumulées, comme utilisée pour les mesures de l'avion (cf. section 7.4.1.3). Les résultats de la méthode des sommes cumulées sont présentés dans les Figures 7-19 et 7-20 ci-dessous.

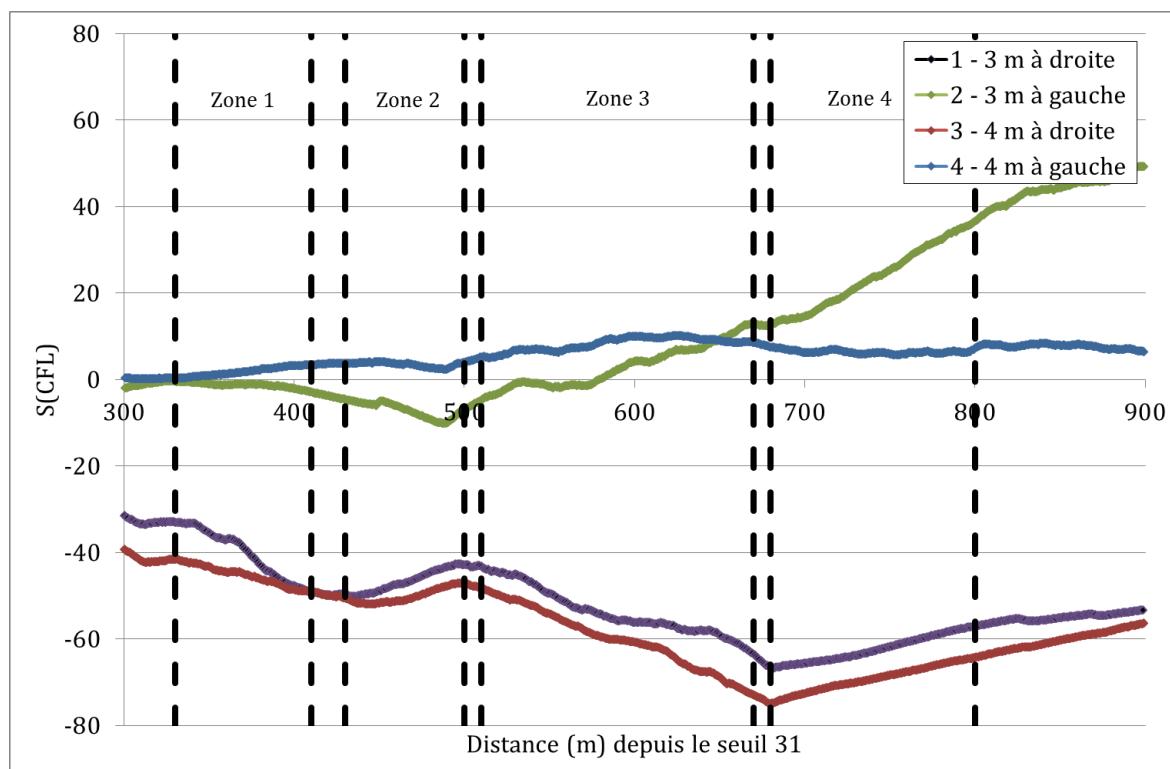


Figure 7-19 : Méthode des sommes cumulées : mesures à 65 km/h

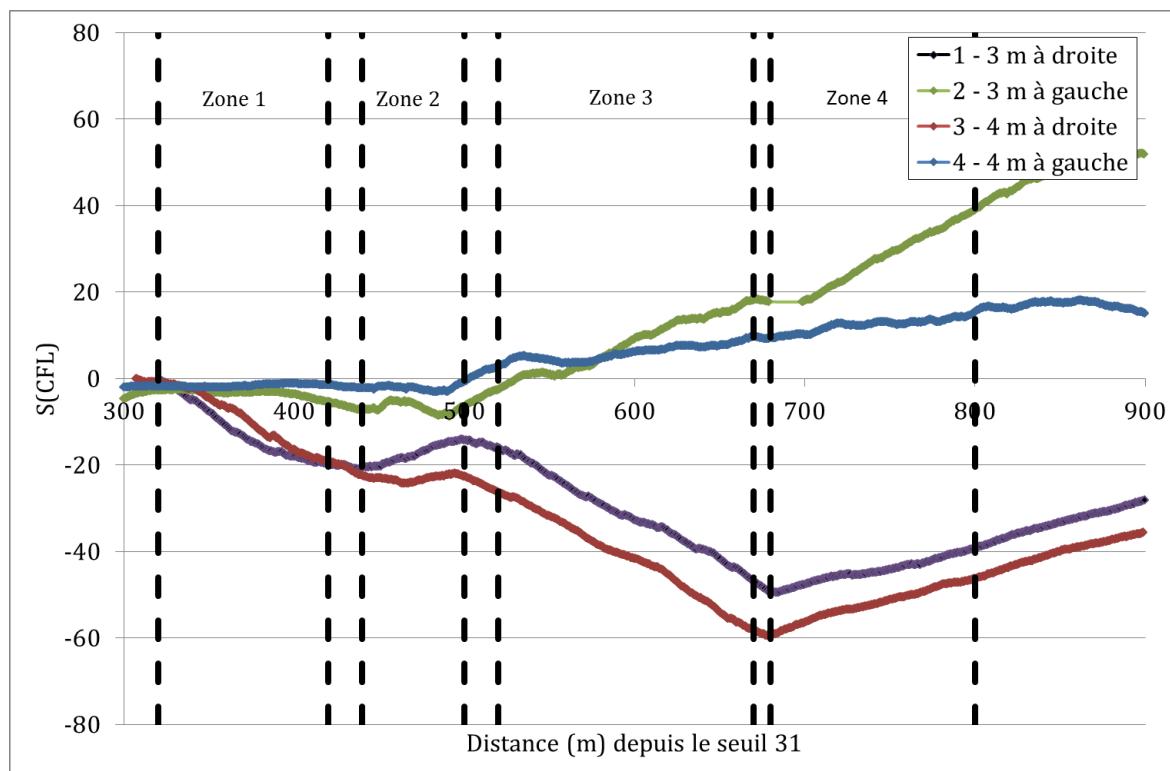


Figure 7-20 : Méthode des sommes cumulées : mesures à 95 km/h

Cette méthode permet d'identifier quatre zones homogènes du côté droit de l'axe et trois zones homogènes du côté gauche. Les limites de ces zones sont rappelées dans les Tableaux 7-8 et 7-9 ci-dessous :

Tableau 7-8 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté droit de l'axe

Zone	PM début – PM fin	Longueur (m)
1	320 – 420	100
2	430 – 500	70
3	510 – 670	160
4	680 - 800	120

Tableau 7-9 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté gauche de l'axe

Zone	PM début – PM fin	Longueur (m)
1	300 – 490	190
2	510 – 670	160
3	680 - 800	120

Afin que l'analyse soit cohérente entre les côtés droit et gauche, la zone 1 du côté gauche sera découpée en deux zones de la même façon que du côté droit. On peut noter qu'ainsi le découpage en zones homogènes des mesures de l'IMAG est cohérent avec celui de l'avion, avec un décalage de l'ordre de 10 à 20 m qui peut s'expliquer par trois raisons. En premier lieu, la localisation du point 0 n'est pas parfaitement connue pour l'IMAG (réalisée visuellement par l'opérateur). En second lieu, la distance est ensuite mesurée par rapport à la rotation des roues porteuses de l'IMAG. Ainsi, si la trajectoire n'est pas parfaitement rectiligne, la distance mesurée sera légèrement surestimée. En dernier lieu, la répartition du contaminant est très hétérogène et on ne peut pas être certain que le passage de l'IMAG corresponde exactement au passage des roues de l'avion. Dans la suite de ce paragraphe, on va chercher à s'affranchir de cette dispersion liée à la répartition hétérogène du contaminant en cherchant une cohérence avec les mesures de l'avion.

Les Tableaux 7-10 et 7-11 ci-dessous présentent les CFL moyens pour chaque mesure de l'IMAG sur chacune des zones homogènes.

Tableau 7-10 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté droit de l'axe

Zone	PM début - PM fin	CFL moyen à 3 m à 65 km/h	CFL moyen à 4 m à 65 km/h	CFL moyen à 3 m à 95 km/h	CFL moyen à 4 m à 95 km/h
1	320 - 420	0,46	0,54	0,27	0,23
2	430 - 500	0,74	0,74	0,58	0,46
3	510 - 670	0,50	0,50	0,26	0,20
4	680 - 800	0,72	0,72	0,56	0,53

Tableau 7-11 : Zones homogènes identifiées par la méthode des sommes cumulées du côté gauche de l'axe

Zone	PM début - PM fin	CFL moyen à 3 m à 65 km/h	CFL moyen à 4 m à 65 km/h	CFL moyen à 3 m à 95 km/h	CFL moyen à 4 m à 95 km/h
1	300 - 420	0,63	0,64	0,45	0,50
2	430 - 500	0,65	0,66	0,41	0,60
3	510 - 670	0,58	0,67	0,39	0,52
4	680 - 800	0,39	0,66	0,22	0,45

Conformément aux observations qualitatives des résultats présentés dans la section 7.4.2.2, les Tableaux 7-10 et 7-11 ci-dessus montrent certaines situations où le CFL est sensiblement différent entre 3 et 4 m de l'axe :

- Dans la zone 1 du côté droit, l'écart atteint 0,08 à 65 km/h

- Dans la zone 2 du côté droit, l'écart atteint 0,08 à 95 km/h
- Dans la zone 2 du côté gauche, l'écart atteint 0,19 à 95 km/h
- Dans la zone 3 du côté gauche, l'écart atteint 0,09 à 65 km/h et 0,13 à 95 km/h
- Dans la zone 4 du côté gauche, l'écart atteint 0,27 à 65 km/h et 0,23 à 95 km/h.

On note donc une certaine incohérence dans les mesures du côté gauche dans les zones 2, 3 et 4, probablement lié à une distribution très dispersée du polluant.

La Figure 7-21 suivante compare les mesures réalisées avec l'IMAG (à 95 km/h) et celles réalisées avec l'avion.

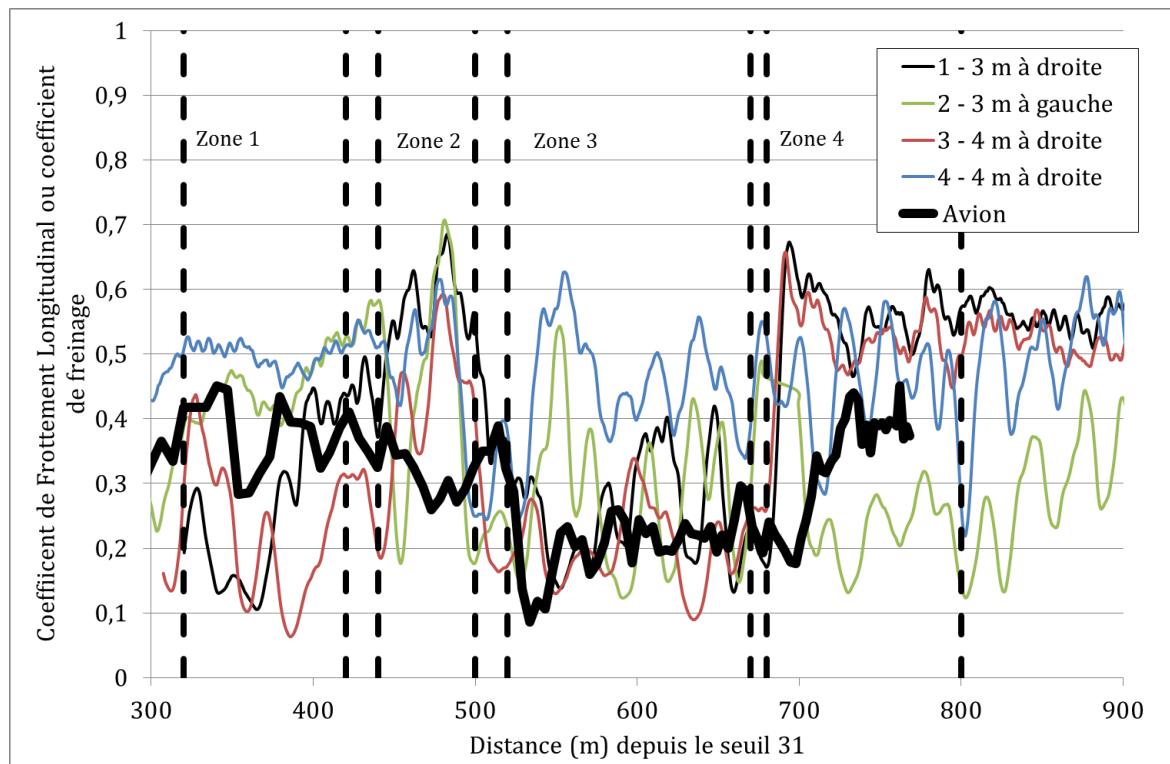


Figure 7-21 : CFL mesuré par l'IMAG et coefficient de freinage mesuré par l'avion

Cette Figure 7-21 montre les tendances suivantes :

- Les mesures IMAG du côté gauche sont cohérentes avec les mesures avion dans la zone 1,
- Les mesures IMAG du côté droit sont cohérentes avec les mesures avions dans les zones 2, 3 et 4.

On retient donc les valeurs suivantes pour l'IMAG (cf. Tableau 7-12) :

Tableau 7-12 : CFL moyen sur chacune des zones homogènes

	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4
CFL moyen à 65 km/h	0,64	0,74	0,50	0,72
CFL moyen à 95 km/h	0,48	0,52	0,23	0,55

Cette analyse a permis d'identifier des valeurs de CFL pour chacune des zones homogènes pour lesquelles des valeurs de coefficient de freinage avion avaient été identifiées (cf. section 7.4.1.2.4). Ces données permettront de valider l'ensemble de la démarche de prévision du coefficient de freinage de l'avion à partir des mesures de l'IMAG (cf. section 7.6).

7.5 VALIDATION DU MODELE APPLIQUE A L'AVION

L'objectif de ce paragraphe est d'identifier les couples (μ_{kx}, μ_{sx}) adaptés aux mesures de l'avion (cf. sections 7.5.2 et 7.5.3). Ces couples sont comparés avec l'Equation (6.12) calée sur les données des plans d'expérience réalisés avec l'IMAG (cf. section 6.3.1) dans la section 7.5.5.

7.5.1 DONNEES DE L'AVION

L'avion ayant réalisé les mesures était équipé d'un pneumatique radial 46 X 17 R 20 de la marque Michelin. Il était gonflé à 15 bars. La charge de l'avion enregistrée par les capteurs de force positionnés sur chacun des trains principaux était de 480 kN (cf. section 7.4.1.2.1). Les trains principaux de cet avion disposent de deux roues chacun, en supposant que la charge est équitablement répartie sur chaque roue des trains principaux, la charge moyenne appliquée sur chaque roue est de 120 kN. La référence du pneumatique permet de trouver les données d'entrée du modèle suivante [Michelin, 2017] (cf. Tableau 7-13).

Tableau 7-13 : Caractéristiques du pneumatique de l'avion utilisé lors de l'inter-comparaison IMAG/avion et comparaison avec les pneumatiques AIPCR et « Falcon » de la section 5.2

	AIPCR	Falcon	Intercomparaison IMAG/avion
Hauteur des flancs du pneumatique, l_{flanc} (m)	0,12	0,13	0,27
Epaisseur des flancs du pneumatique, e_{flanc} (mm)	3,5	6,6	22
Epaisseur de la bande de roulement, e_{BdR} (mm)	16	29	35
Diamètre du pneumatique, D (m)	0,65	0,66	1,17
Largeur de coupe nominale du pneumatique, w (m)	0,17	0,17	0,43
Pression de gonflage nominale du pneumatique, p_r (kPa)	250	1550	1530
Nombre de rainures du pneumatique, N (-)	0	4	4
Largeur des rainures du pneumatique, AT (mm)	N/A	8	10
Profondeur des rainures du pneumatique, DT (mm)	N/A	10	12
Largeur centrale entre les rainures du pneumatique, CEN (mm)	N/A	24	80
Largeur entre les rainures extérieures du pneumatique, LAT (mm)	N/A	13	30

Enfin, les données relatives aux modules de cisaillement de la bande de roulement et des flancs pour le pneumatique de l'avion de l'intercomparaison IMAG/avion sont extraites de la littérature [Jones, 2012] :

- Module de cisaillement de la bande de roulement : 4 MPa
- Module de cisaillement des flancs : 14,4 MPa

Le Tableau 7-13 montre que le pneumatique de l'avion de l'intercomparaison IMAG/avion est de dimensions plus importantes que le pneumatique « Falcon ». Il s'en rapproche pour la pression de gonflage nominale (pression de gonflage recommandée par le constructeur lorsque le pneumatique est utilisé à sa charge maximale) et le nombre de rainure.

7.5.2 METHODE D'IDENTIFICATION DES PARAMETRES DU MODELE

Dix données sont nécessaires pour utiliser le modèle Brosse adapté au cas mouillé (cf. section 4.7.1.2). Les données de demi-longueur de l'aire de contact (a et a_o), de force hydrodynamique (F_L), de longueur mouillée (L_m), de force de réaction du sol support (F_g) sont calculées à partir du modèle « aire de contact » (cf. section 4.4.2). La raideur du pneumatique (C_x) est calculée par le modèle de raideur du pneumatique (cf. section 4.5). La distribution de la force verticale est calculée par l'Equation (4.19). Le taux de glissement, G , est

connu à partir des vitesses (vitesse de l'avion et vitesses des roues) mesurées pendant le freinage (cf. section 7.4.1.2.3). Les deux coefficients de frottement, statique et dynamique (μ_{sx} et μ_{kx}), sont ajustés sur les données expérimentales (cf. section 7.4.1). Contrairement aux ajustements réalisés sur les données de l'IMAG (cf. section 6.3.2), il est nécessaire dans le cas de l'avion d'ajuster sur les deux coefficients de frottement simultanément.

En effet, contrairement au cas des plans d'expérience réalisés avec l'IMAG, le système ABS de l'avion fait qu'il n'y a pas de points pour des taux de glissement supérieurs à 30 %. Il n'est donc pas possible d'identifier de valeurs du coefficient de freinage correspondant à la zone dans laquelle toute l'aire de contact pneumatique/chaussée est en glissement (sur le palier au-delà du maximum de la courbe du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement). On ne dispose donc pas de données permettant de calculer directement le coefficient de frottement dynamique dans le cas de l'avion.

7.5.3 MÉTHODE D'OPTIMISATION DES AJUSTEMENTS

Les ajustements sont réalisés sur chaque zone homogène en utilisant une technique similaire à celle décrite section 6.3.2.2. La fonction de performance à minimiser est la somme du carré des écarts entre le modèle et les données expérimentales. Des contraintes ont été définies sur le coefficient de frottement dynamique (maximum 0,5 correspondant à la valeur du coefficient de frottement dynamique sur piste sèche identifiée par Jones [Jones, 2012]) et statique (supérieur ou égal au coefficient de frottement dynamique et inférieur à 2).

Comme dans la section 6.3.2.2, une étude de sensibilité aux conditions initiales a été réalisée en recherchant les minima locaux pour les conditions initiales suivantes : un coefficient de frottement dynamique de 0,2 et 0,4, et un coefficient de frottement statique de 0,4 et 0,8. Le minimum des minima locaux a été retenu.

7.5.4 RESULTATS DES AJUSTEMENTS

Cette méthode a permis d'obtenir des ajustements satisfaisants sur chacune des zones homogènes (cf. Figures 7-22 à 7-25) compte-tenu de la dispersion importante des points de mesure et des hypothèses qui ont dû être formulées concernant la Profondeur Moyenne de Profil et la hauteur d'eau (cf. section 7.3.1). L'erreur quadratique moyenne est de 0,05, 0,05, 0,05 et 0,03 respectivement sur les zones 1, 2, 3 et 4 à comparer à l'incertitude de mesure de mesure de l'IMAG (0,10 [Gerthoffert, 2013]).

Les données expérimentales sont regroupées pour des taux de glissement allant de 2 à 27 %, c'est-à-dire autour du maximum du coefficient de freinage, en raison du système ABS de l'avion. Pour plus de lisibilité, les Figures 7-22 à 7-25 ont donc été grossies sur les taux de glissement inférieurs à 40 %.

Les courbes modélisées présentent les caractéristiques attendues de la courbe de freinage (cf. section 2.1.1.2) : une augmentation linéaire avec le taux de glissement au début du freinage, le maximum du coefficient de freinage en fonction du taux de glissement puis une décroissance du coefficient de freinage pour les taux de glissement supérieurs au maximum de la courbe du coefficient de freinage en fonction du taux de glissement. Cette décroissance est davantage marquée pour les zones 1, 2 et 4. Sur la zone 3 (zone dégradée par le ressauage), cette décroissance est faible, ce qui signifie que le coefficient de freinage maximal, μ_{max} , prédit est proche du coefficient de freinage roue bloqué, $\mu_{bloqué}$. Cette caractéristique pour les pistes

glissantes avait également été observée sur les mesures de l'IMAG (cf. section 6.3.1) ainsi que dans la littérature pour des véhicules routiers [Gothié, 2001].

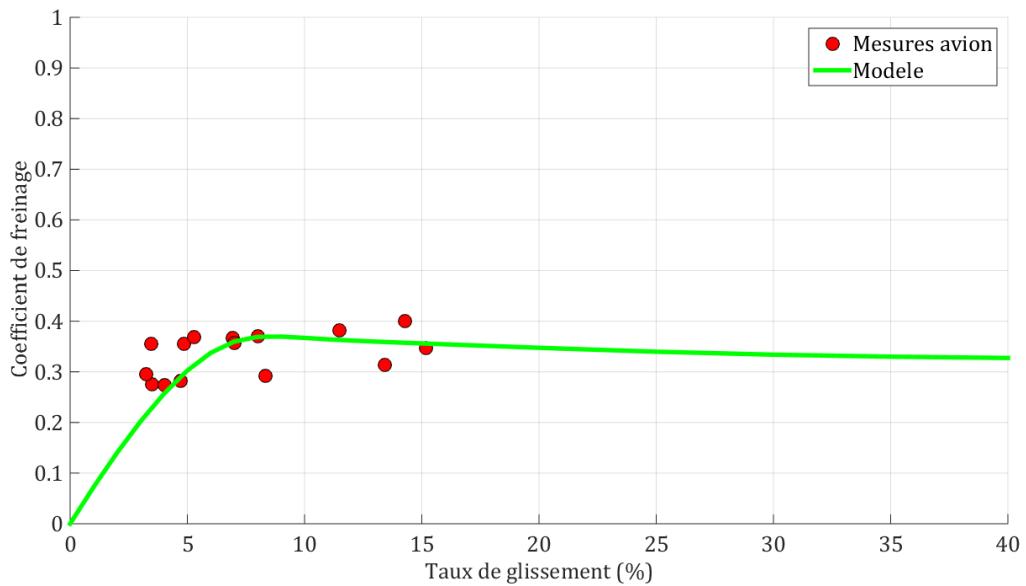


Figure 7-22 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 1

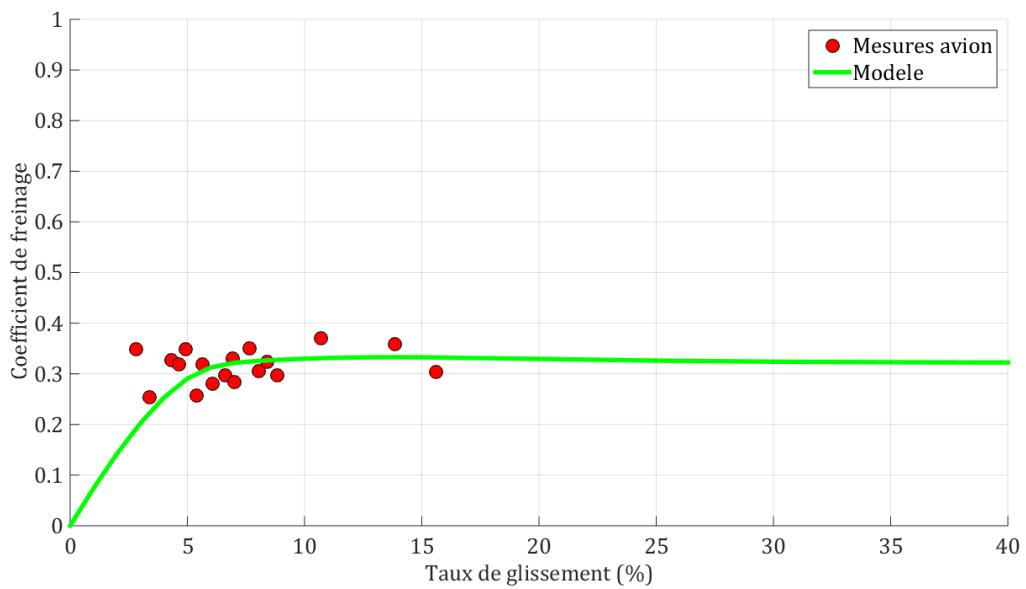


Figure 7-23 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 2

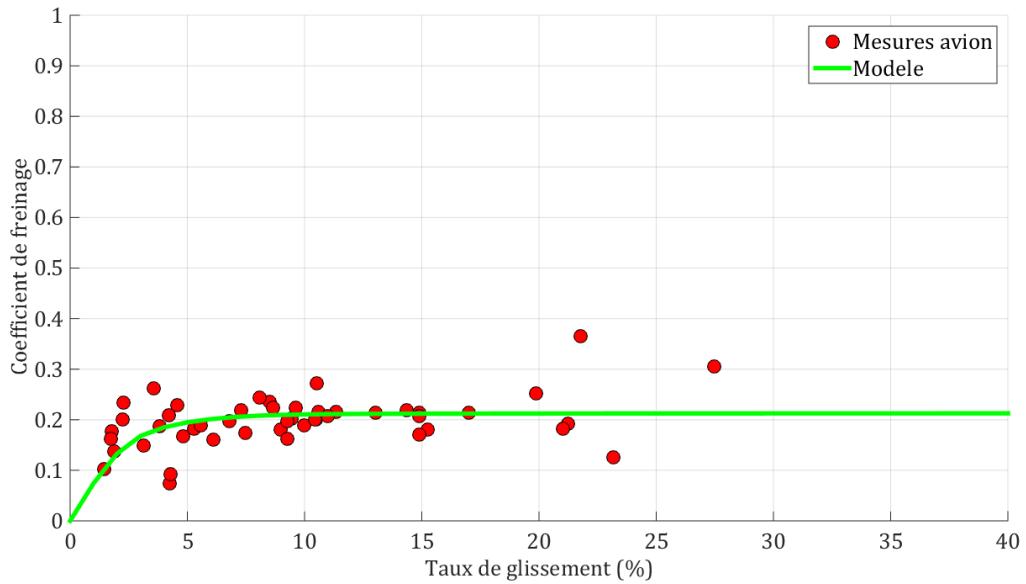


Figure 7-24 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 3

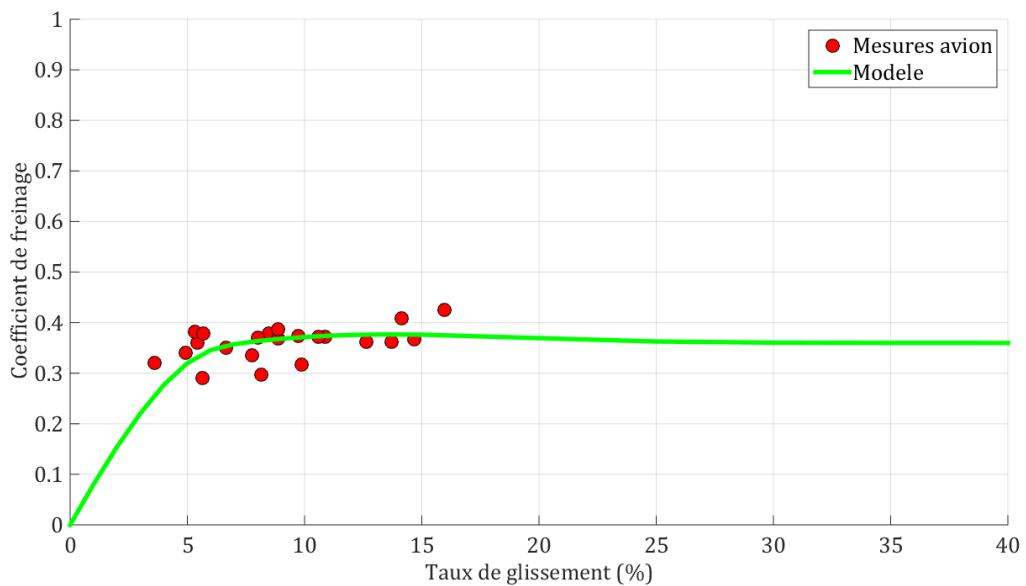


Figure 7-25 : Comparaison entre le modèle et les coefficients de freinage mesurés dans la zone 4

Les coefficients de frottement statique et dynamique associés à chacun des ajustements de la Figure 7-25 sont donnés dans le Tableau 7-14 ci-dessous :

Tableau 7-14 : Coefficients de frottement statique et dynamique issus de l'ajustement du modèle aux données de l'avion

	Zone 1	Zone 2	Zone 3	Zone 4
Coefficient de frottement dynamique μ_{kx}	0,40	0,37	0,23	0,37
Coefficient de frottement statique μ_{sx}	0,91	0,66	0,27	0,62

7.5.5 RELATION ENTRE LES COEFFICIENTS DE FROTTEMENT STATIQUE ET DYNAMIQUE POUR L'AVION

La section 6.3.2.5 avait permis de calibrer une relation entre les coefficients de frottement statique et dynamique à partir des essais réalisés avec l'IMAG équipé du pneumatique AIPCR (cf. Equation (6.12)). La même Equation (6.12) est également adaptée au pneumatique « Falcon » (cf. section 6.3.2.5).

Cette Equation (6.12) est appliquée aux valeurs de coefficients de frottement dynamique trouvées dans le Tableau 7-14 pour prédire les coefficients de frottement statique de l'avion. Ces valeurs prédictes sont comparées aux valeurs obtenues lors des ajustements (cf. Tableau 7-14) dans la Figure 7-26 ci-dessous. Cette Figure 7-26 démontre que l'Equation (6.12) s'applique également sans calibration supplémentaire aux données de l'avion. En effet, l'erreur quadratique moyenne sur le coefficient de frottement statique est de 0,19, ce qui est meilleur que l'erreur calculée pour les pneumatiques AIPCR et « Falcon » (cf. section 6.3.2.5).

Sur la même Figure 7-26 sont présentées les valeurs obtenues par Jones [Jones, 2012] dans le cas sec. On note que l'Equation (6.12) permet une prédition satisfaisante du coefficient de frottement statique dans le cas sec sans calibration supplémentaire (erreur de 0,19).

En conclusion, cette Figure 7-26 montre une bonne cohérence entre les valeurs prédictes par l'Equation (6.12) et les valeurs obtenues par les plans d'expérience ou trouvées dans la littérature. 65 % des points sont compris dans un fuseau de +/- 0,25 (erreur quadratique moyenne calculée dans la section 6.3.2.5 pour l'Equation (6.12)). L'Equation (6.12) peut donc être utilisée pour prédire le coefficient de frottement statique de l'avion à partir du coefficient de frottement dynamique et de la vitesse de l'avion.

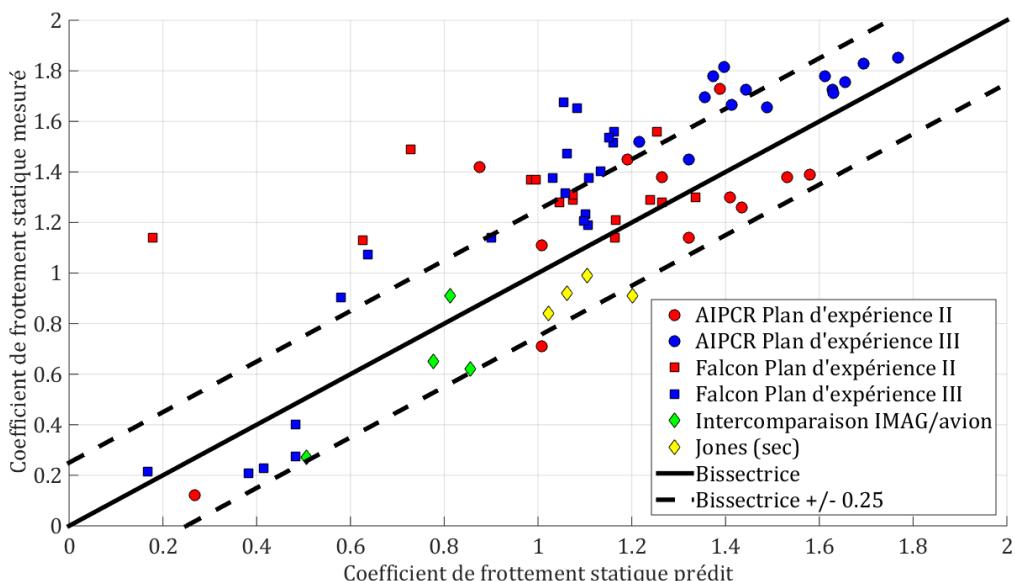


Figure 7-26 : Comparaison entre les coefficients de frottement statiques obtenus par ajustements sur les différents plans d'expérience réalisés dans cette thèse, les coefficients de frottement statique obtenus par Jones [Jones, 2012] dans le cas sec et les valeurs prédictes par l'Equation (6.12)

Cette Figure 7-26 démontre que la relation identifiée dans la section 6.3.2.5 pour le pneumatique AIPCR (sous la charge standard de 1800 N) peut être utilisée également pour une gamme suffisamment large de pneumatiques d'avions et de charges. En effet, deux pneumatiques d'avions ont été utilisés (le pneumatique « Falcon » et le pneumatique équipant l'avion utilisé lors de l'inter-comparaison IMAG/avion) dans le cadre des travaux de cette thèse. De plus, Jones avait travaillé à partir de données issues de 16 pneumatiques. Ces résultats montrent également, grâce à la prise en compte des données de Jones, que cette relation peut être utilisée aussi bien pour le cas sec que le cas mouillé.

7.6 VALIDATION DE LA DEMARCHE

La Partie 6 a démontré que le modèle développé dans cette thèse est adapté à la description de la mesure de l'IMAG. La section 7.5 a validé ce même modèle pour l'avion. Dans cette dernière section, l'ensemble de la démarche, de la mesure au moyen de l'IMAG jusqu'à la prévision du coefficient de freinage de l'avion, est mise en œuvre. Les données utilisées pour cette validation sont issues 1/ de la base de données du JWRFMP (cf. section 7.3.2) et 2/ des essais de comparaison IMAG/avion décrits dans la section 7.3.1.

La section 7.6.1 explique comment sont calculées les données d'entrée du modèle qui ne sont pas fournies dans la base de données du JWRFMP et la section 7.6.2 décrit comment sont calculés les données d'entrée de la fonction de transfert de l'IMAG à l'avion. La section 7.6.3 présente les résultats issus de la démarche développée dans cette thèse.

7.6.1 DONNEES D'ENTREE DU MODELE BROSSE

Les données d'entrée du modèle Brosse pour l'avion utilisé lors de l'inter-comparaison IMAG/avion sont présentées dans la section 7.5.1. La présentation des données dans cette section-ci se limite donc aux avions du JWRFMP (cf. Tableau 7-15).

Certaines données d'entrée du modèle ne figurent pas dans la base de données du JWRFMP. Il s'agit des données relatives aux pneumatiques (pression de gonflage et dimensions), à l'état de surface (hauteur d'eau et texture), à la charge à la roue et la pression de contact. Les sections 7.6.1.1 à 7.6.2 détaillent comment ces données sont obtenues.

7.6.1.1 Données relatives aux pneumatiques

Le modèle développé dans cette thèse utilise de multiples données liées au pneumatique : pression de gonflage, pression de gonflage nominale, diamètre, largeur, nombre et profondeur des rainures, module de cisaillement... Ces informations ont été déduites des références des pneumatiques en utilisant des tables des manufacturiers de pneumatiques [Michelin, 2017] et des informations de Croll et al. [Croll, 2002]. Le Tableau 7-15 présente les données utilisées et leur origine.

Tableau 7-15 : Données des pneumatiques des avions utilisés dans la validation

	Falcon 20	Dornier 328	Dash 8
Référence du pneu	26x6.6 14 P.R. ²	26x6.6 14 P.R. ²	H31x9.75 13 P.R. ²
Type de structure	Croisée ³	Croisée ³	Croisée type-H ³
Largeur	0,17 m ⁴	0,17 m ⁴	0,25 m ⁴
Diamètre	0,66 m ⁴	0,66 m ⁴	0,79 m ⁴
Pression de gonflage	940 kPa ²	800 kPa ²	590 kPa ²
Pression de gonflage nominale	1550 kPa ⁴	1550 kPa ⁴	620 kPa ⁴
Nombre de rainure	4 ⁵	4 ⁶	4 ⁷
Largeur des rainures	8 mm ⁸	8 mm ⁶	8 mm ⁷
Profondeur des rainures	10 mm ⁸	10 mm ⁶	10 mm ⁷
Espacement entre les rainures intérieures	24 mm ⁸	24 mm ⁶	24 mm ⁷
Espacement entre les rainures intérieures et extérieures	13 mm ⁸	13 mm ⁶	13 mm ⁷
Hauteur des flancs	0,10 m ⁴	0,10 m ⁴	0,18 m ⁴
Epaisseur des flancs	7 mm ⁴	10 mm ⁴	12 mm ⁴
Epaisseur de la bande de roulement	29 mm ⁴	28 mm ⁴	20 mm ⁴
Module de cisaillement de la bande de roulement	4 MPa ⁹	4 MPa ⁹	4 MPa ⁹
Module de cisaillement des flancs	14,4 MPa ⁹	14,4 MPa ⁹	14,4 MPa ⁹

Les informations sur le nombre de rainures et leur largeur pour le pneumatique du Dash 8 n'ont pas été trouvées dans la littérature. Comme les dimensions sont similaires à celles des pneumatiques du Falcon 20 et du Dornier 328, les mêmes caractéristiques ont été retenues.

² [Croll, 2002]

³ Déduit de la référence du pneumatique

⁴ [Michelin, 2017]

⁵ Comptage à partir du profil du pneumatique (cf. Figure 5-5).

⁶ Même référence que le pneumatique « Falcon ».

⁷ Hypothèse

⁸ Estimation à partir du profil du pneumatique (cf. Figure 5-5)

⁹ [Jones, 2012]

7.6.1.2 Données relatives à la surface

Les essais identifiés dans la section 7.3.2 ne contiennent pas d'information quantitative sur la texture ni sur la hauteur d'eau.

- Deux essais contiennent la description : 80 % sec et humide avec des patches d'eau stagnante, 20 % sec et nu.
- Trois essais contiennent la description : 100 % sec et humide sur une texture granulaire, avec 10 à 20 % d'eau stagnante
- Deux essais contiennent la description 100 % sec et mouillé.

Pour tous ces essais, l'hypothèse d'une texture de 1 mm et d'une hauteur d'eau de 1 mm est retenue.

7.6.1.3 Calcul de la charge à la roue

Pour la charge verticale, on ne dispose que des masses maximales autorisées à l'atterrissement ou au décollage [Croll, 2002]. Cette masse est ramenée à une roue du train principal (les roues de la roulette de nez ne sont pas freinées) en considérant la répartition des masses entre les atterrisseurs principaux et la roulette de nez, et le nombre de roues (cf. Tableau 7-16). Il faut également corriger de la portance aérodynamique, à partir de la vitesse, de la surface alaire et du coefficient de portance aérodynamique [Croll, 2002]. La charge verticale à la roue, F_z , est alors calculée par :

$$F_z = \frac{(Mg - 1/2 \rho^{air} v_x^2 S_a C_L)}{Nb} P_m \quad (7.42)$$

Où M =masse maximale de l'avion à l'atterrissement ou au décollage, g =gravité de pesanteur, ρ^{air} =masse volumique de l'air, v_x =vitesse d'avancement de l'avion, S_a =surface alaire, C_L =coefficient de portance aérodynamique, Nb =nombre de roue et P_m =proportion de la masse appliquée sur l'atterrisseur principal.

Pour calculer la masse par roue, on utilise donc les données figurant dans le Tableau 7-16 :

Tableau 7-16 : Données nécessaires au calcul de la charge à la roue

	Falcon 20	Dornier 328	Dash 8
Vitesse	Vitesse moyenne sur la section freinée Base de données du JWRFMP	Vitesse moyenne sur la section freinée Base de données du JWRFMP	Vitesse moyenne sur la section freinée Base de données du JWRFMP
Surface alaire	41 m ² [Croll, 2002]	40 m ² Wikipédia	52,7 m ² [Croll, 2002]
Coefficient de portance aérodynamique	0,3 [Croll, 2002]	0,1 Hypothèse	0,0767 [Croll, 2002]
Charge maximale autorisée à l'atterrissage ou au décollage	122 kN [Croll, 2002]	175 kN [Croll, 2002]	144 kN [Croll, 2002]
Répartition de la masse sur l'atterrisseur principale	47,5 % Base de données Winficav (STAC)	47,5 % Base de données Winficav (STAC)	46,7 % Base de données Winficav (STAC)
Nombre de roues du train principal	2 Base de données Winficav (STAC)	2 Base de données Winficav (STAC)	2 Base de données Winficav (STAC)

7.6.2 DONNEES D'ENTREE DE LA FONCTION DE TRANSFERT DE L'IMAG A L'AVION

L'Equation (7.31) permet de calculer le coefficient de frottement dynamique pour le pneumatique de l'avion à partir du coefficient de frottement dynamique du pneumatique de l'IMAG en utilisant la pression de contact entre le pneumatique et la chaussée. Cette pression de contact est définie dans la suite comme la pression de contact moyenne dans l'aire de contact et est calculée en divisant la charge verticale par la surface de contact apparente. Ce paragraphe explique comment cette donnée est calculée à partir du modèle « aire de contact » (cf. section 4.4).

La surface de contact apparente est calculée à partir des Equations de Smiley et Horne [Smiley, 1958] (cf. Equations (4.22) à (4.25)) pour les pneumatiques à structure croisée (cas des avions du JWRFMP), et les Equations de Van Es [Van Es, 1999] (cf. Equations (4.28) à (4.30)) pour les pneumatiques à structure radiale (cas de l'avion utilisé lors de l'inter-comparaison IMAG/avion). Ces dernières ont été vérifiées sur les empreintes réalisées avec le pneumatique « Falcon » (cf. section 6.2.2.1). La surface de contact apparente pour le pneumatique à structure croisée type H est calculée à partir des Equations (4.28), (4.33) et (4.34). Une différence notable soulignée dans la littérature entre ces types de structure réside dans la raideur des

pneumatiques, les pneumatiques à structure radiale étant significativement plus rigides que les pneumatiques à structure croisée. Cela modifie la forme de l'aire de contact, ellipsoïdale pour un pneumatique à structure croisée, rectangulaire pour un pneumatique à structure radiale [Jones, 2012][Smiley, 1958].

Dans le cas de l'IMAG équipé du pneu AIPCR lisse, l'aire de contact a une forme d'ellipse de grand rayon a et de petit rayon $b/2$. La pression de contact moyenne (cf. Tableau 7-17) est alors calculée par:

$$p^{IMAG} = \frac{F_g}{\pi a b/2} \quad (7.43)$$

Dans le cas des avions Falcon 20, Dornier 328 et Dash 8 (cf. Tableau 7-15) utilisés pendant le JWRFMP, l'aire de contact a une forme d'ellipse de grand rayon a et de petit rayon $b/2$. Les pneus sont rainurés (N rainures de largeur AT). La pression de contact moyenne (cf. Tableau 7-17) est alors calculée par:

$$p^{avion} = \frac{F_g}{\pi a (b - N * AT)/2} \quad (7.44)$$

Dans le cas de l'avion utilisé lors de l'inter-comparaison IMAG/avion, l'aire de contact a une forme rectangulaire (de côté $2a$ et b) et les pneus sont rainurés (N rainures de largeur AT). La pression de contact moyenne (cf. Tableau 7-17) est alors calculée par :

$$p^{avion} = \frac{F_g}{2a (b - N * AT)} \quad (7.45)$$

Tableau 7-17 : Calcul de la pression de contact

	IMAG	Falcon 20	Dornier 328	Dash 8	Avion de l'inter-comparaison IMAG/avion
Longueur de l'aire de contact, $2a$ (m)	0,12	0,22	0,29	0,30	0,36
Largeur de l'aire de contact, b (m)	0,09	0,11	0,15	0,20	0,28
Surface apparente brute (rainures incluses) (m ²)	8,0.10 ⁻³	2,0.10 ⁻²	3,3.10 ⁻²	4,7.10 ⁻²	9,9.10 ⁻²
Surface apparente nette (rainures exclues) (m ²)	N/A	1,4.10 ⁻²	2,6.10 ⁻²	3,9.10 ⁻²	8,5.10 ⁻²
Ratio des surfaces apparentes (Surface nette/Surface brute)	N/A	0,72	0,78	0,84	0,86
Pression de contact (kPa)	224	1304	1187	850	1416

Ce Tableau 7-17 montre que le Dash 8 a une pression de contact faible par rapport aux autres avions, ce qui est logique compte-tenu de sa faible pression de gonflage. Le Tableau 7-17 montre également qu'il présente un ratio surface nette/surface brute plus élevé que les pneumatiques de structures comparables (Falcon 20 et Dornier 328), ce qui peut laisser penser que l'hypothèse sur le nombre ou la largeur des rainures (cf. Tableau 7-15) est abusive.

7.6.3 RESULTATS

Le coefficient de freinage tel qu'il a été mesuré lors des essais du JWRFMP correspond au rapport entre la force de freinage moyenne sur la section mesurée et la force verticale. La force de freinage dépend du taux de glissement de la roue (cf. section 2.1.1.2), qui n'est pas renseigné dans la base de données. On supposera qu'en raison du système ABS, le coefficient de freinage correspond au maximum du coefficient de frottement en fonction du taux de glissement.

7.6.3.1 Comparaison avec les données du JWRFMP

La démarche est maintenant appliquée aux données du JWRFMP (cf. section 7.3.2) ainsi qu'aux données de l'inter-comparaison IMAG/avion (cf. section 7.3.1). La Figure 7-27 montre les coefficients de freinage en fonction des coefficients de frottement longitudinaux mesurés (points jaunes et verts) et les coefficients de freinage mesurés en fonction des coefficients de freinage prédits par le modèle (points bleus clairs et bleus foncés). La courbe en trait rouge continu représente la bissectrice des axes et celle en trait rouge pointillé la régression calculée sur les points expérimentaux.

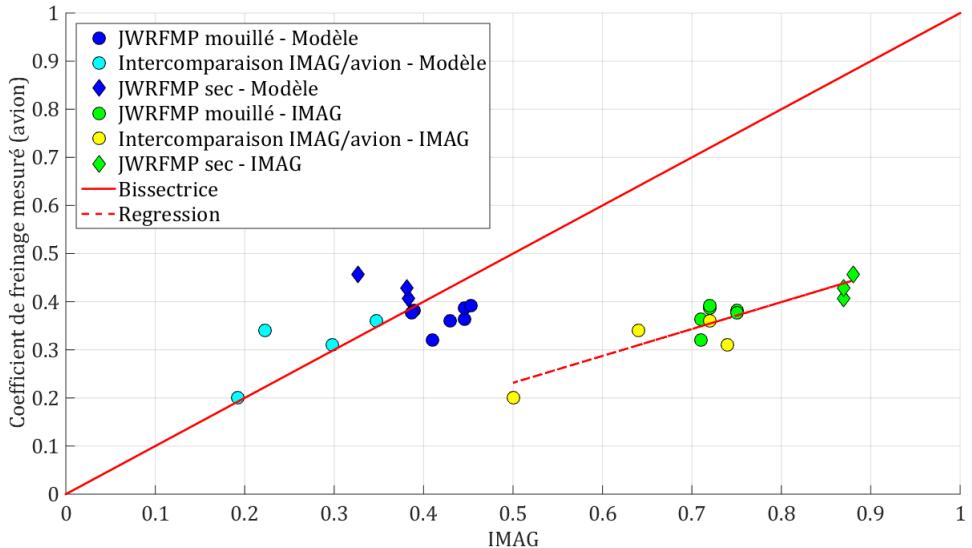


Figure 7-27 : Comparaison entre les coefficients de freinage mesurés avec les avions et les données de l'IMAG (données brutes en jaune et vert, données traitées avec le modèle en bleu)

Cette Figure 7-26 montre que le modèle permet de corriger les mesures IMAG et de les rapprocher du coefficient de freinage mesuré par l'avion. Elle montre que la méthode est applicable sur des avions très différents (avions de type business type Falcon 20, moyen-courrier comme celui utilisé pour les essais décrits dans la section 7.3.1), équipés de pneumatiques anciens à structure croisée et de pneumatiques récents à structure radiale.

La Figure 7-26 indique aussi que la correction apportée par le modèle ne consiste pas simplement en une translation des points par type de contaminant. La prise en compte de la vitesse de l'avion dans le cas des données sur piste mouillée permet d'individualiser le traitement des mesures de l'IMAG. Cette individualisation est très visible sur les données issues du JWRFMP qui, après application du modèle, s'alignent parallèlement à la bissectrice des axes. Le même phénomène est visible sur les points obtenus lors de l'inter-comparaison IMAG/avion (cf. section 7.3.1), à l'exception d'un point qui s'écarte de la bissectrice des axes. Il correspond à la zone 1 qui avait été identifiée comme problématique dans la section 7.4.2. Les mesures de l'IMAG ont en effet des tendances incohérentes avec les mesures de l'avion, probablement en raison de la forte hétérogénéité dans la répartition du contaminant.

Dans le cas des mesures sur piste sèche, la différence entre la pression de contact entre le pneumatique du Falcon 20 et celui du Dash 8 (cf. Tableau 7-17) implique une correction plus importante sur le point du Falcon 20. Il sera peut-être nécessaire de mieux modéliser l'échauffement du pneumatique et ses conséquences sur le module d'Young du pneumatique avant d'appliquer l'Equation (7.31).

L'erreur quadratique moyenne (cf. Equation (6.1)) sur les prévisions du modèle développé dans cette thèse est de 0,07 à comparer à l'incertitude de mesure de l'IMAG (0,10, [Gerthoffert, 2013]) et aux hypothèses de la RCAM (cf. Figure 2-24) dans une perspective opérationnelle d'estimation du RWYCC (cf. section 2.2). L'écart entre le coefficient de freinage pour un code 5 et un code 4 est supérieur à 0,07 pour les vitesses inférieures à 50 m/s (cf. Figure 2-24), soit 180 km/h, ce qui couvre les vitesses d'atterrissage de plusieurs avions de type business. A titre d'exemple, l'avion utilisé lors de l'inter-comparaison IMAG/avion, de type moyen-courrier, a touché à la

vitesse de 225 km/h et a commencé à freiner à 220 km/h. Il a atteint la vitesse de 180 km/h après 3 s de freinage. L'écart entre le coefficient de freinage pour un code 5 (piste « wet ») et un code 3 (piste « slippery wet ») (cf. Figure 2-24) est inférieur à 0,07 jusqu'à 57 m/s, soit 205 km/h. Le modèle développé dans cette thèse répond à l'objectif de prédiction du coefficient de freinage avec une précision suffisante pour envisager une application opérationnelle.

La qualité des prévisions du modèle développé dans cette thèse est également satisfaisante lorsqu'on compare l'erreur avec celle de la régression, qui est de 0,03. En effet, l'erreur n'est pas significativement plus élevée alors que le modèle développé dans cette thèse est un modèle physique qui a été développé indépendamment des données expérimentales du JWRFMP.

7.6.3.2 Comparaison avec le modèle ESDU

La comparaison avec les prévisions du modèle ESDU, issues de la Figure 2-28, confirme également la qualité des prévisions du modèle développé dans cette thèse (cf. Figure 7-28). Le modèle développé dans cette thèse sous-estime le coefficient de freinage dans le cas sec par rapport au modèle ESDU (écart de 0,11 pour le Falcon 20 et 0,04 pour les deux données du Dash 8) et le surestime dans le cas mouillé (écart maximal de 0,06 pour les données du Dash 8 et de 0,01 pour les données du Dornier 328). L'analyse des points dans le cas mouillé montre que le modèle ESDU fait une simple translation des points, alors que le modèle développé dans cette thèse permet de modifier la pente et d'aligner les points parallèlement à la bissectrice des axes. L'erreur quadratique moyenne du modèle ESDU est de 0,02, logiquement plus faible que celle du modèle développé dans cette thèse puisque le modèle ESDU est un modèle empiriquement ajusté sur des données avion, avec un ajustement supplémentaire des coefficients de frottement de référence sur les données du JWRFMP (cf. Equation (2.26)).

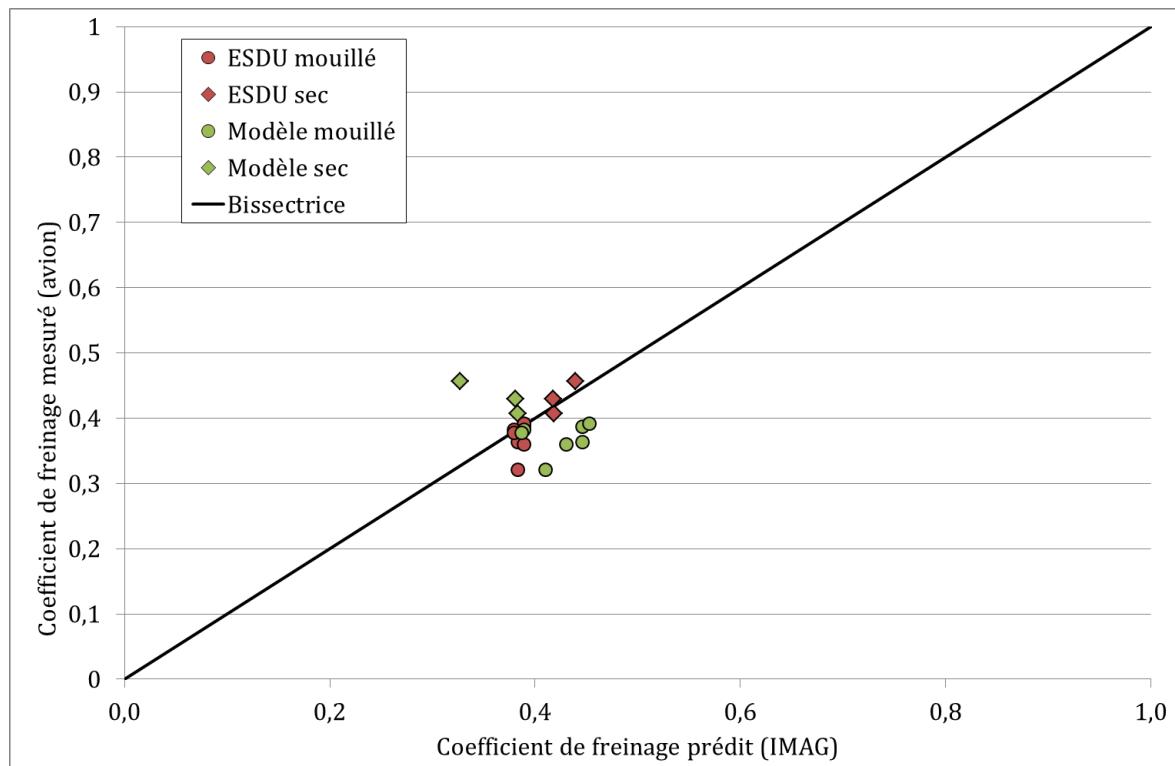


Figure 7-28 : Comparaison entre les coefficients de freinage mesurés pendant le JWRFMP et ceux prédits par le modèle ESDU (rouge) et le modèle développé dans cette thèse (vert)

8 CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

8.1 BILAN DES TRAVAUX

L'objectif de cette thèse était de développer une méthode pour prédire les performances de freinage des avions sur les pistes contaminées à partir des mesures de frottement. La démarche mise en œuvre visait à corriger les effets d'échelle existant entre les appareils de mesure du frottement et les avions, afin de réduire le nombre de facteurs influençant le frottement. Les deux tribosystèmes, appareil de mesure du frottement/eau/chaussée et avion/eau/chaussée, ont été modélisés afin de ramener le phénomène de l'adhérence de chacun des véhicules à celui de pains de gommes en contact avec la chaussée.

La modélisation des tribosystèmes consiste en une modélisation des efforts dans l'aire de contact entre le pneumatique et la chaussée en présence d'eau. Un modèle physique (modèle Brosse) très couramment utilisé dans la littérature a été adapté pour prendre en compte l'effet de l'eau. Il a été appliqué à un appareil de mesure du frottement, l'IMAG (Instrument de Mesure Automatique de Glissance), et aux avions afin d'établir une corrélation physique entre les résultats de mesure de l'IMAG et les performances de freinage des avions. Les résultats montrent que l'utilisation de ce modèle améliore sensiblement la prévision du coefficient de freinage de l'avion par rapport aux travaux empiriques et aux corrélations linéaires menés précédemment (cf. section 2.3).

La Partie 2 dresse un état de l'art de l'adhérence des chaussées aéronautiques. Elle définit les termes utilisés dans la suite du mémoire, présente les principaux mécanismes permettant de générer de l'adhérence et définit les différents états de surface des pistes. Elle présente les méthodes et outils utilisés actuellement pour caractériser l'état de surface des pistes et identifie des aspects de ce travail qu'il est nécessaire d'améliorer. Elle fait enfin un bilan des travaux menés pour faire le lien entre les mesures de frottement au sol et les performances de freinage des avions.

La Partie 3 présente la démarche adoptée dans la thèse pour prévoir le coefficient de freinage de l'avion à partir de la mesure de l'IMAG. Celle-ci consiste, à partir d'une modélisation physique des efforts dans l'aire de contact pneumatique/chaussée appliquée à l'IMAG et à l'avion, à identifier un coefficient de frottement caractérisant l'interaction entre la gomme du pneumatique et la chaussée. Ce coefficient est supposé être moins influencé par les effets d'échelles que le coefficient de frottement macroscopique (à l'échelle de la roue). Une relation est ensuite proposée entre le coefficient de frottement caractéristique de l'IMAG et celui de l'avion afin de compléter la fonction de transfert de l'IMAG à l'avion.

La Partie 4 est consacrée à la modélisation. Elle présente d'abord le modèle Brosse tel qu'il est formulé couramment dans la littérature (cf. section 4.1). Elle présente ensuite son adaptation dans cette thèse aux cas sec et mouillé (cf. section 4.2). Ces adaptations ont nécessité le développement de deux sous-modèles afin de quantifier certaines des variables d'entrée du modèle Brosse qui sont modifiées par les différences (masse, pression de gonflage des pneumatiques, vitesse, etc.) entre les appareils de mesure du frottement et les avions. Ces deux sous-modèles permettent de quantifier l'évolution de la longueur de l'aire de contact (cf. section 4.4) et la raideur du pneumatique (cf. section 4.5) en fonction des caractéristiques du véhicule et du pneumatique. La résolution du modèle devient complexe et nécessite l'utilisation

d'une méthode numérique s'apparentant au point fixe avec une recherche systématisée de la solution. Les algorithmes utilisés sont décrits dans la section 4.7. Enfin, la section 4.7.5 présente l'étude de la sensibilité numérique du modèle.

La Partie 5 détaille les campagnes expérimentales qui ont été menées pour calibrer certains paramètres et valider le modèle. Deux pneumatiques ont été spécifiquement étudiés dans cette thèse : le pneumatique AIPCR (standard de l'IMAG) et un pneumatique d'avion (pneumatique standard pour un avion de type business tel que le Falcon 20). Ces deux pneumatiques ont fait l'objet d'une caractérisation complète (cf. section 5.2). La déformation de ces pneumatiques, en fonction de la charge et de la pression de gonflage, a été étudiée expérimentalement en laboratoire (cf. section 5.3) afin de caler les Equations décrivant l'évolution de la déflexion, de la longueur et de la largeur de l'aire de contact. Quatre campagnes expérimentales, une sur une piste sèche et trois sur des pistes mouillées, ont ensuite été réalisées sur pistes avec l'IMAG en utilisant ces deux pneumatiques (cf. section 5.4). Ces campagnes d'essais ont permis de mesurer la raideur du pneumatique et la courbe du Coefficient de Frottement Longitudinal en fonction du taux de glissement.

La Partie 6 présente les résultats des campagnes expérimentales et exploite ces résultats pour calibrer et valider le modèle. Les essais réalisés en statique sur les pneumatiques ont permis de calibrer les Equations décrivant la déformation des pneumatiques en fonction de la charge et de la pression de gonflage (cf. section 6.2). Une comparaison numérique a été réalisée entre le modèle « aire de contact » développé dans cette thèse et des mesures et résultats de simulations identifiés dans la littérature afin de valider ce modèle en dynamique (cf. section 6.2). Finalement, les essais sur pistes ont permis 1/ de calibrer le modèle complet dans le cas mouillé, 2/ de valider le modèle de raideur du pneumatique, et 3/ de valider l'application à l'IMAG du modèle complet dans les cas sec et mouillé (cf. section 6.3).

La Partie 7 introduit des travaux fondamentaux de la tribologie et les utilise pour proposer une relation entre le coefficient de frottement caractéristique de l'IMAG et celui de l'avion (cf. section 7.2). Elle valide ensuite le modèle appliqué à l'avion (cf. section 7.5) puis l'ensemble de la démarche présentée Partie 3 à partir de bases de données existantes (cf. section 7.6). Elle montre que le modèle développé dans cette thèse améliore significativement la prévision du coefficient de freinage de l'avion par rapport aux approches expérimentales présentées dans la Partie 2.

8.2 PERSPECTIVES

Le travail développé dans cette thèse est original car peu de travaux ont été menés pour introduire de manière physique l'effet de l'eau dans les modèles analytiques ou semi-analytiques de contacts pneumatique/chaussée. Des approches numériques existent mais requiert des temps de calcul importants qui ne sont pas compatibles avec le problème opérationnel traité dans cette thèse (information en quasi-temps réel des pilotes sur l'état de surface de la piste). Il ouvre de nombreuses perspectives pour des travaux applicatifs et des travaux de recherches supplémentaires.

8.2.1 AMELIORATION DU MODELE

8.2.1.1 Validation

Le modèle développé dans cette thèse s'appuie sur plusieurs sous-modèles permettant de calculer les données d'entrée de l'adaptation du modèle Brosse. Le modèle « aire de contact »

(cf. section 4.4) a fait l'objet d'une validation indirecte, d'abord en comparant ses résultats à des mesures et résultats de simulations trouvées dans la littérature (cf. section 6.2), puis en validant l'ensemble du modèle Brosse adapté aux cas sec et mouillé (cf. section 6.3). Il n'était pas possible, pour des raisons pratiques et techniques de réaliser des mesures de la longueur de l'aire de contact sur des chaussées mouillées dans le cadre de cette thèse. La validation du modèle « aire de contact » pourra donc être étayée en réalisant ce type de mesures, par exemple en installant le système développé par Matilainen et Tuononen [Matilainen, 2015] sur l'IMAG. Il serait intéressant de disposer également de telles données pour des pneumatiques d'avions afin de disposer également d'une validation de ce modèle dans le cas de l'avion.

Le modèle de raideur du pneumatique a été validé à partir d'essais réalisés avec l'IMAG à deux vitesses sur une piste sèche et mouillée, soit quatre valeurs. La méthode de validation, procédure de mesure de cette raideur et d'analyse, ayant maintenant été mise au point, elle peut facilement être reproduite avec l'IMAG dans d'autres conditions de surface, hauteurs d'eau, vitesse, etc. afin de renforcer la validation de ce modèle.

Le modèle développé dans cette thèse a été validé pour l'IMAG dans le cas sec à partir d'essais réalisés sur une piste sèche. Son application au cas mouillé a été validée à partir d'une importante campagne expérimentale (deux pneumatiques à respectivement deux et trois vitesses d'essais sur sept hauteurs d'eau soit 35 courbes du Coefficient de Frottement longitudinal en fonction du taux de glissement). L'application du modèle Brosse au cas sec avait déjà été validée par Jones [Jones, 2012]. Il était donc encore nécessaire de valider l'application à l'avion du modèle adapté au cas mouillé, ce qui a été fait à partir de mesures réalisées au cours d'un atterrissage d'un avion (cf. section 7.3.1.1). L'analyse en zones homogènes a permis de découper la piste en quatre portions homogènes et de disposer de quatre ensembles de données pour la validation (cf. section 7.4.1.3). Cette validation serait tout de même renforcée en augmentant l'ensemble des données de validation, avec le même avion sur d'autres pistes, des hauteurs d'eau plus importantes, ou encore avec d'autres avions.

La démarche développée dans cette thèse a été validée à partir de données issues d'une inter-comparaison entre l'IMAG et l'avion et de données issues de la littérature (cf. section 7.6). Un ensemble de 14 points, comprenant des mesures sur des pistes sèches et mouillées, des avions de type business et moyen-courrier, équipés de pneumatiques à structures croisées (anciens) et de pneumatiques à structures radiales (récents), a été extrait de ces bases de données. L'échantillon de données est relativement varié mais réduit, et, dans une perspective d'application de ces travaux, la validation mériterait d'être affermie avec d'avantage d'inter-comparaisons entre l'IMAG et des avions, en cherchant à multiplier le nombre de surface, de hauteurs d'eau et d'avions.

Cette validation pourrait également être consolidée en l'appliquant à d'autres appareils de mesure du frottement. L'ensemble des points de validation pourrait alors être augmenté grâce à la base de données du JWRFMP.

8.2.1.2 Développements scientifiques

La littérature a souligné l'effet des caractéristiques rhéologiques de la gomme des pneumatiques sur le frottement (cf. section 2.1). Le frottement serait lié à l'élasticité de la gomme [Schallamach, 1958], qui caractérise l'aire de contact réelle entre la gomme et la surface, à l'hystérésis (liée à la viscosité de la gomme), qui caractérise l'énergie dispersée par la déformation du pneumatique

sur les aspérités de la surface [Michelin, 2001], au facteur de perte (défini comme le rapport entre le module visqueux et le module élastique) [Persson, 2011], ou à toutes ces grandeurs de manière croisée [Moore, 1975]. Un important travail bibliographique et probablement expérimental est nécessaire pour comprendre l'influence de ces facteurs sur le frottement et intégrer ces caractéristiques dans la modélisation. La prise en compte de ces caractéristiques permettrait d'améliorer la fonction de transfert de l'IMAG à l'avion.

Le coefficient de frottement est sensible à la température du pneumatique (cf. section 2.1) [Moore, 1975][Michelin, 2001][Persson, 2011], à travers son effet sur les propriétés viscoélastique de la gomme. L'échauffement du pneumatique au cours du freinage peut certainement être négligé dans le cas des pistes mouillées mais devrait être pris en compte dans le cas des pistes sèches. Dans ce dernier cas, cet effet devrait certainement être pris en compte également dans le modèle de raideur du pneumatique.

Les résultats de la section 6.3.2 ont souligné l'importance de la microtexture sur les valeurs de coefficients de frottement dynamique et leur évolution avec la vitesse. Il n'a pas été possible dans le cadre de cette thèse d'approfondir ce sujet et le travail s'est limité à l'identification et l'analyse du phénomène. De nombreux travaux ont été menés sur l'influence de la microtexture sur le frottement [Moore, 1975][Veith, 1983][Kulakowski, 1990][Savkoor, 1990][Beautru, 2012][Do, 2013] et les développements de cette thèse pourraient certainement être améliorés à partir de ces travaux.

8.2.2 EXTENSION A D'AUTRES CONTAMINANTS

Un des avantages d'une approche basée sur une modélisation physique (cf. Partie 3) est la possibilité d'adapter cette modélisation à d'autres situations de pistes contaminées. Cette section 8.2.2 dresse des perspectives en ce sens.

La classification des différents états de surface adoptée par Andresen et Wambold (cf. Figure 2-6) permet de mettre en évidence deux phénomènes :

- La génération des forces de frottement dans l'aire de contact formée entre le pneumatique et la surface de base (chaussée, glace et neige compactée) supposée infiniment rigide,
- L'effet d'un contaminant non-solide qui vient empêcher le contact entre le pneumatique et la surface de base (eau, neige sèche, neige mouillée ou neige fondante).

Le modèle développé dans cette thèse décrit ces deux mécanismes :

- Les coefficients de frottement statique et dynamique, μ_{sx} et μ_{kx} , décrivent la génération des forces de frottement dans l'aire de contact entre le pneumatique et la surface de base,
- Le modèle « aire de contact » décrit l'effet d'un contaminant non-solide sur la longueur de l'aire de contact, $2a_0$, et calcule les grandeurs nécessaires à l'estimation de la distribution de la force verticale dans l'aire de contact, q_z .

L'extension du modèle développé dans cette thèse nécessite donc d'adapter les coefficients de frottement statique et dynamique à la nature du contact entre le pneumatique et la surface de base, et d'adapter le modèle « aire de contact » au type de contaminant non-solide présent sur la

surface de base. La raideur du pneumatique, C_x , n'est affectée *a priori* par aucun de ces deux mécanismes et sera traité à part dans la suite de cette section 8.2.2.

Dans la suite de ce paragraphe, on distingue quatre types de situations :

- L'absence d'un contaminant non-solide sur la surface de base : cette situation comprend les cas glace et neige compactée.
- La présence d'un contaminant non-solide incompressible : la neige fondante (la neige fondante est une neige saturé en eau qui peut être assimilée à un fluide incompressible [Giesbert, 1990]).
- La présence d'un contaminant non-solide, compressible, en faible épaisseur : la neige mouillée et la neige sèche sont des neiges avec de faibles teneurs en eau qui peuvent être assimilées à des fluides compressibles [Giesbert, 1990].
- La présence d'un contaminant non-solide, compressible, en forte épaisseur : la neige mouillée et la neige sèche.

8.2.2.1 Glace et neige compactée

La glace et la neige compactée peuvent être considérées comme des surfaces rigides et indéformables. Ces états de surface pourront être intégrés en se basant sur l'adaptation du modèle Brosse au cas sec. Les adaptations à apporter consisteront essentiellement en la prise en compte de la température. En effet, l'adhérence sur ce type de surface est essentiellement expliquée par le transfert du pneumatique vers la surface de la chaleur libérée pendant le freinage. Selon la température de la surface et la température de l'air, cette chaleur peut être suffisante pour faire fondre la glace ou la neige en surface, ce qui détruit les micro-indentateurs en surface et provoque la lubrification du contact (cf. section 2.1.2.1 et 2.1.2.2). L'épaisseur du film fondu est cependant trop faible pour créer des phénomènes hydrodynamiques. Ce sont donc les coefficients de frottement statique et dynamique (cf. section 4.6) qui seront dégradés par rapport au cas sec. Enfin, la température influe également sur la raideur du pneumatique (caractéristiques viscoélastiques du caoutchouc), ce qui modifiera la pente à l'origine de la pente de la courbe du coefficient de flottement en fonction du taux de glissement (raideur longitudinale du pneumatique, C_x) mais également sa raideur verticale et donc la façon dont il se déforme (déflexion, longueur et largeur de l'aire de contact) en fonction de la charge verticale et de la pression de gonflage. Il sera donc certainement nécessaire d'adapter les modèles « aire de contact » et de raideur du pneumatique (cf. sections 4.4 et 4.5).

Les données d'entrée du modèle seront donc à adapter de la façon suivante :

- La distribution de la force verticale, q_z : cette donnée n'est pas modifiée par rapport au cas sec.
- La raideur du pneumatique, C_x : la température affecte les modules de cisaillement des flancs et de la bande de roulement.
- La demi-longueur de l'aire de contact, a_0 : elle n'est pas modifiée par des phénomènes hydrodynamiques, mais une nouvelle calibration des Equations de la section 4.4.1 est certainement nécessaire en raison de l'effet de la température sur la raideur verticale du pneumatique.
- Les coefficients de frottement statique et dynamique, μ_{sx} et μ_{kx} : ils sont affectés par la température et dégradés par rapport au cas sec dans une proportion dépendant de la température.

8.2.2.2 Neige fondante

La neige fondante pouvant être assimilé à un fluide incompressible [Giesbert, 1990], ce cas pourra s'appuyer sur le modèle adapté au cas mouillée développé dans cette thèse en considérant une masse volumique plus faible que celle de l'eau (800 kg/m^3 est une valeur couramment citée dans la littérature [Giesbert, 1990] (cf. section 4.4). Il peut être nécessaire de prendre en compte l'effet de la température sur la raideur longitudinale et verticale du pneumatique (cf. section 8.2.2.1).

8.2.2.3 Neige sèche et mouillée en faible épaisseur

Les neiges sèche et mouillée pouvant être assimilé des fluides compressibles [Giesbert, 1990], avec des masses volumiques plus faibles (de l'ordre de 350 à 500 kg/m^3 [Giesbert, 1990]), il sera nécessaire de modéliser l'effet de la compression et du déplacement de la neige sous la roue, ce qui peut être réalisé à partir d'une adaptation du modèle « aire de contact » présenté section 4.4. Dans ce cas également, il peut être nécessaire de prendre en compte l'effet de la température sur la raideur longitudinale et verticale du pneumatique.

Sur de faibles hauteurs de neige, le pneumatique compressera et déplacera la neige, et fera fondre la neige résiduelle. Il établira alors le contact avec la surface de base couverte d'un film d'eau résiduel. Dans cette situation, la nature du contact entre le pneumatique et la surface de base sera du type chaussée mouillée, glace mouillée ou neige compactée mouillée. Les coefficients de frottement statique et dynamique seront donc dégradés par rapport à la situation chaussée, glace ou neige compactée en absence d'un contaminant non-solide.

Ainsi, le modèle peut être adapté en modifiant :

- La distribution de la force verticale, q_z : elle est modifiée par la résistance à la compression et au déplacement de la neige.
- La demi-longueur de l'aire de contact, a_0 : elle est réduite en raison de la résistance à la compression et au déplacement de la neige. Une nouvelle calibration des Equations de la section 4.4.1 est certainement nécessaire en raison de l'effet de la température sur la raideur verticale du pneumatique.
- La raideur du pneumatique, C_x : la température affecte les modules de cisaillement des flancs et de la bande de roulement.
- Les coefficients de frottement statique et dynamique, μ_{sx} et μ_{kx} : ils sont affectés par la présence d'un film résiduel d'eau et dégradés par rapport à la situation de référence (chaussée, glace ou neige compactée).

Il est possible, compte tenu de la faible densité de ce type de neige, que l'effet de la résistance à la compression et au déplacement de la neige sur la longueur de l'aire de contact soit négligeable. L'adaptation du modèle se limiterait alors à la modification des coefficients de frottement statique et dynamique et à la prise en compte de l'effet de la température sur la raideur longitudinale et verticale.

8.2.2.4 Neige sèche et mouillée en forte épaisseur

Sur de fortes hauteurs de neige, le pneumatique compressera le neige et établira le contact avec une surface de type neige compactée sensible à l'effet de la température. Le modèle peut donc être adapté en modifiant :

- La distribution de la force verticale, q_z : elle est modifiée par la résistance à la compression et au déplacement de la neige.
- La demi-longueur de l'aire de contact, a_0 : elle est réduite en raison de la résistance à la compression et au déplacement de la neige.
- La raideur du pneumatique, C_x : la température affecte les modules de cisaillement des flancs et de la bande de roulement.
- Les coefficients de frottement statique et dynamique, μ_{sx} et μ_{kx} : ils sont affectés par la température et dégradés par rapport au cas sec dans une proportion dépendant de la température.

Il est possible dans ce cas également que, compte tenu de la faible densité de ce type de neige, que l'effet de la résistance à la compression et au déplacement de la neige sur la longueur de l'aire de contact soit négligeable. Cette situation reviendrait alors à celle décrite dans la section 8.2.2.1.

8.2.2.5 Synthèse

La démarche décrite dans cette section 8.2.2 permet d'étendre le modèle développé dans cette thèse à toutes les situations de contamination. La méthodologie de prédiction du coefficient de freinage des avions à partir des mesures de frottement pourra donc être appliquée à tous les états de surface imaginés par Andresen et Wambold [Andresen, 1999] et à toutes les situations de contaminations prévues dans la Runway Condition Assessment Matrix (cf. Tableau 8-1).

De nouvelles données d'entrée seront nécessaires, telles que la température, la densité (ou masse volumique) du contaminant, etc. Des développements scientifiques seront nécessaires pour décrire l'effet de la température sur les différentes données d'entrée du modèle Brosse, ou encore pour décrire comment la neige la résistance de la neige à la compression. La fonction de transfert de l'IMAG à l'avion identifiée dans la section 7.2 devra certainement être adaptée également selon le type de contamination.

Tableau 8-1 : Situations de contaminations prévues par la RCAM (traduit en français) et correspondance avec les développements et extensions du modèle Brosse

RWYCC	Etats de surface	Version du modèle Brosse
6	Sec	Modèle Brosse adapté au cas sec
5	Gel	Cf. section 8.2.2.1
	Mouillé (≤ 3 mm)	Modèle Brosse adapté au cas mouillé
	Neige fondante (≤ 3 mm)	Cf. section 8.2.2.2
	Neige sèche (≤ 3 mm)	Cf. section 8.2.2.3
	Neige mouillée (≤ 3 mm)	Cf. section 8.2.2.3
4	Neige compactée ($T_{air} \leq -15$ °C)	Cf. section 8.2.2.1
3	Mouillée ("Slippery wet")	Modèle Brosse adapté au cas mouillé
	Neige sèche (> 3 mm)	Cf. section 8.2.2.4
	Neige mouillée (> 3 mm)	Cf. section 8.2.2.4
	Neige sèche sur de la neige compactée (quelque soit l'épaisseur)	Cf. section 8.2.2.4
	Neige mouillée sur de la neige compactée (quelque soit l'épaisseur)	Cf. section 8.2.2.4
	Neige compactée ($T_{air} > -15$ °C)	Cf. section 8.2.2.1
2	Eau stagnante (> 3 mm)	Modèle Brosse adapté au cas mouillé
	Neige fondante (> 3 mm)	Cf. section 8.2.2.2
1	Glace	Cf. section 8.2.2.1
0	Glace mouillée	Cf. section 8.2.2.1
	Eau sur de la neige compactée	Combinaison du modèle « aire de contact » développé dans cette thèse et de la section 8.2.2.1
	Neige sèche ou mouillée sur de la glace	Combinaison des sections 8.2.2.4 et 8.2.2.1

8.2.3 APPLICATION DU MODELE

8.2.3.1 Harmonisation des mesures de frottement

La problématique de l'harmonisation des mesures de frottement a été brièvement abordée dans l'état de l'art (cf. section 2.1.3.3). Elle représente une importante perspective d'application de ces travaux de thèse.

Depuis de nombreuses années, des travaux sont menés pour harmoniser les méthodes et moyens de mesures de l'adhérence des chaussées. Ces travaux répondent aux besoins : 1/ d'assurer le même niveau de sécurité aux usagers des routes et aéroports quel que soit le pays, 2/ d'assurer la libre concurrence au sein de l'Union Européenne (en permettant aux appareils et entreprises d'un pays membre de réaliser des prestations de mesure dans un autre pays membre), 3/ de permettre les échanges techniques entre les différents pays, et 4/ de tendre vers des spécifications harmonisées au niveau européen et mondial pour les mesures d'adhérence et les performances des matériaux des chaussées.

De nombreuses campagnes internationales d'inter-comparaison ont été menées dans les domaines routier (par l'Association mondiale de la route-AIPCR entre 1992 et 1995, l'Université de Pennsylvanie entre 2009 et 2016, l'IFSTTAR en 2017, dans le cadre des projets HERMES entre 2000 et 2004, TYROSAFE entre 2008 et 2010, ROSANNE entre 2013 et 2016, etc.) [Kane, 2009] ou aéronautique (par l'OACI entre 1972 et 1974, lors du NASA Tire/Runway Friction Workshop entre 1994 et 2004, du Joint Winter Runway Friction Measurement Program entre 1996 et 2003, etc.) [AESA, 2009].

Les premières campagnes se concentraient sur la recherche d'une corrélation linéaire entre les résultats de mesure des appareils. Les résultats n'étant pas satisfaisants, d'autres méthodes ont été développées et celles-ci se basent actuellement sur des formules de passage semi-empiriques et non-linéaires.

Ces travaux de thèse pourraient apporter une contribution significative à l'harmonisation des mesures de frottement. L'approche développée dans cette thèse, s'appuyant sur une modélisation physique du système pneumatique/eau/chaussée, prend en compte les principales conditions de fonctionnement de ces appareils (vitesse, charge, taux de glissement, dimensions et pression de gonflage des pneumatiques...) et pourrait corriger les non-linéarités liées à ces conditions de fonctionnement.

Le modèle développé dans cette thèse a été adapté et validé pour un appareil de mesure en particulier, l'IMAG, mais elle peut être adaptée à d'autres appareils de mesure du frottement. La même démarche que celle développée dans cette thèse peut être mise en œuvre pour passer de la mesure de l'IMAG à celle d'un autre appareil de mesure du frottement en utilisant le coefficient de frottement dynamique comme paramètre caractérisant l'interaction entre le pneumatique et la piste (cf. Figure 8-1).

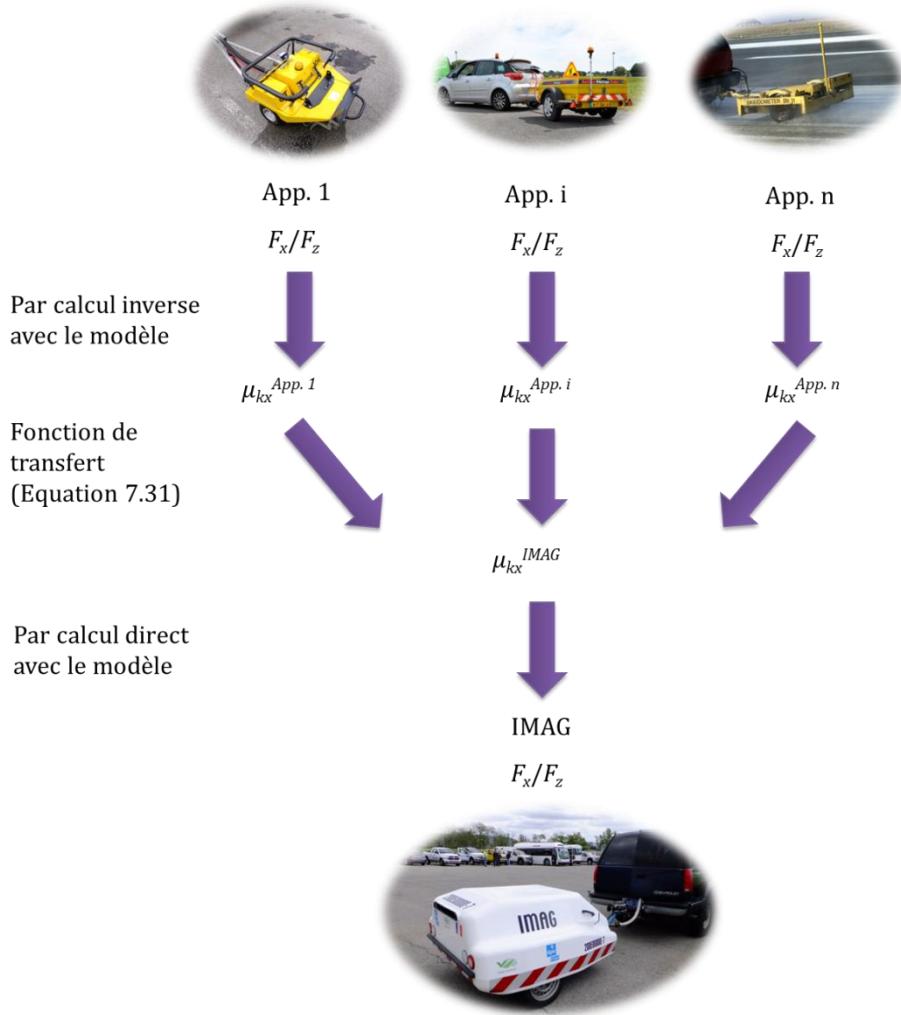


Figure 8-1 : Démarche pour l'harmonisation des mesures de frottement

Ainsi, pour chaque appareil, le coefficient de frottement dynamique serait déterminé par calcul inverse en utilisant le modèle développé dans cette thèse. La fonction de transfert identifiée dans la section 7.2 (cf. Equation (7.31)) serait utilisée pour calculer le coefficient de frottement dynamique de l'IMAG. Enfin, le modèle développé dans cette thèse serait utilisé en calcul direct pour déterminer le Coefficient de Frottement Longitudinal équivalent à celui qu'aurait pu mesurer l'IMAG.

8.2.3.2 Définition des niveaux minimaux de frottement

Les textes réglementaires internationaux imposent que les pistes soient entretenues de manières à ce que les coefficients de frottement soient toujours supérieurs aux niveaux minimaux de frottement [OACI, 2016]. Les Etats sont responsables de la définition de ces niveaux minimaux de frottement [TAC, 2006]. Ces niveaux marquent le passage, en termes de performances de freinage avion, du niveau « mouillé » (RWYCC=5, cf. section 2.2.2) au niveau « slippery wet » (RWYCC=3). Ils sont définis, aujourd’hui, à partir des appareils de mesure du frottement [TAC, 2006].

La définition de ces niveaux est extrêmement problématique [Thierry, 2016] : absence de relation entre les mesures de frottement et les performances des avions, problématique d’harmonisation des mesures de frottement, etc. Les Etats et organisations internationales sont aujourd’hui à la

recherche d'une nouvelle méthode pour définir ces niveaux en relation avec les performances de freinage des avions [Thiery, 2016].

Le lien établi physiquement entre l'avion et les appareils de mesure du frottement dans le cadre de cette thèse pourra être utilisé pour définir ces niveaux à partir des performances de freinage des avions. En effet, les constructeurs d'aéronefs ont déjà réuni des éléments d'analyse pour définir une piste « slippery wet » du point de vue de l'avion (cf. Figure 8-2). Le travail développé dans cette thèse permettra donc d'exprimer cette définition pour les appareils de mesure du frottement, qui peuvent être utilisés par les exploitants d'aéroports pour la maintenance des pistes, plus facilement qu'un avion.

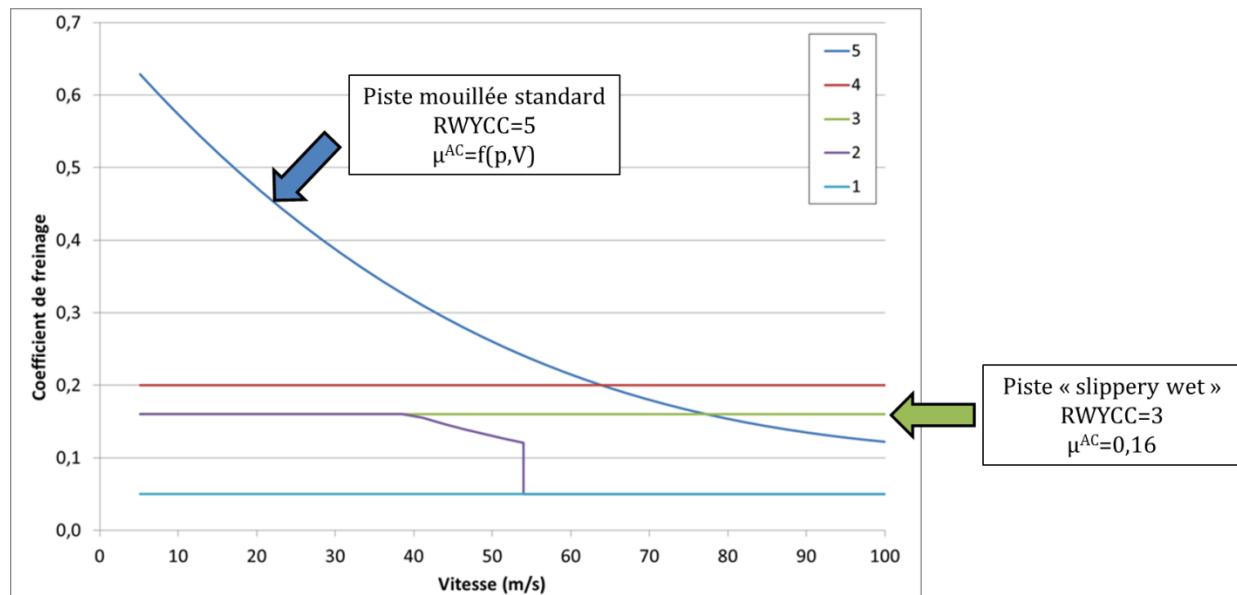


Figure 8-2 : Hypothèse de coefficient de freinage pour les différents codes de la RCAM [Jones, 2012] et identification d'une piste glissante lorsqu'elle est mouillée du point de vue de l'avion

En considérant que la valeur du coefficient de freinage de 0,16 marque la frontière entre une piste mouillée standard et une piste « slippery wet », le modèle développé dans cette thèse pourra être utilisé en calcul inverse pour déterminer le coefficient de frottement dynamique de l'avion. La fonction de transfert de l'IMAG à l'avion (cf. section 7.2 et Equation (7.31)) pourra être utilisée pour calculer le coefficient de frottement dynamique de l'IMAG à partir de celui de l'avion. Enfin, le modèle développé dans cette thèse permettra de calculer le Coefficient de Frottement Longitudinal à 65 et 95 km/h, équivalent à cette valeur de 0,16 (cf. Figure 8-3).

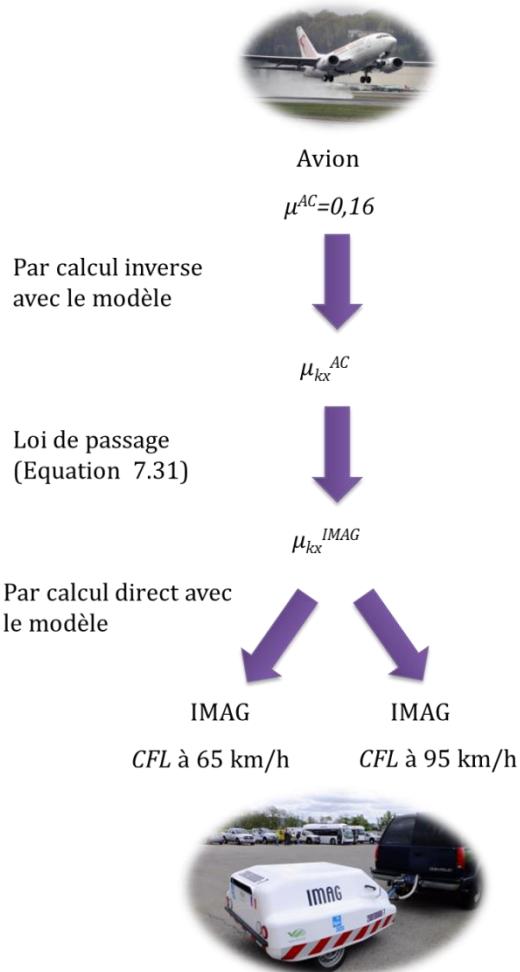


Figure 8-3 : Démarche pour l'estimation des niveaux minimaux de frottement

8.2.3.3 Prédiction du Runway Condition Code

Le travail développé ici s'est arrêté à la prédiction du coefficient de freinage de l'avion. Pour s'insérer dans le référentiel réglementaire international [OACI, 2016], il est nécessaire de prédire le RWYCC. Le travail de cette thèse permettra, en utilisant les hypothèses de coefficient de freinage développé avec la Runway Condition Assessment Matrix (cf. section 2.2.2), de passer directement de la mesure du Coefficient de Frottement Longitudinal au Runway Condition Code.

A partir des mesures de l'IMAG, la courbe du coefficient de freinage de l'avion en fonction de la vitesse peut être calculée en utilisant le modèle développé dans cette thèse. Cette courbe pourra alors être comparée aux hypothèses de coefficient de freinage développé avec la RCAM afin de la situer par rapport aux niveaux définissant les différents RWYCC. Cette courbe ne se situera peut-être pas exactement entre deux codes, et il faudra réfléchir à une méthode, probablement conservative, pour choisir le code. Enfin, le code estimé à partir de l'IMAG pourra être comparé au code estimé de manière standard pour décider du code à affecter à la piste (cf. Figure 8-4).

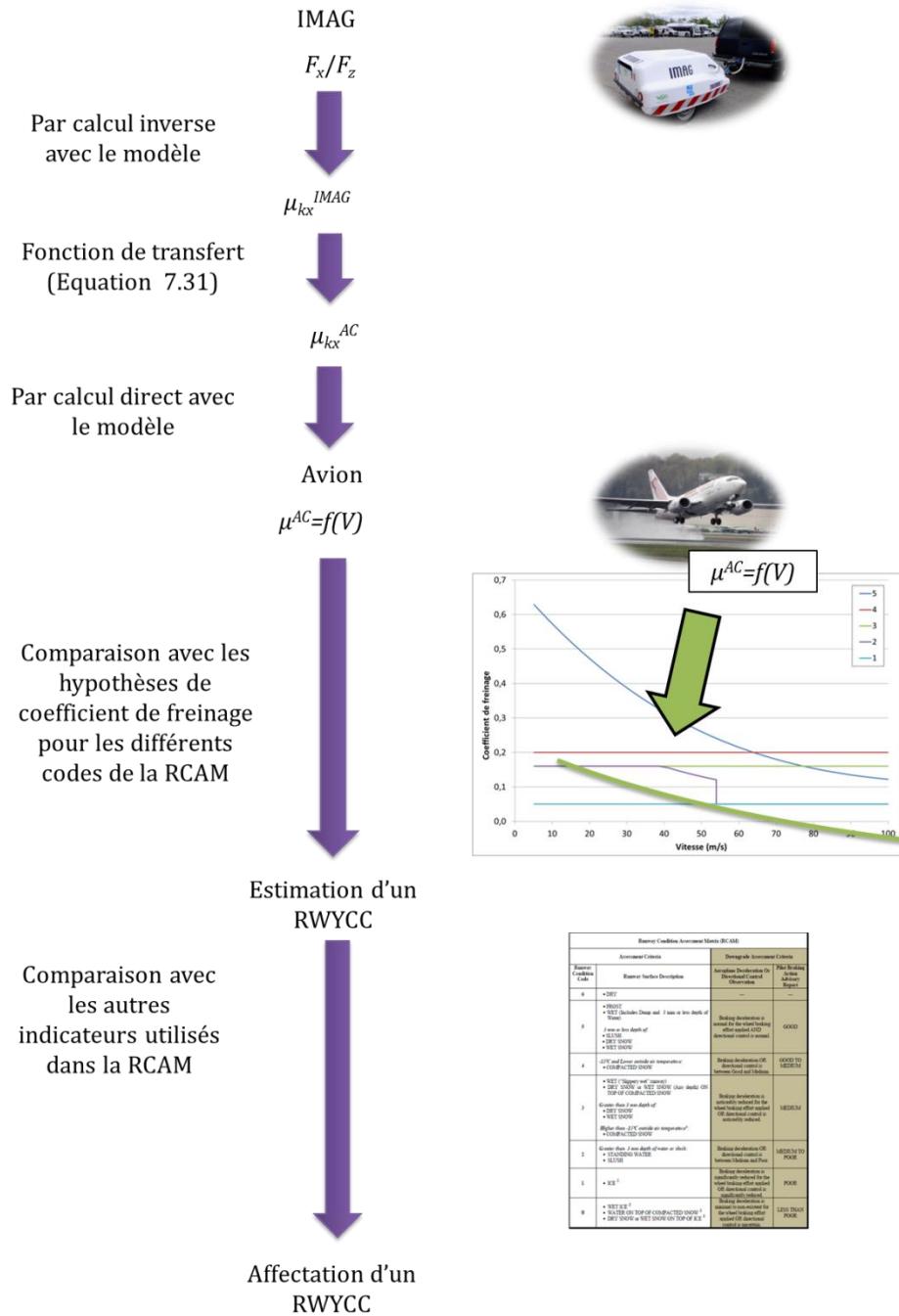


Figure 8-4 : Démarche pour l'affectation d'un Runway Condition Code à partir des mesures de l'IMAG

8.2.3.4 Fiabilisation du modèle

Le modèle développé dans cette thèse a de nombreuses données d'entrée : quinze pour le modèle « aire de contact » dans le cas mouillée, cinq supplémentaires pour le modèle de raideur du pneumatique et trois pour le modèle Brosse. Tous les calculs présentés dans cette thèse ont été réalisés de manière déterministe en supposant ces données d'entrée connues.

Cependant, ces données d'entrée ne sont jamais parfaitement connues ni maîtrisées. La hauteur d'eau, par exemple, peut varier dans des proportions importantes le long de la piste selon sa géométrie (pentes longitudinale et latérale, défaut d'uni longitudinal) ou ses caractéristiques de surface (macrotexture). La texture de la piste également peut varier le long de la piste, par

exemple selon l'importance des dépôts de gommes (plus importants dans la zone de toucher des roues). La charge verticale est influencée par les effets dynamiques dus aux défauts de géométrie de la piste ou les transferts de charge lors du freinage. L'état d'usure du pneumatique modifie certainement ses dimensions (diamètre du pneumatique, largeur et épaisseur de la bande de roulement, profondeur des rainures) et ses caractéristiques mécaniques (modules de cisaillement de la bande de roulement). La vitesse du véhicule, mesurée par des codeurs (sur l'IMAG, cf. section 2.1.3.1.1), un GPS différentiel (sur l'avion instrumenté de la section 7.3.1) ou des sondes Pitot (sur des avions de lignes), n'est connue qu'avec une certaine incertitude liée à sa méthode de mesure.

Ainsi, il serait intéressant de développer une approche fiabiliste de ce modèle, afin de prendre en compte les incertitudes dans la mesure de l'IMAG et le calage des paramètres du modèle. Cela permettra de déterminer le RWYCC avec un pourcentage d'erreur et d'identifier les variables les plus influentes du modèle. Celles-ci doivent être soumises à des contrôles de qualité plus strictes tandis que celles qui jouent un rôle plus faible peuvent être moins contrôlées, être prises comme déterministes, voire même être fixées par défaut.

9 REFERENCES

[AESA, 2009] Agence Européenne de Sécurité Aérienne. *RuFAB – Runway friction characteristics measurement and aircraft braking*. 2009.

[AESA, 2015] Agence Européenne de Sécurité Aérienne. *Certification Specifications for Large Aeroplanes*, CS-25. Amendment 16, 12 March 2015.

[AFNOR, 2004] AFNOR. *Caractérisation de la texture d'un revêtement de chaussée à partir de relevés de profils - Partie 1 : détermination de la profondeur moyenne de la texture*. Norme Française NF EN ISO 13473-1, Octobre 2004, Indice de classement : S31-252-1

[AFNOR, 2013] AFNOR. *Road and airfield surface characteristics - Part 15: Procedure for determining the skid resistance of a pavement surface using a device with longitudinal controlled slip (LFCI): The IMAG*. Spécification technique CEN/TS 15901-15, Octobre 2013. 15 p.

[AIBN, 2011] Accident Investigation Board Norway. *Winter Operations, Friction Measurements and Conditions for Friction Predictions*. May 2011. Report SL 2011/10.

[AIPCR, 1995] AIPCR. *International PIARC experiment to compare and harmonize texture and skid resistance measurements*. Comité technique AIPCR C.1 Caractéristiques de surface, 1995, 346 p.

[AIPCR, 2004a] AIPCR. *Spécifications d'un pneu d'essai standard pour la mesure d'un coefficient de frottement d'une surface de chaussée : le pneu lisse*. Comité technique AIPCR 1 Caractéristiques de surface, 2004, 13 p.

[AIPCR, 2004b] AIPCR. *Spécifications d'un pneu d'essai standard pour la mesure d'un coefficient de frottement d'une surface de chaussée : le pneu rainuré*. Comité technique AIPCR 1 Caractéristiques de surface, 2004, 13 p.

[Andresen, 1999] Andresen, A. and Wambold, J.C. *Friction Fundamentals, Concepts and Methodology*. Transport Canada. October 1999. 114 p.

[Anupam, 2013] Anupam, K. Srirangam, S.K. Scarpas, A. and Kasbergen, C. Influence of Temperature on Tire–Pavement Friction: Analyses. *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, 2013, No. 2369, p. 114–124.

[Archard, 1957] Archard, J.F. Elastic deformation and the laws of friction. *Proceedings of the Royal Society of London*, 1957, Vol. 243, Issue 1233, p. 190–205.

[ASTM, 1974] ASTM. *Specification for Standard Tire for Pavement Skid Resistance Tests*. E 249 – 66, Withdrawn 1974

[ASTM, 1998] ASTM. *Standard Specification for Special Purpose, Smooth-Tread Tire, Operated on Fixed Braking Slip Continuous Friction Measuring Equipment*. E 1551 – 93a, 1998, 5 p.

[ASTM, 2000] ASTM. *Standard Test Method for Side Force Friction on Paved Surfaces Using the Mu-Meter*. E 670 – 94, 2000, 11 p.

[ASTM, 2004] ASTM. *Standard Practice for Calculating the International Runway Friction Index*. E 2100 – 04, 2004, 5 p.

[ASTM, 2015] ASTM, *Standard Specification for Standard Smooth Tire for Pavement Skid-Resistance Tests*. E 524 – 08, 2015, 3 p.

[Barquins, 2010] Barquins, M. Tribologie des matériaux caoutchouteux. In : *Techniques de l'Ingénieur : Tribologie*, Vol. TRI 4500. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 2010, TRI 4500-1 à TRI 4500-24.

[Beautru, 2012] Beautru, Y. *Influence des films d'eau très minces sur le frottement pneu/chaussée*. Thèse de doctorat : Génie Mécanique. Nantes : Ecole Centrale Nantes, 2012, 114 p.

[Berger, 2000] Berger, H.-R. and Heinrich, G. Friction Effects in the Contact Area of Sliding Rubber: a Generalized Schallamach Model. *KGK Kautschuk Gummi Kunststoffe*, 2000, Nr. 4/2000, p. 200-205.

[Boccanfuso, 2005] Boccanfuso, A. The IRFI – ready for the real world? *International Airport Review*, 2005, Issue 1, p. 53-57.

[Boeing, 2013] Boeing, *Statistical Summary of Commercial Jet Airplane Accidents, Worldwide Operations, 1959-2012*. Boeing Commercial Airplanes. Seattle, WA : s.n., 2013.

[Bowden, 1939] Bowden, F. P., Hughes, T. P. The Mechanism of Sliding on Ice and Snow. *Proceedings of the Royal society of London. series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1939, Vol. 172, Issue 949, p. 280-298.

[Bowden, 1953] Bowden, F. P. Friction on Snow and Ice. *Proceedings of the Royal Society of London. series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1953, Vol. 217, No. 1131, p. 462-478.

[Canudas de Wit, 2003] Canudas De Wit, C. Tsiotras, P. Velenis E. Basset, M. and Gissinger, G. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction. *Vehicle System Dynamics*, 2003, Vol. 39, Issue 3, p. 189-226

[Cerezo, 2016] Cerezo, V. Gerthoffert, J. Bouteleja, M. Do, M.T. Modeling-Based Approach to Relate Ground Friction Measurements to Aircraft Braking Performance. *Journal of Aircraft*, 2016, Vol. 53, No. 1, p. 251-261.

[Clark, 1971] Clark, S.K. U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration. *Mechanics of pneumatic tires*. Samuel K. Clark, 1971, 845 p.

[Colbeck, 1988] Colbeck, S. C. The kinetic friction of snow. *Journal of Glaciology*, 1988, Vol. 34, No. 116, p. 78-86.

[Comfort, 2002] Comfort, G. and Ryan, M. *Effect of Vehicle Parameters on the Friction Coefficients Measured by Decelerometers on Winter Surfaces*, 2002, Transportation Development Centre, Transport Canada, TP 13980E

[Comfort, 2004] Comfort, G. Mazur, A. *Friction Coefficients for Various Winter Surfaces*. Transport Canada, TP 14498E, October 2004, 243 p.

[Croll, 2002] Croll, J.B., Bastian, M., Martin, J.C.T., and Carson, P. *Evaluation of Aircraft Braking Performance On Winter Contaminated Runways and Prediction of Aircraft Landing Distance Using the Canadian Runway Friction Index*. Transport Canada. June 2002. TP 13943E.

[Deffieux, 2004] Deffieux, J.-C. Towards International Harmonisation of Friction Measurements. *International Airport Review*, 2004, Vol. 8, Issue 1, p. 51-57.

[Deffieux, 2014] Deffieux, J.-C. Gerthoffert, J. Smagghe, B. Theillout, J.-N. and Wibaux, F. *Caractérisation de l'état de surface des pistes en conditions météorologiques dégradées*. Note d'Information Technique, Service Technique de l'Aviation Civile, 3^e édition, aout 2014, 72 p.

[Derjugin, 1957] Derjugin, B.V. Push, V.E. Tolstoi, D.M. A Theory of Stick-Slip Sliding of Solids. Proceedings of the Conference of Lubrication and Wear, London, October, 1957, p. 265

[Do, 2013] Do, M.-T. Cerezo, V. Beautru, Y. and Kane, M. Modeling of the connection road surface microtexture/water depth/friction. *Wear*, 2013, Vol. 302, p. 1426–1435

[Do, 2015] Do, M.-T. Adhérence des chaussées. In : *Techniques de l'Ingénieur : Tribologie*, Vol. TRI 4650. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 2015, TRI 4650-1 à TRI 4650-15

[Dodge, 1981] Dodge, R. N. Clark, S. K. *A comparison of some static and dynamic mechanical properties of 18x5.5 and 49x17 type VII aircraft tires as measured by three test facilities*, NASA-CR-165720, July 1981

[Dreher, 1976] Dreher, R.C. and Yager, T.J. *Friction Characteristics of 20 x 4.4, Type VII, Aircraft Tires Constructed With Different Tread Rubber Compounds*, NASA Technical Note, NASA TN D-8252, July 1976

[Dugoff, 1970] Dugoff, H., Fancher, P.S., and Segel, L. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamics performance. In: Proceedings FISITA Int. Auto. Safety Conference, SAE Paper 700377, 1970.

[Ella, 2013] Ella, S., Formagne, P.-Y., Koutsos, V., Blackford, J. R. Investigation of rubber friction on snow for tyres. *Tribology International*, 2013, Vol. 59, p. 292-301.

[ESDU, 2003] ESDU International plc. *Development of a Comprehensive Method for Modelling Performance of Aircraft Tyres Rolling or Braking on Dry and Precipitation-Contaminated Runways*. 2003.

[Farroni, 2013] Farroni, F. Giordano, D. Russo, and M. Timpone, F. TRT: thermo racing tyre a physical model to predict the tyre temperature distribution. *Meccanica*, 2014, Vol. 49, Issue 3, p. 707–723.

[Fiala, 1954] Fiala, E. Seitenkräfte am rollenden Luftreifen. *VDI Zeitschrift*, 1954, Vol. 96.

[Foucard, 2005] Foucard, J. Rôle du pneumatique dans le phénomène d'adhérence. *Bulletin des laboratoires des Ponts et Chuassées*, 2005, Vol. 255, p. 11-22

[Frêne, 2011] Frêne, J. Zaïdi, H. Introduction à la Tribologie. In : *Techniques de l'Ingénieur : Tribologie*, Vol. TRI 100. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 2011, TRI 100-1 à TRI 100-12

[Fuji, 2010] FUJIFILM corporation. *Film pour mesurer la pression, Prescale guide des produits* [en ligne]. 2010. 4 p. Disponible sur : <https://www.mescan.com/pdf/industrie/Prescale.pdf> (consulté le 07/06/2017)

[Gerthoffert, 2013] Gerthoffert, J. *Étude des incertitudes de mesure de l'adhérence fonctionnelle des chaussées aéronautiques*. Rapport d'étude, Service Technique de l'Aviation Civile, Juillet 2013, 38 p.

[Gerthoffert, 2014a] Gerthoffert, J. Bouteldja, M. Cerezo, V. and Garnier de Boisgrollier, J. Modelling of water flow and prediction of water depth on runways. In : *Airports in Urban Networks. Paris, France : AUN 2014*, 15th-16th April 2014

[Gerthoffert, 2014b] Gerthoffert, J. Grosjean, C. Cerezo, V. and Do, M.T. Modelling of aircraft braking coefficient from IMAG friction measurements. In : *Airports in Urban Networks. Paris, France : AUN 2014*, 15th-16th April 2014

[Gerthoffert, 2015] Gerthoffert, J. Daveau, N. Comparaison d'essais d'adhérence avec l'IMAG et avec un avion instrumenté. In : *Journée Technique du STAC. Paris, France*, 9 juin 2015

[Giesbert, 1990] Giesberts, M. Gooden, J. Precipitation Drag of Snow and Standing Water, ICAS 2000 CONGRESS, 10 p.

[Gim, 1990] Gim, G. and Nikravesh, P.E. An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations. Part 1: Pure Slips. *International Journal of Vehicle Design*, 1990, Vol. 11, No. 6, p. 589-618.

[Gosse, 1995] Gosse, J. Mécanique des fluides. In : *Techniques de l'Ingénieur : Transport fluvial et maritime*, Vol. A 1870. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 1995, A 1870-1 à A 1870-57

[Gothié, 2001] Gothié, M. Parry, T. and Roe, P. The relative influence of the parameters affecting road surface friction. *2nd International Colloquium on Vehicle-Tyre-Road Interaction "Friction Potential and Safety: Prediction of Handling Behaviour"*. Florence, 2001, 21 p.

[Horne, 1963] Horne, W.B. and Dreher, R.C. *Phenomena of Pneumatic Tire Hydroplaning*. NASA Technical Note, NASA TN D-2056, Langley research Center, Langley station, Hampton, Va. 1963, 52 p.

[Horne, 1965] Horne, W.B. and Joyner U.T. *Pneumatic Tire Hydroplaning and some effects on Vehicle Performance*, SAE Technical Paper 650145, 1965, 28 p.

[Horne, 1986] Horne, W.B. Yager, T.J. and Ivey, D.L. Recent Studies to Investigate Effects of Tire Footprint Aspect Ratio on Dynamic Hydroplaning Speed. *The Tire Pavement Interface*, ASTM STP 929, M.G. Pottinger and T.J. Yager, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1986, p. 26-46

[Howe, 1955] Howe, P.G. Benton, D.P. Puddington, I.E. London-Van der Waal's Attractive Forces Between Glass Surfaces. *Canadian Journal of Chemistry*, 1955, Vol. 33, p. 1375-1383.

[Inglebert, 2016] Inglebert, G. Da Silva Botelho, T. et Lemaire Caron, I. Théorie du contact de Hertz - Contacts ponctuels ou linéaires. In : *Techniques de l'Ingénieur : Tribologie*, Vol. TRI 200. Paris : Techniques de l'Ingénieur, 2016, TRI 200-1 à TRI 200-11

[Johnson, 2003] Johnson, K.L. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 2003, 462 p.

[Jones, 2012] Jones, L. *Modélisation des forces de contact entre le pneu d'un avion et la piste*. Thèse de doctorat : Mathématiques appliquées et systèmes industriels. Toulouse : Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace. 2012, 211 p.

[Kane, 2009] Kane, M. Report on different parameters influencing skid resistance, rolling resistance and noise emissions. In: *Tyre and Road Surface Optimisation for Skid Resistance and Further Effects*, 2009, 95 p.

[Kim, 2010] Kim, T.-W. and Jeong, H.-Y. Hydroplaning Simulations for Tires Using FEM, FVM and an Asymptotic Method. *International Journal of Automotive Technology*, 2010, Vol. 11, No. 6, p. 901-908.

[Klein-Paste, 2012] Klein-Paste, A. Huseby, A.B. Anderson, J.D. c, Giesman, P. Bugge H.J. and Langedahl T.-B. Braking performance of commercial airplanes during operation on winter contaminated runways. *Cold Regions Science and Technology*, 2012, Vol. 79-80, p. 29-37.

[Kongo-Kondé, 2011] Kongo-Kondé, A. *Modélisation du roulement d'un pneumatique d'avion*. Thèse de doctorat : Mécanique. Université de Provence. 2011, 224 p.

[Koutny, 2007] Koutny, F. *Geometry and Mechanics of Pneumatic tires*. Zlín, 2007, 139 p.

[Kulakowski, 1990] Kulakowski, B. T. and Harwood, D. W. Effect of Water-Film thickness on Tire-Pavement friction. In: *Surface Characteristics of Roadways : International Research and Technologies*, ASTM International. 1990, pp. 50-60, 1990

[LCPC, 2009] Laboratoire Centrale des Ponts et Chaussées. *Mesure de l'uni longitudinal des chaussées routières et aéronautiques*. Méthode d'essai des lpc n°46 Version 2.0. Paris: LCPC, 2009, 84 p.

[Martin, 1966] Martin, C.S. *Hydrodynamics of Tire Hydroplaning*. NASA Contractor Report CR-601, September 1966

[Martins, 1990] Martins, J.A.C Oden, J.T. and Simões F.M.F. Recent Advances in Engineering Science: A Study of static and Kinetic Friction. *International Journal of Engineering Science*, 1990, Vol. 28, No. 1, p. 29-92.

[Matilainen, 2015] Matilainen, M. and Tuononen, A. Tyre contact length on dry and wet road surfaces measured by three-axial accelerometer. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2015, Vol. 52-53, p. 548-558.

[McCarty, 1983] McCarty, J.L. and Tanner, J.A. *Temperature Distribution in an Aircraft Tire at Low Ground Speeds*. NASA Technical Paper 2195, august 1983, 37 p.

[Michelin, 2001] Michelin, Manufacture Française des Pneumatiques. *Le pneu, l'adhérence*. s.l. : Société de Technologie Michelin, 2001.

[Michelin, 2017] Michelin, *Aircraft tire - Engineering Data, #MAT-DB-01 Rev.A*, [en ligne]. 2017. 40 p. Disponible sur : <https://www.aimichelin.com/uploadedFiles/MichelinAirDev/StandardContent/Resource/databook.pdf> (consulté le 14/06/2017)

[Moore, 1975] Moore, D.F. *The Friction of Pneumatic Tires*. Amsterdam – Oxford – New York, Elsevier Scientific Publishing Company, 1975, 220 p.

[Norheim, 2004] Norheim, A. Braking on Snow and Ice: Past, Present and Future. *Proceedings of the Third International Meeting on Aircraft Performance on Contaminated Runways*. 2004.

[OACI, 1973] Organisation de l'Aviation Civile Internationale. *ICAO programme for correlating equipment used in measuring runway braking action – Results of correlating studies*, 1973

[OACI, 2016] Organisation de l'Aviation Civile Internationale. *Annexe 14 à la convention relative à l'aviation civile internationale, Volume I Conception et Exploitation Technique des Aérodromes*. 7^e édition, Juillet 2016.

[Pacejka, 2006] Pacejka, H.B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2006, 642 p.

[Page, 1954] Page, E.S. Continuous Inspection Scheme. *Biometrika*, 1954, 41 (1-2), p. 100-115.

[Payne, 1962] Payne A. R. The Dynamic Properties of Carbon Black-Loaded Natural Rubber Vulcanizates. Part I. *Journal of Applied Polymer Science*, 1962, Vol. 6, Issue 19, p. 57–53.

[Persson, 2011] Persson, B.N.J. Rubber friction and tire dynamics. *Journal of Physics: Condensed Matter*, 2011, 23(1):015003.

[Pham-Doan, 2016] Pham-Doan, H. *Le décélémètre : Dans le cadre de la caractérisation de l'état de surface d'une piste*. Note d'Information Technique, Service Technique de l'Aviation Civile, Août 2016, 20 p.

[Rabinowicz, 1951] Rabinowicz, E. the Nature of Static and Kinetic Coefficients of Friction. *Journal of Applied Physics*, 1951, Vol. 222, No. 12, p. 1373.

[Ratti, 1986] Ratti, P. *Modélisation du pneumatique pour l'étude du comportement routier des véhicules automobiles*. Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Paris, 1986

[Savkoor, 1990] Savkoor, AR. Tribology of tyre traction on dry and wet roads. In: *Proceedings of the 17th Leeds—Lyon symposium on tribology*, 4–7 September 1990, Leeds, UK, p. 213–228.

[Sawyer, 1956] Sawyer, R. H. and Kolnick, J.J. *Tire to surface friction coefficient measurements with a C-123B airplane on various runway surfaces*, Technical Report R-20, Langley Research Center, Langley Field VA, 1956, 36p.

[Schallamach, 1952] Schallamach, A. The load dependence of rubber friction. *The Proceedings of the Physical Society*, 1952, Vol. 65, Part 9, n°393 B, p. 657-661.

[Schallamach, 1958] Schallamach, A. Friction Abrasion of Rubber. *Wear*, 1958, Vol. 1, p. 384-417.

[Skouvaklis, 2012] Skouvaklis, G. Blackford, J.R. and Koutsos, V. Friction of rubber on ice: A new machine, influence of rubber properties and sliding parameters. *Tribology International*, 2012, Vol. 49, p. 44–52.

[Smiley, 1958] Smiley, R.F. Horne, W.B. *Mechanical properties of pneumatic tires with special reference to modern aircraft tires*, Technical note 4110, National Advisory Committee for Aeronautics, Langley Aeronautical Laboratory, Langley Field VA, January 1958.

[Sonilhac, 2010] Sonilhac, F. et Spetler, F. Adhérence pneu-chaussée sur sol humide. In : Lepert, P. Hautière, N. *Projet DIVAS : Dialogue Infrastructure Véhicules pour Améliorer la Sécurité routière*. Paris : Lavoisier, 2010, p. 163-182

[Subbotin, 2013] Subbotin, N., Gardner, S. *Takeoff and Landing Performance Assessment Validation Effort of the Runway Condition Assessment Matrix*. June 2013.

[Svendenius, 2003] Svendenius, J. Wittenmark, B. Brush Tire Model with Increased Flexibility, In: *European Control Conference*, Cambridge, 2003

[Svendenius, 2007] Svendenius, J. *Tire Modeling and Friction Estimation*. Thèse de doctorat. Department of Automatic Control, Lund University, Lund, 2007, 194 p.

[TAC, 2006] MINISTÈRE DES TRANSPORTS, DE L'ÉQUIPEMENT, DU TOURISME ET DE LA MER. *Arrêté du 10 juillet 2006 relatif aux caractéristiques physiques des aérodromes civils utilisés par les aéronefs à voilure fixe*, annexe technique n°1, Journal Officiel du 11 juillet 2006

[Thiery, 2016] Thiery, M. and Pirat, J.-L. A new global reporting format for runway surface conditions. *The ICAO journal*, 2016, Vol. 71, No. 3, p. 39-42.

[Tielking, 1974] Tielking, J.T. and Mital, N.K. *A Comparative Evaluation of Five Tire Traction Models*. Highway Safety Research Institute / University of Michigan, January 1974, 162 p.

[Thirion, 1966] Thirion, P. Chasset, R. Le frottement du caoutchouc: étude bibliographique et commentaires. In: *Glissance*, Bulletin de Liaison des Laboratoires Routiers Ponts et Chaussées. 1966, p. 91-105

[Trinko, 2007] Trinko, M. Tire stresses and deformation analysis. Presentation, 32th Tire Mechanics Short Course, Köln, 2007.

[Van der Steen, 2010] Van der Steen, R. *Enhanced friction modeling for steady-state rolling tires*. Thèse de doctorat. Eindhoven University of Technology, Eindhoven, the Netherlands. 2010, 164 p.

[Van Es, 1999] Van Es, G.W.H. *Footprint characteristics of Bias-ply, Radial-belted and H-type Aircraft Tires*, Nationaal Lucht- en Rulmtevaartlaboratorium, Memorandum LV, 1999 (restricted).

[Van Es, 2001] Van Es, G.W.H. *Hydroplaning of modern aircraft tires*, Report no. NLR-TP-2001-242, Nationaal Lucht- en Rulmtevaartlaboratorium, 2001

[Van Es, 2005] Van ES, G.W.H. *Running out of runway: Analysis of 35 years of landing overrun accidents*. Nationaal Lucht- en Rulmtevaartlaboratorium, 2005.

[Veith, 1983] Veith, A.G. Tires - roads - rainfall - vehicles: The traction connection. In: *Frictional Interaction of Tire and Pavement*, ASTM International. 1983, p. 3-38

[Wambold, 2003] Wambold, J. C., and Henry, J. J. *Joint Winter Runway Friction Measurement Program - International Runway Friction Index (IRFI) versus Aircraft Braking Coefficient (Mu)*. 2003.

[Williams, 1955] Williams, M.L. Landel, R.F. and Ferry, J.D. The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids. *Journal of the American Chemical Society*, 1955, Vol. 77, Issue 14, p. 3701-3707.

[Yager 1988] Yager, T.J. Vogler, W.A. and Baldsare, P. *Summary Report on Aircraft and Ground Vehicle Friction Correlation Test results Obtained*. NASA Technical Memorandum 100506, March 1988

[Yager, 1996] Yager, T. J. NASA Boeing 737 Aircraft Test Results from 1996 Joint Winter Runway Friction Measurement Program. 1st International Meeting on Aircraft Performance on Contaminated Runways (IMAPCR 96). Montreal, Quebec : s.n., 1996. NASA-TM-110482.

[Yeager, 1974] Yeager, R.W. Tire Hydroplaning: Testing, Analysis and Design. In: *The Physics of Tire Traction*, D. F. Hays et al, 1974, p. 25-63

Annexe A

Equations du modèle FAR/AESA CS

25.109

L'article 25.109 de [AESA, 2015] propose des Equations exprimant le coefficient de frottement avion maximal atteint sur chaussée mouillée dites lisses en fonction de la pression des pneumatiques et de la vitesse. Les Equations de ce modèle sont présentées ci-dessous. Les grandeurs sont exprimées dans le tableau d'origine en psi et kt pour la pression de gonflage des pneumatiques et la vitesse. Elles ont été converties dans les unités du système international dans le Tableau A-1 ci-dessous.

Tableau A-1 : Equations du modèle FAR/AESA CS 25.109

Pression de gonflage (kPa)	Coefficient de frottement (pneumatique-chaussée) maximum
345	$\mu_{t/gMax} = -0,257 \left(\frac{V}{100}\right)^3 + 1,156 \left(\frac{V}{100}\right)^2 - 1,654 \left(\frac{V}{100}\right) + 0,883$
690	$\mu_{t/gMax} = -0,321 \left(\frac{V}{100}\right)^3 + 1,209 \left(\frac{V}{100}\right)^2 - 1,565 \left(\frac{V}{100}\right) + 0,804$
1380	$\mu_{t/gMax} = -0,243 \left(\frac{V}{100}\right)^3 + 0,952 \left(\frac{V}{100}\right)^2 - 1,279 \left(\frac{V}{100}\right) + 0,692$
2070	$\mu_{t/gMax} = -0,295 \left(\frac{V}{100}\right)^3 + 0,994 \left(\frac{V}{100}\right)^2 - 1,188 \left(\frac{V}{100}\right) + 0,614$

Des Equations de formes similaires sont fournies pour le coefficient de frottement maximal sur chaussée mouillée rainurée.

Le constructeur doit ensuite déterminer l'efficacité du système ABS (cf. section 2.1.4), soit par une méthode expérimentale, soit en utilisant les valeurs par défauts proposées dans [AESA, 2015], afin de calculer le coefficient de freinage.

Annexe B

Equations du modèle ESDU dans le cas mouillé

Sur chaussée mouillée, le modèle ESDU se base sur les trois hypothèses suivantes :

- L'aire de contact pneumatique/chaussée (A) est décomposée en trois zones : dans la zone 1 (A_1), le pneumatique est en hydroplanage, dans la zone 2 (A_2), un microfilm d'eau crée une pression dynamique qui empêche la génération des forces de frottement et dans la zone 3 (A_3) le contact entre le pneumatique et la chaussée est sec.
- La charge verticale (F_z) est répartie sur ces trois zones : la pression de contact dans la zone 1 est la pression cinétique de l'eau, q , une relation empirique est proposée pour déterminer la pression dynamique q_v dans la zone 2, et la pression de contact dans la zone 3 est la pression de gonflage du pneumatique p_g .
- Tous les efforts de freinage sont développés dans la zone 3.

Ces trois hypothèses se mettent en équation de la façon suivante :

$$A = A_1 + A_2 + A_3 \quad (\text{B.1})$$

$$F_z = q A_1 + q_v A_2 + p_g A_3 \quad (\text{B.2})$$

$$F_z \mu_f^{\text{mouillé}} = p A_3 \mu_f^{\text{sec}} \quad (\text{B.3})$$

La pression dans la zone 2, q_v , s'exprime :

$$\begin{cases} q_v = q + p a_0 \varphi^{m_1} (1 - \varphi)^{m_2} \text{ si } \varphi \leq 1 \\ q_v = 0 \text{ si } \varphi > 1 \end{cases} \quad (\text{B.4})$$

où m_1 et m_2 sont deux coefficients empiriques. φ est définie par :

$$\varphi = \frac{\sin(q/p_g)}{\sin(q/p_g) + \cos(q/p_g)} \quad (\text{B.5})$$

Les Equations (B.1) à (B.5) permettent d'exprimer coefficient de frottement sur chaussée mouillée en fonction du coefficient de frottement sur chaussée sèche et d'une fonction traduisant l'effet de l'eau :

$$\mu_f^{\text{mouillé}} = \mu_f^{\text{sec}} \frac{1 - \varphi_0 q/p}{1 + \varphi_1 q_v/p_a} \quad (\text{B.6})$$

où p_a représente la pression atmosphérique.

φ_0 et φ_1 sont deux fonctions empiriques dépendant de la texture et de la hauteur d'eau :

$$\varphi_0 = \frac{2}{\pi} \frac{h}{h + d_{tex}} \quad (B.7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \left(1 - e^{-h/h_0}\right) e^{-\left[\varphi_{12} \left(1 - e^{-d_{tex}/d_{tex0}}\right) \ln\left(\frac{1}{(1 - Z/p_{WD})}\right)^n\right]} \\ n = \varphi_{10} \left(1 + \varphi_{11} \ln\left(\frac{d_{tex}}{d_{tex0}}\right)\right) \end{array} \right. \quad (B.8)$$

où φ_{10} , φ_{11} , φ_{12} , h_{tex0} et d_0 sont des constantes empiriques. d_{tex} et h représentent la profondeur de texture et la hauteur d'eau.

Les conditions d'essais des données qui ont permis les calages empiriques décrits ci-dessus sont données dans le tableau ci-dessous :

Tableau B-1 : Conditions d'essais pour la calibration du modèle ESDU sur chaussée mouillée

Surface	Texture (mm)	Hauteur d'eau (mm)	Pression de gonflage (kPa)	Vitesse (m/s)	Charge verticale (kN)
Béton poli	0,10	0,5	172 à 1241	4,1 à 27,7	10 à 45
Béton	0,25	3,75	827 à 1793	11,8 à 51,4	44 à 89
Béton bitumineux peu texturé	0,39	0,5	172 à 1241	4,1 à 27,7	10 à 45
Quartzite macadam	1,67	0,5	414 à 1241	4,1 à 27,7	28 à 35

Annexe C

Routine de désactivation des rainures

Cette annexe illustre la routine de désactivation des rainures pour un pneumatique ayant quatre rainures. Le principe peut être généralisé à un pneumatique ayant un nombre quelconque de rainures.

Trois grandeurs sont définies (cf. Figure C-1) :

- La largeur des rainures, noté AT ,
- La largeur de la bande de gomme comprise entre les deux rainures intérieures, notée CEN ,
- La largeur de gomme comprise entre les deux rainures intérieures et les deux rainures extérieures, notée LAT .

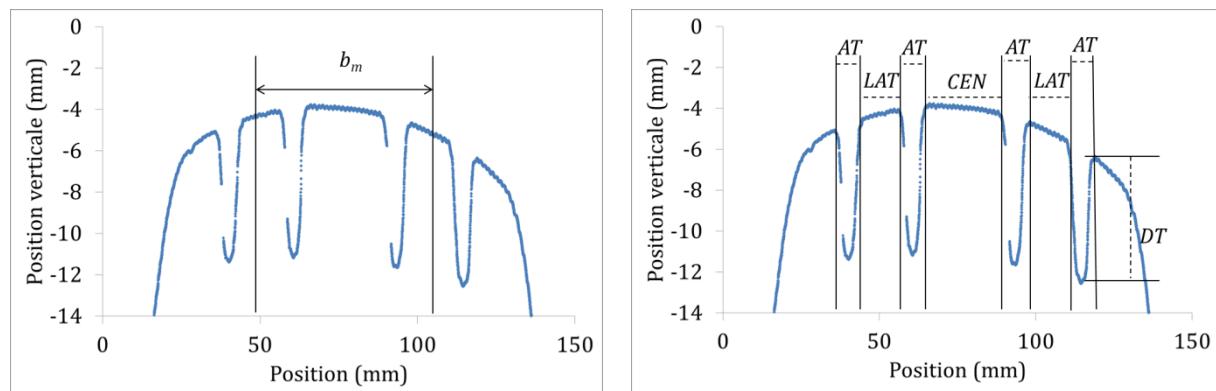


Figure C-1 : Description simplifiée de la géométrie du pneumatique

La largeur b_m du pneumatique en contact avec la chaussée est calculée par les Equations (4.28), (4.29) et (4.30). Selon la valeur de cette grandeur, le nombre de rainures qui contribuent effectivement au drainage de l'eau et la largeur effective en contact avec l'eau, b'_m , sont déterminés par la routine suivante :

Si $b_m < CEN$ alors $N=0$ et $b'_m=b_m$

Si $CEN < b_m < CEN + 2 \cdot AT$ alors $N=2$ et $b'_m=CEN$

Si $CEN + 2 \cdot AT < b_m < CEN + 2 \cdot AT + 2 \cdot LAT$ alors $N=2$ et $b'_m=b_m$

Si $CEN + 2 \cdot LAT + 2 \cdot AT < b_m < CEN + 2 \cdot LAT + 4 \cdot AT$ alors $N=2$ et $b'_m=CEN + 2 \cdot LAT + 2 \cdot AT$

Si $CEN + 4 \cdot AT + 2 \cdot LAT < b_m$ alors $N=4$ et $b'_m=b_m$

Annexe D

Calcul des débits au contact entre le pneumatique et l'eau

Un débit représente le flux d'une quantité relative à une unité de temps au travers d'une surface quelconque. Le débit volumique s'exprime de manière générale :

$$D_v = \iint_{\Sigma} \vec{v} \cdot \vec{n} \, d\sigma \quad (D.1)$$

Où v représente la vitesse du fluide qui traverse la surface Σ , n est le vecteur normal à cette surface et $d\sigma$ est une partie élémentaire de la surface Σ .

Dans le cas de l'évacuation de l'eau par les rainures du pneumatique, la surface traversée par le fluide est définie par les vecteurs e_r et e_y , de normale e_θ , dont la largeur est égale à NAT et la profondeur égale à DT .

En se plaçant dans le système de coordonnées polaires attaché au centre de la roue :

$$\vec{v} = \omega R \vec{e}_\theta \quad (D.2)$$

$$\vec{n} = \vec{e}_\theta \quad (D.3)$$

$$d\sigma = dAT \, dDT \quad (D.4)$$

Il en résulte que :

$$Q_{evac} = \iint_{\Sigma} \vec{v} \cdot \vec{n} \, d\sigma = \omega R N AT DT \quad (D.5)$$

Dans le cas d'une roue freinée : $\omega R = (1-G) v_x$. D'où :

$$Q_{evac} = (1-G) v_x N AT DT \quad (D.6)$$

Dans le cas du débit d'eau arrivant sur le pneumatique, la surface Σ traversée par le fluide est définie par la longueur mouillée, L_m , et la largeur du pneumatique, b_o , de normale e_r dans le système de coordonnées polaires attaché au centre de la roue.

$$\vec{n} = \vec{e}_r \quad (D.7)$$

ou encore, dans le référentiel attaché au centre de la roue :

$$\vec{n} = \begin{bmatrix} \sin \theta \\ 0 \\ -\cos \theta \end{bmatrix} \quad (D.8)$$

Dans ce référentiel, les particules de fluide traversant la surface Σ ont une vitesse :

$$\vec{v} = -v_x \vec{e}_x \quad (\text{D.9})$$

Où v_x représente la vitesse de translation de la roue, et :

$$\vec{v} \cdot \vec{n} = v_x \sin \theta \quad (\text{D.10})$$

Il découle des Equations (B.1) et (B.10) que :

$$Q_e = v_x b_0 d \quad (\text{B.11})$$

Annexe E

Résultats de la caractérisation des gommes des pneumatiques en laboratoire

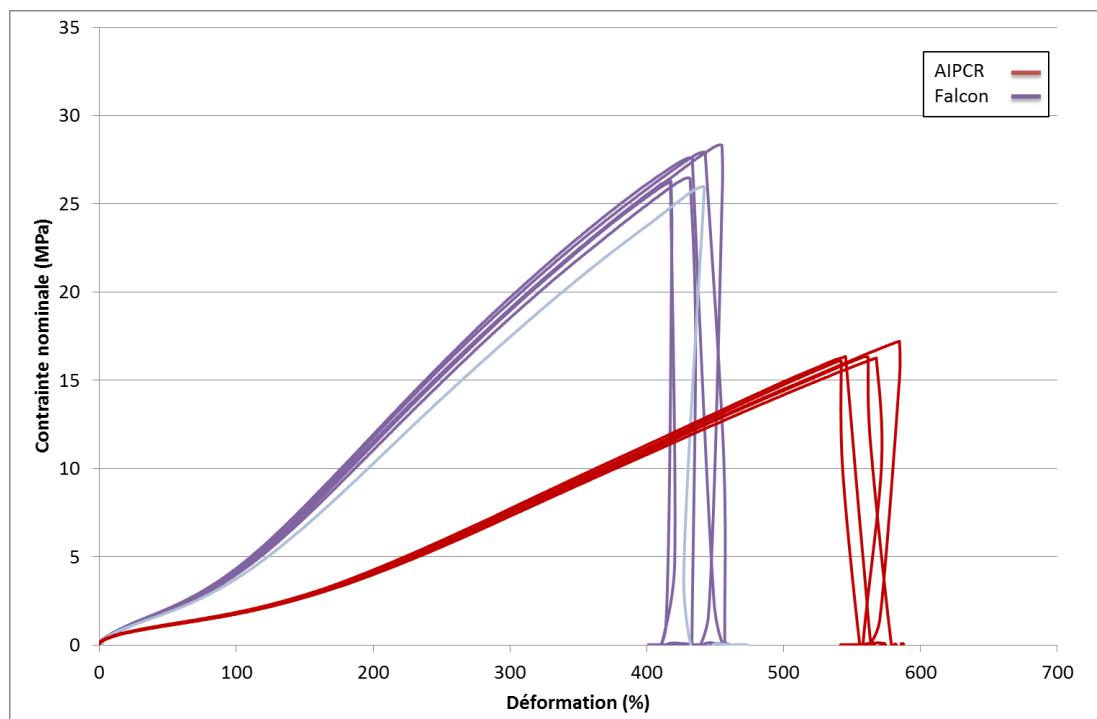


Figure E-1 : Résultats des essais de traction

Tableau E-1 : Résultats des essais de traction

	Contrainte maximale (MPa)	Allongement à la rupture (%)	Module à 50 % (MPa)	Module à 100 % (MPa)	Module à 200 % (MPa)	Module à 300 % (MPa)
AIPCR	16,5	553		1,8	4,1	7,5
Falcon	26,9	428	2	4,2	11,6	19,2

Tableau E-2 : Résultats des essais de dureté (Shore A, ISO 7619-1)

	Moyenne	Ecart-type	Médiane	Etendue
AIPCR	55,4	0,3	55,4	0,9
Falcon	67	1	67	1

Tableau E-3 : Résultats des essais de masse volumique (kg/m³)

	Moyenne	Ecart-type	Médiane	Etendue
AIPCR	1153	1	1153	1
Falcon	1120	0	1130	0

Tableau E-4 : Résultats des essais de résilience au rebond (%)

	Moyenne 1	Moyenne 2	Moyenne 3	Moyenne 4	Moyenne 5
AIPCR	36	35	35	36	36
Falcon	54				

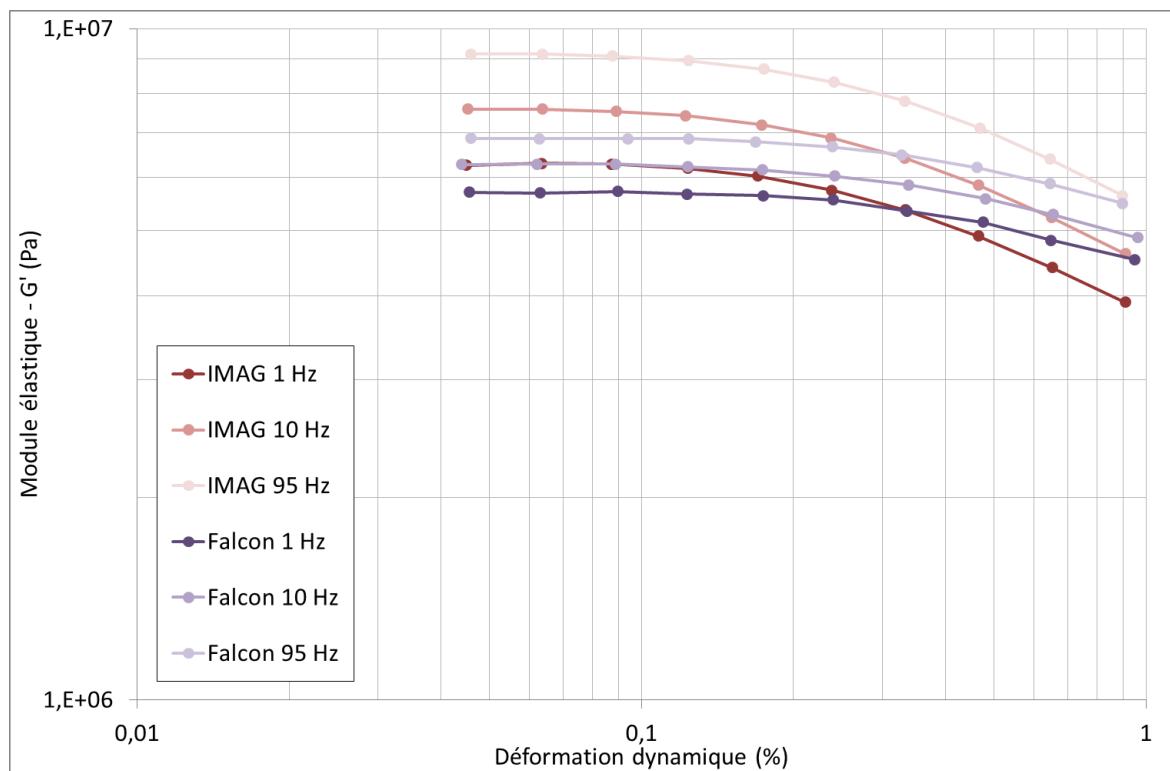


Figure E-2 : Module élastique G' en fonction de la déformation dynamique

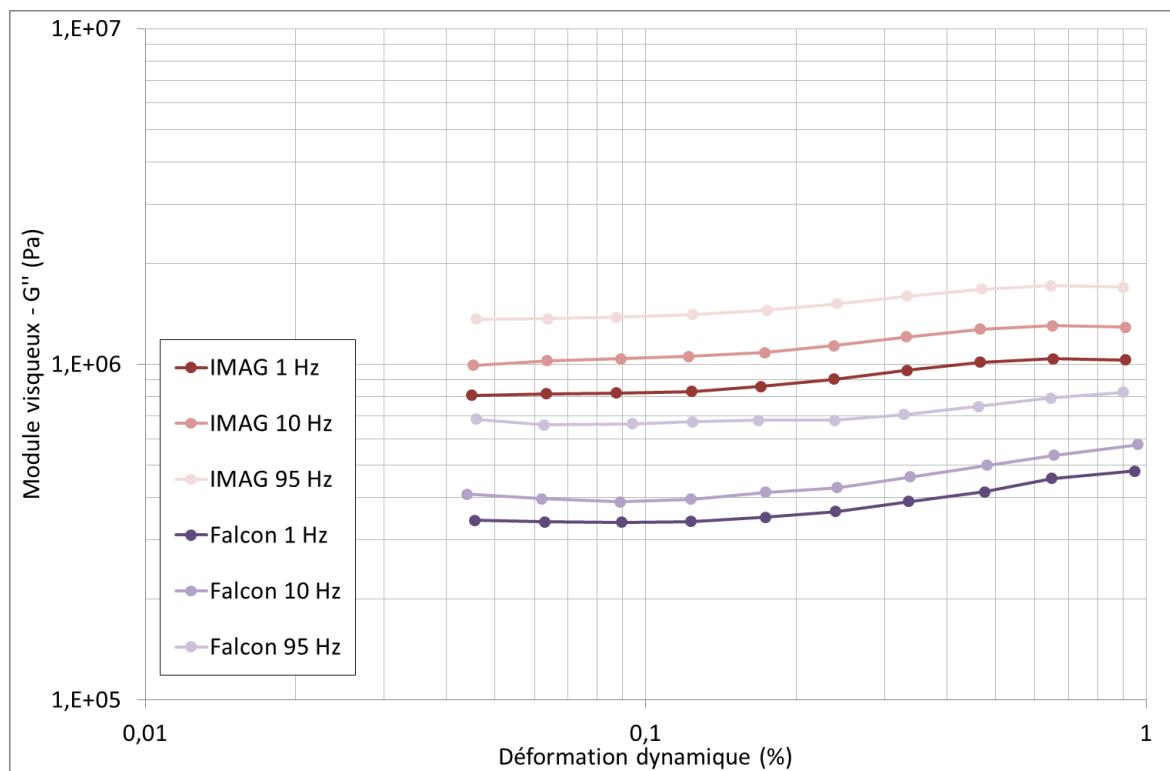


Figure E-3 : Module visqueux G'' en fonction de la déformation dynamique

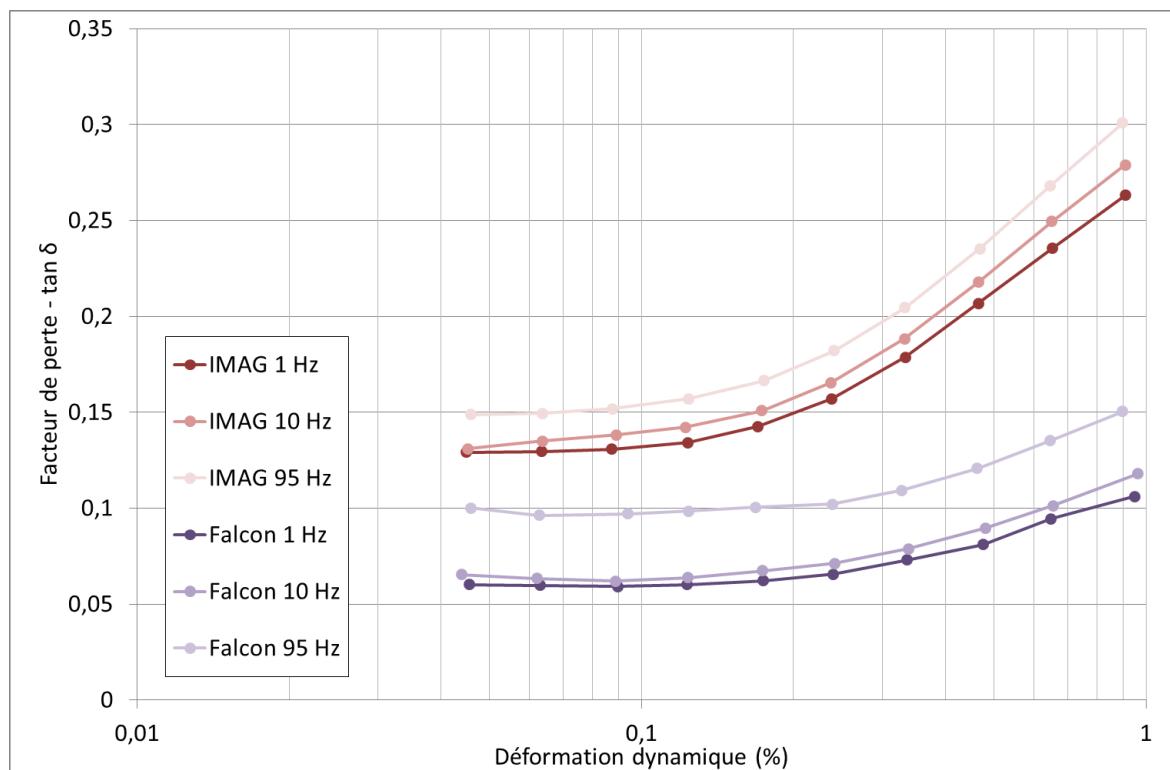


Figure E-4 : Facteur de perte en fonction de la déformation dynamique

Annexe F

Caractéristiques du papier Fuji

Le papier Fuji est composé de deux types de films :

- Un film A est composé de matériau de base (PET) recouvert de microcapsules de colorant
- Un film C est composé de matériau de base (PET) recouvert d'un matériau développant la couleur.

Ces deux papiers sont superposés de façon à mettre la couche formant la couleur en regard de la couche développant la couleur (cf. Figure F-1). La charge est appliquée sur le film A sur la face opposée à la couche formant la couleur. Les microcapsules composant la couche formant la couleur se brisent sous l'effet de la pression et le matériau colorant est transféré sur le matériau développant les couleurs. Il réagit avec de dernier et génère la couleur rouge [Fuji, 2010].

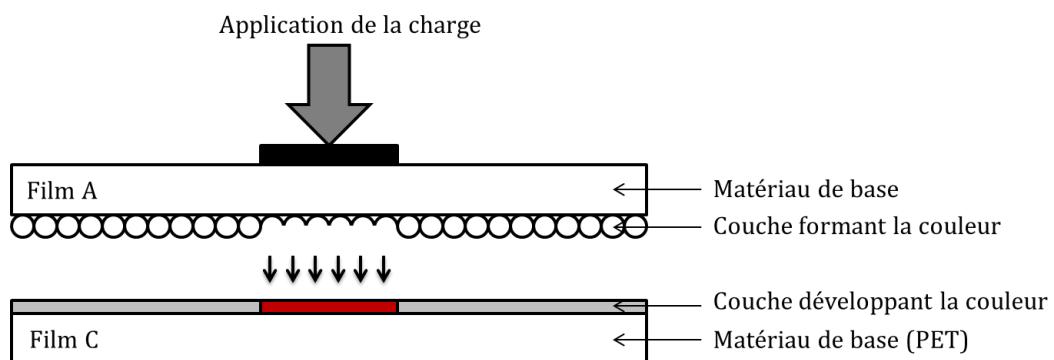


Figure F-1 : Principe d'utilisation du Papier Fuji (d'après [Fuji, 2010])

Pour les expérimentations de la section 5.3, un papier Ultra Faible pression a été utilisé (échelle de pression de 0,2 à 0,6 MPa).

Annexe G

Piste d'essai de l'IFSTTAR

La piste d'essai de l'IFSTTAR (cf. Figure G-1) a été spécialement conçue pour l'essai, l'étalonnage et la certification des équipements de mesure des caractéristiques de surface (adhérence, texture, uni, bruit). Elle est composée de trois sections :

- La première section est un demi-cercle long de 1400 m et permet d'accélérer le véhicule pour atteindre la vitesse d'essai souhaitée.
- La seconde section fait 500 m de long et inclut la zone d'essais avec 11 surfaces d'essais (cf. Figure G-2).
- La dernière section est longue de 400 m et est utilisée pour la décélération du véhicule.



Figure G-1 : Photographie de la piste d'essai de l'IFSTTAR

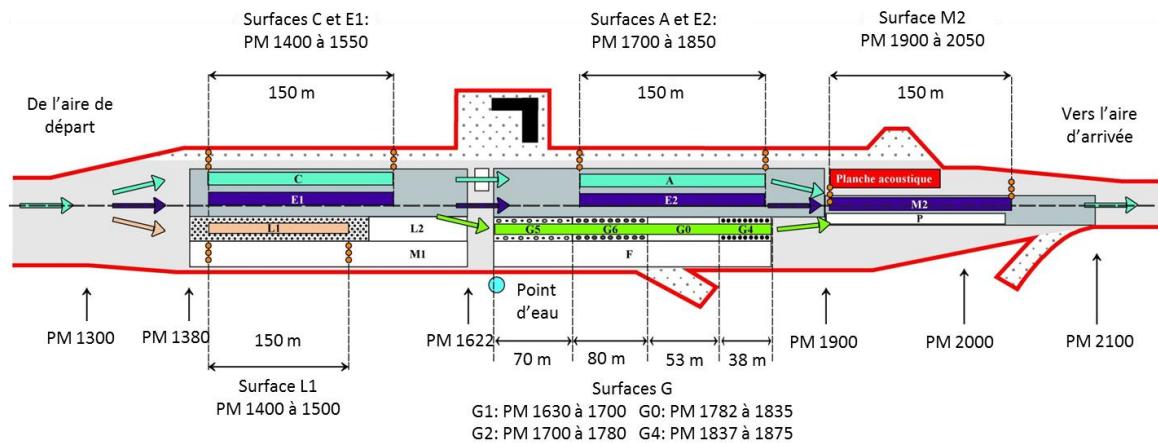
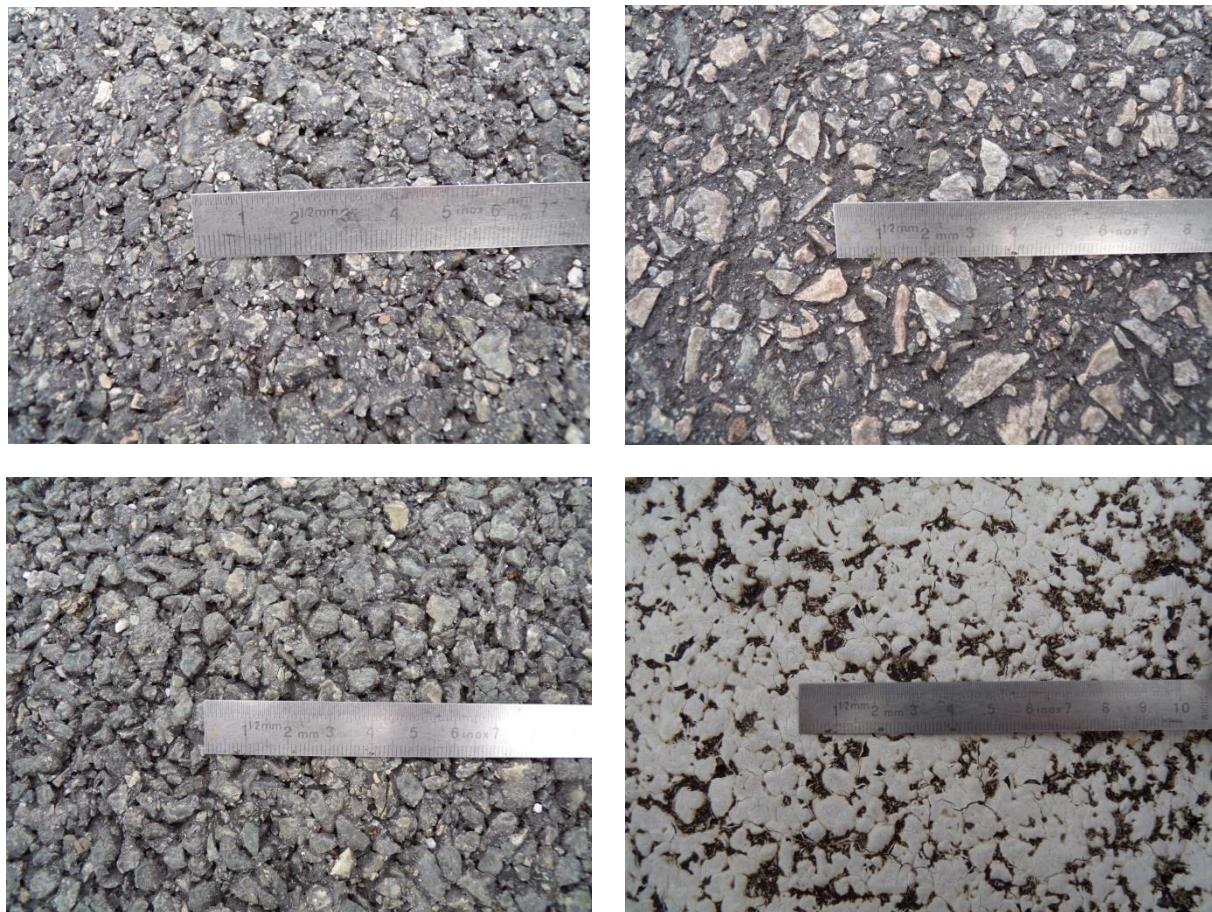


Figure G-2 : Schéma de la zone d'essais contenant 11 surfaces d'essais

Les surfaces d'essais ont des caractéristiques de surface très différentes en termes de macro- et de microtexture. La Figure G-3 présente les photographies des sept surfaces testées dans le cadre des essais présentés dans la section 5.4.2.



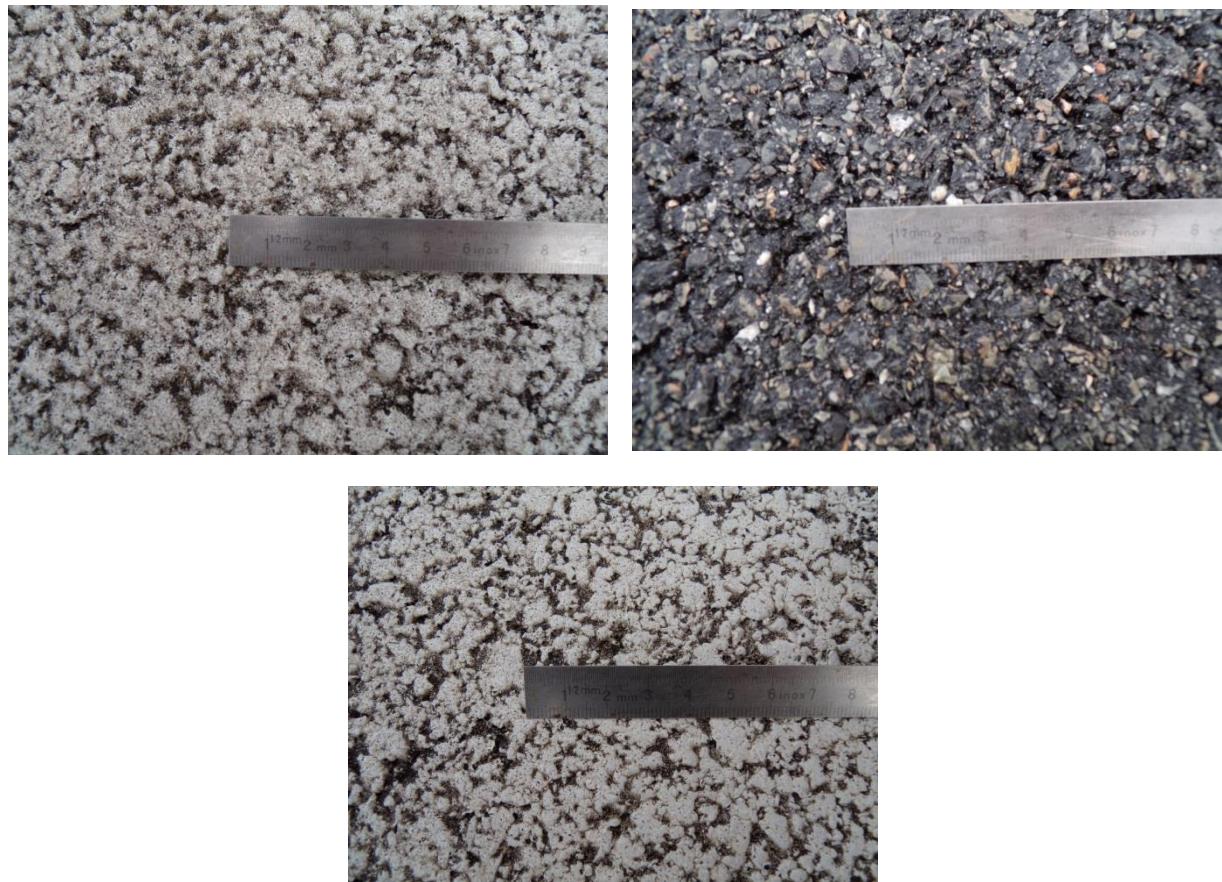


Figure G-3 : Photographies des surfaces d'essais (cf. Tableau 5-6) : de gauche à droite et de haut en bas, surfaces E1, E2, M2, G1, G2, G0 et G4

Annexe H

Empreintes des pneumatiques AIPCR

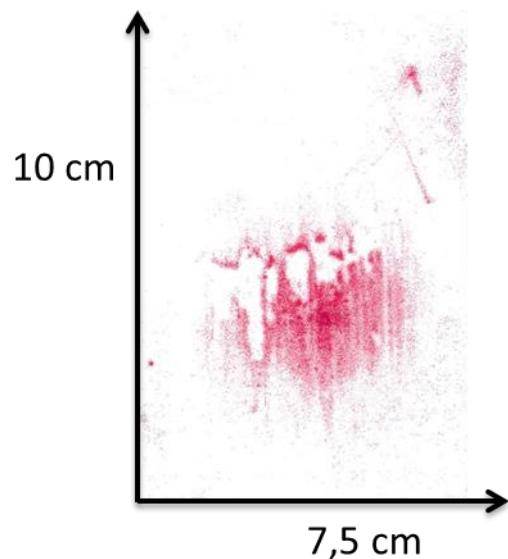


Figure H-1 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 50 kg et gonflé à 1,5 bar

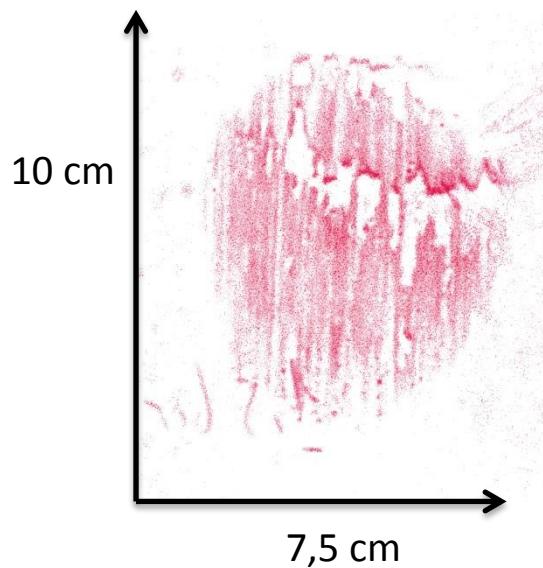


Figure H-2 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 80,5 kg et gonflé à 1,5 bar

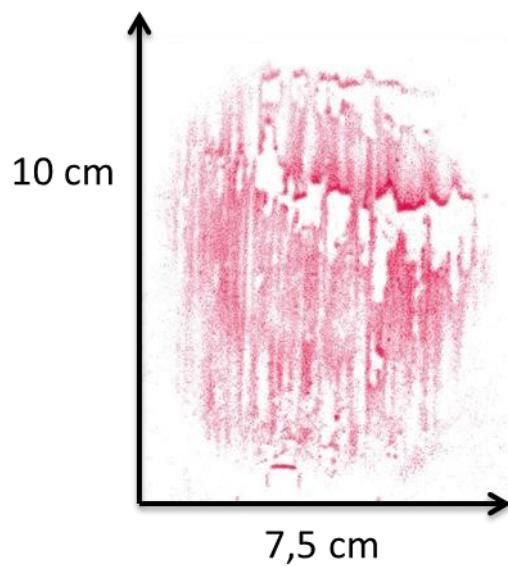


Figure H-3 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 110 kg et gonflé à 1,5 bar

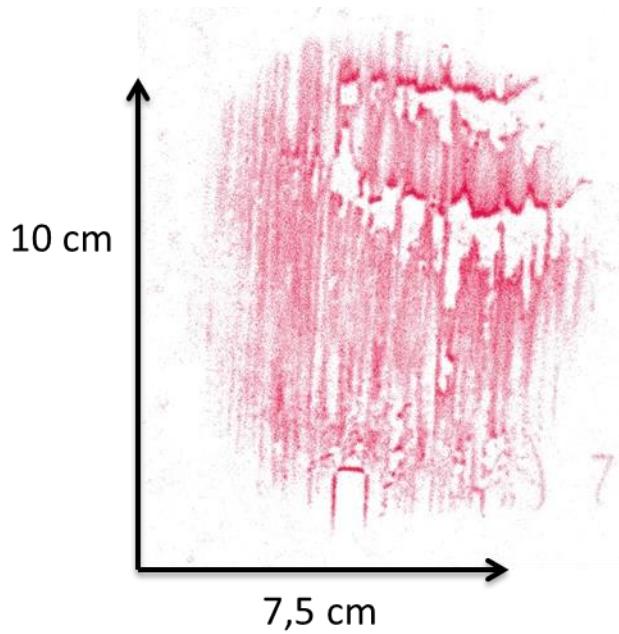


Figure H-4 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 150 kg et gonflé à 1,5 bar

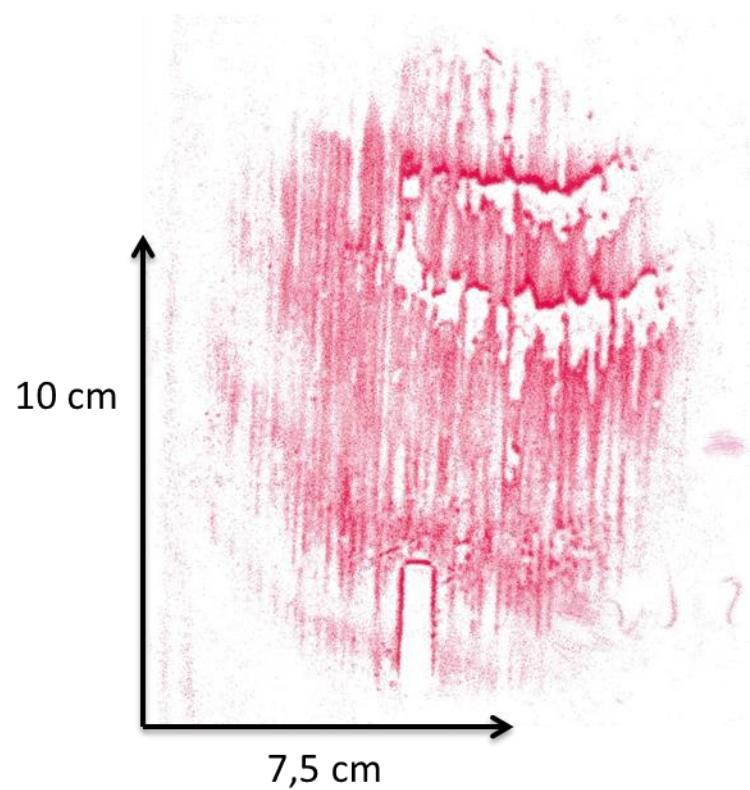


Figure H-5 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 220 kg et gonflé à 1,5 bar

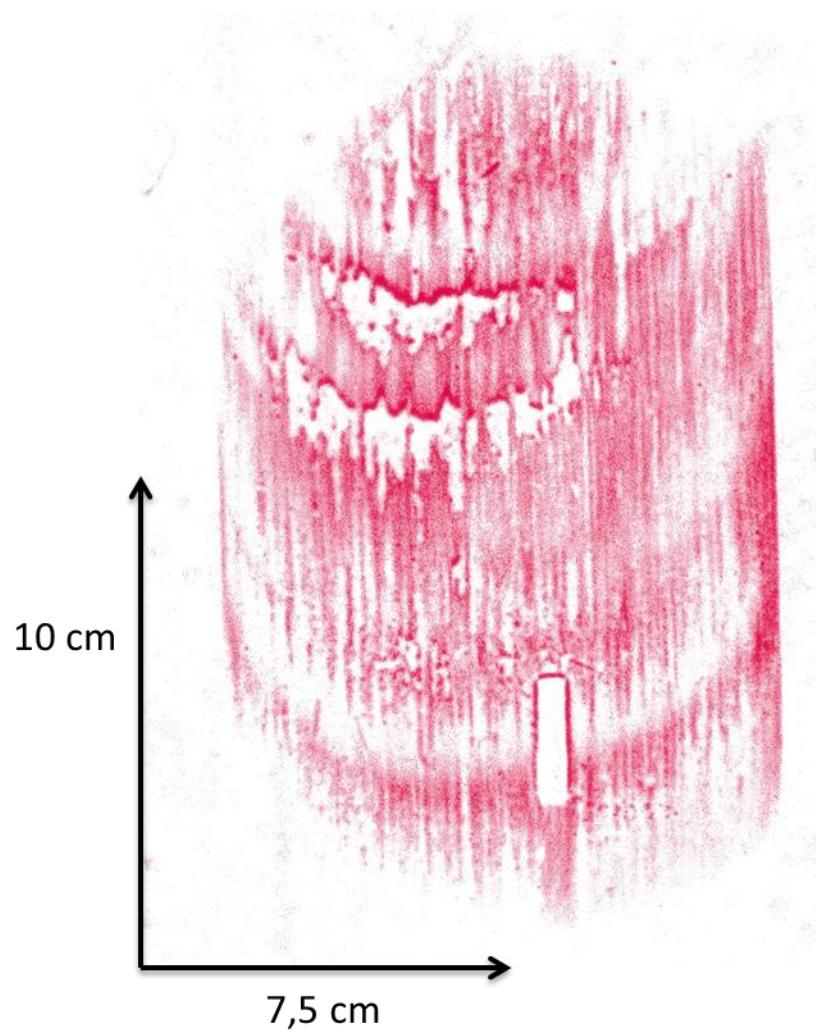


Figure H-6 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 354 kg et gonflé à 1,5 bar

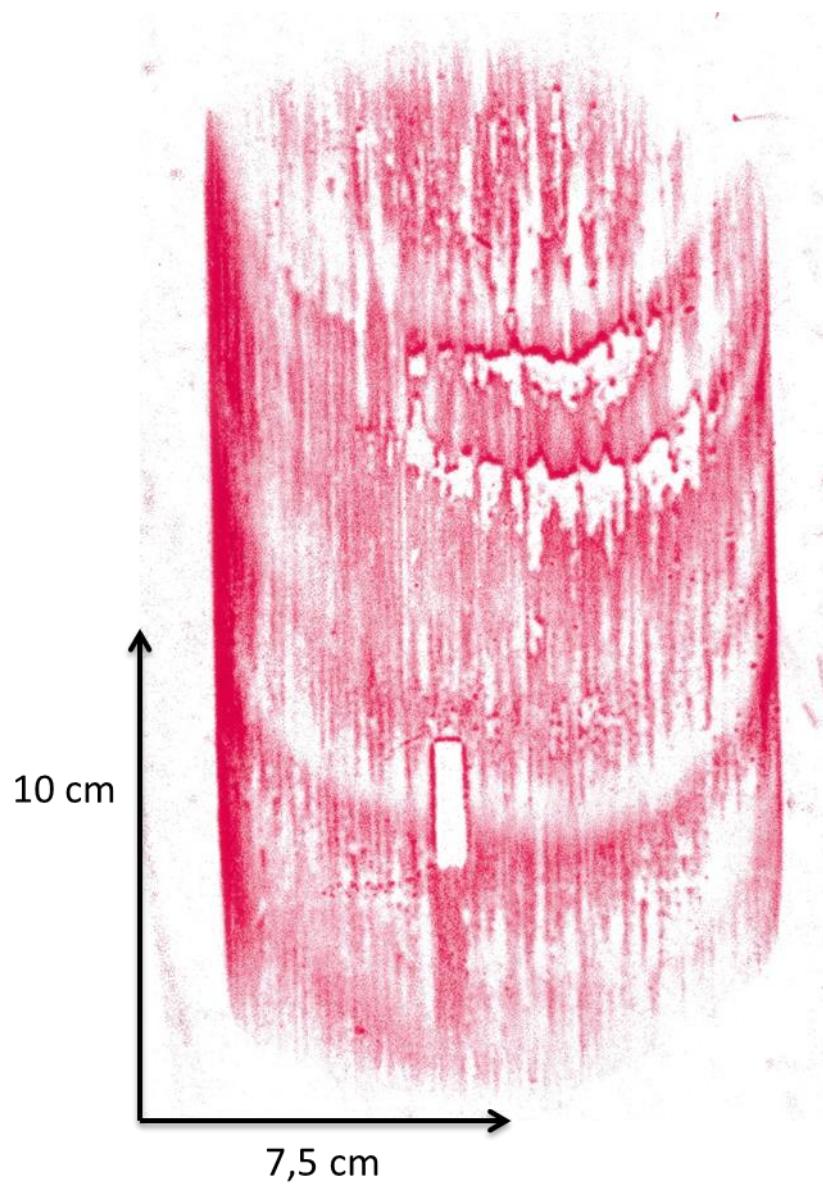


Figure H-7 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 500 kg et gonflé à 1,5 bar

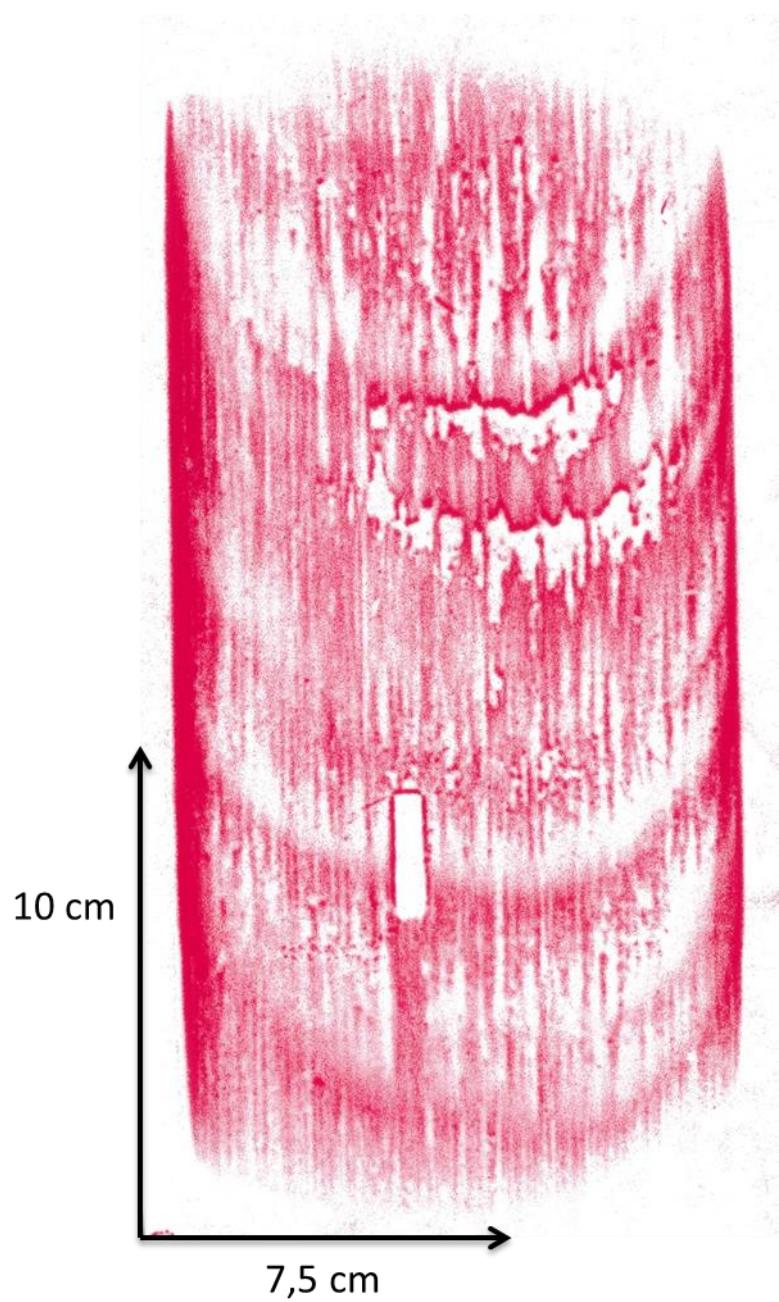


Figure H-8 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 602 kg et gonflé à 1,5 bar

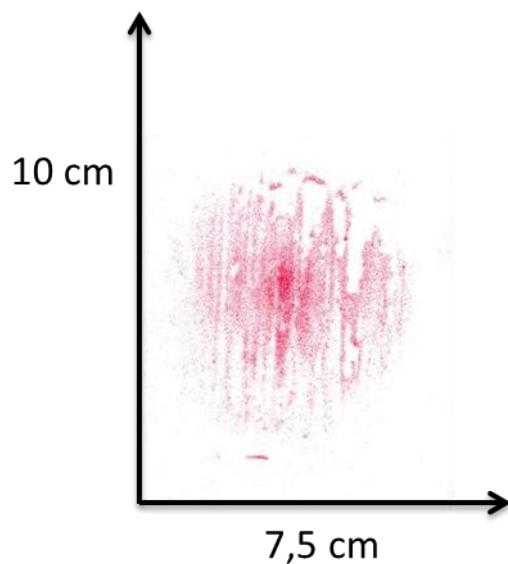


Figure H-9 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 55 kg et gonflé à 1,9 bar

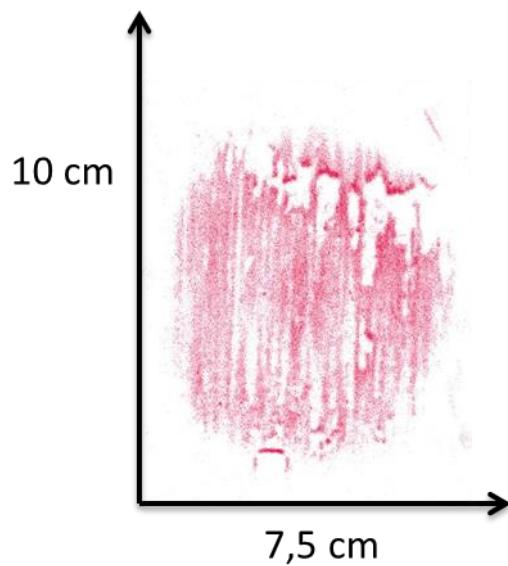


Figure H-10 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 85 kg et gonflé à 1,9 bar

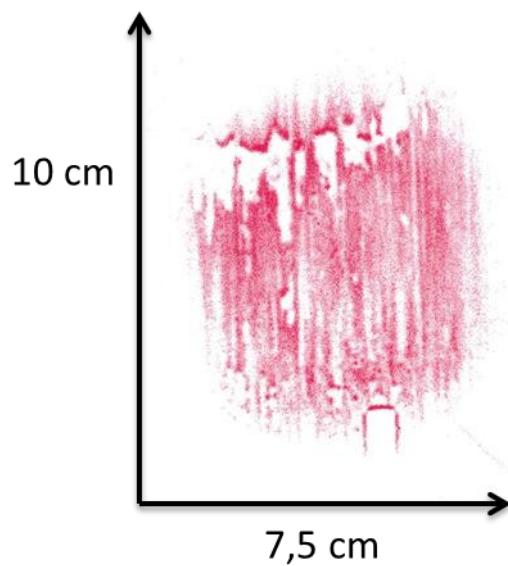


Figure H-11 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 109,5 kg et gonflé à 1,9 bar

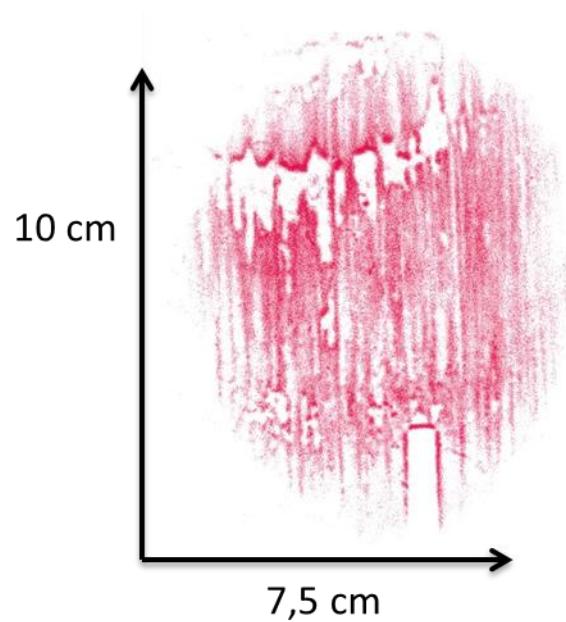


Figure H-12 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 152 kg et gonflé à 1,9 bar

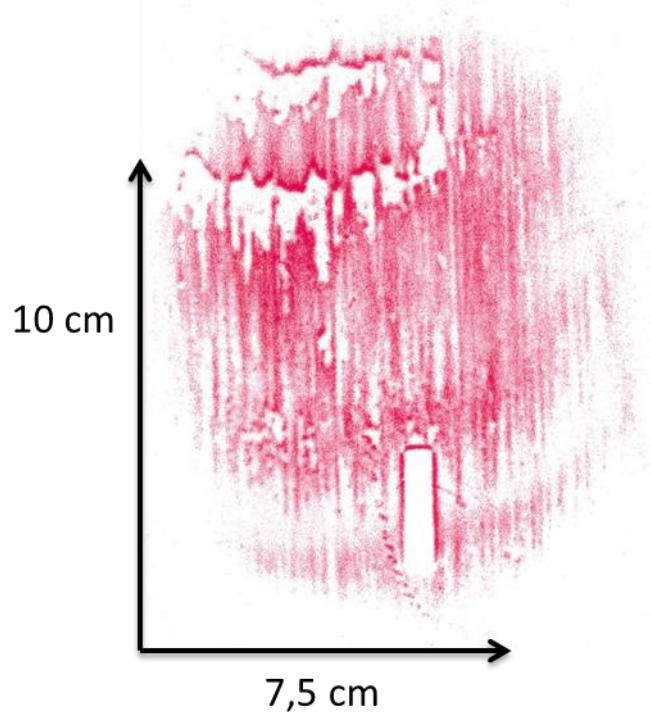


Figure H-13 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 220 kg et gonflé à 1,9 bar

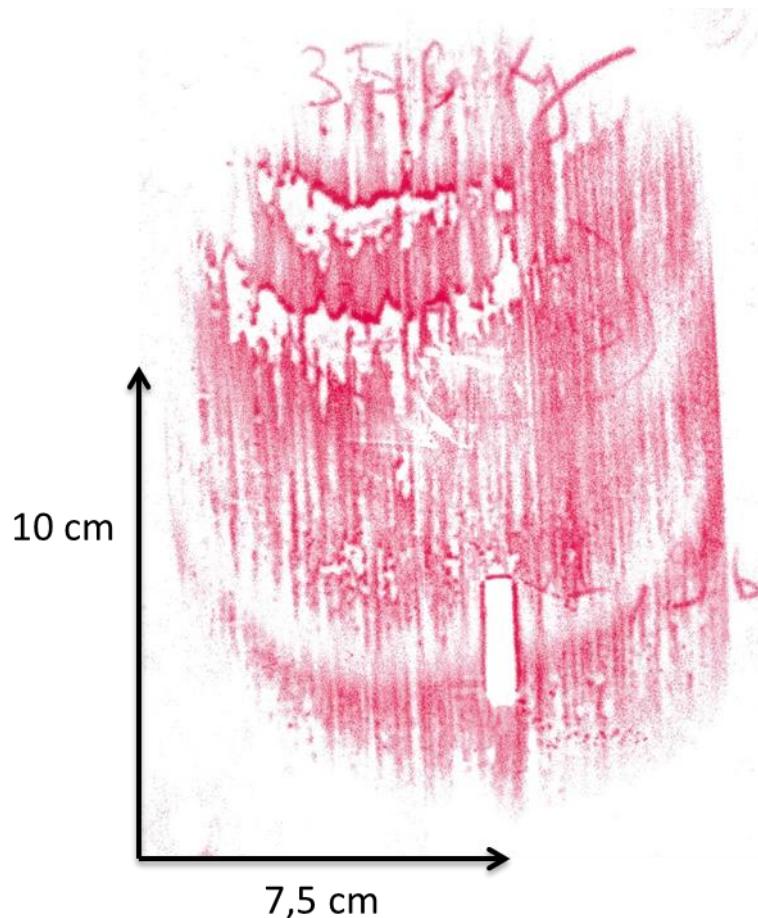


Figure H-14 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 350 kg et gonflé à 1,9 bar

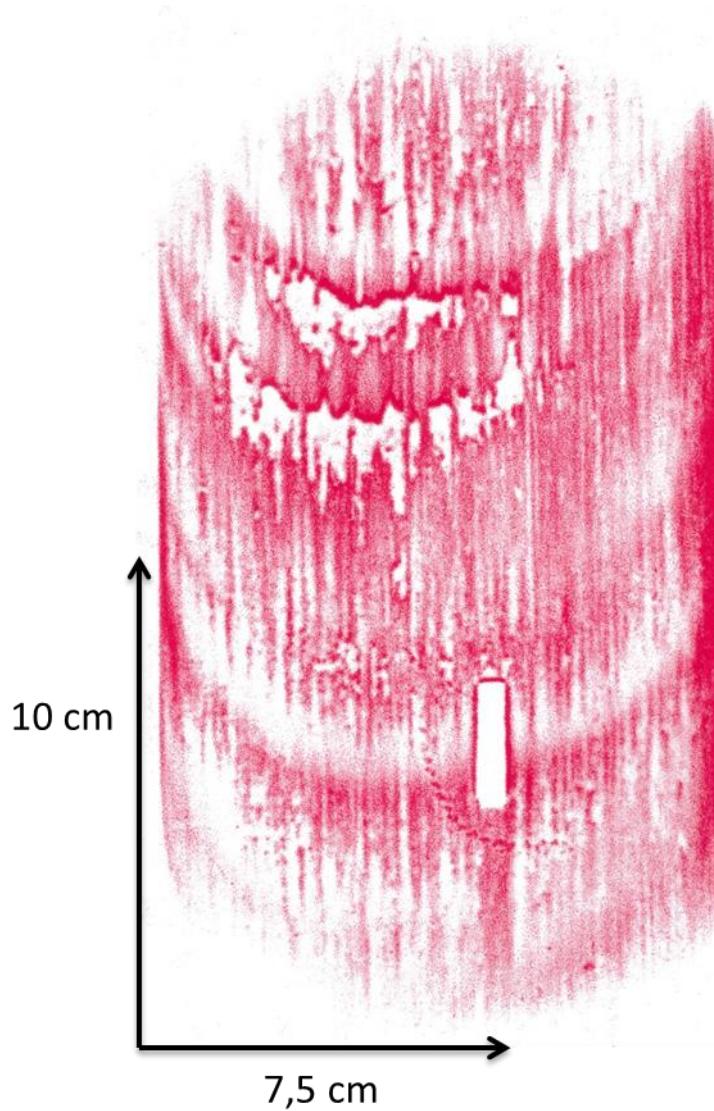


Figure H-15 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 499,5 kg et gonflé à 1,9 bar

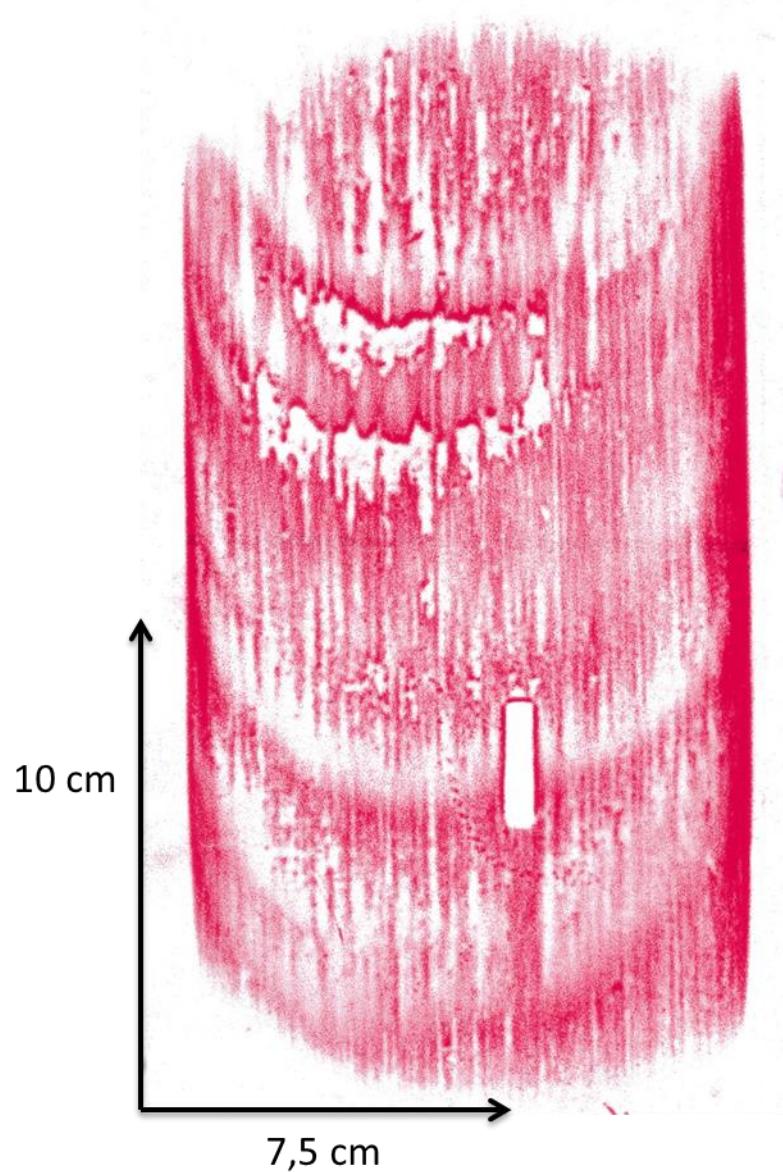


Figure H-16 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 602,5 kg et gonflé à 1,9 bar

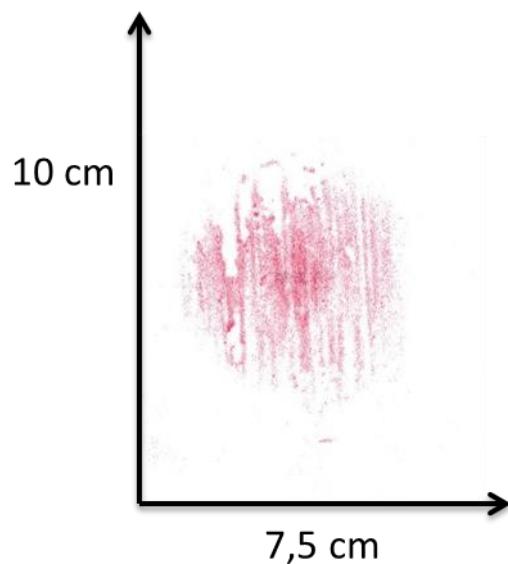


Figure H-17 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 54,5 kg et gonflé à 2,3 bars

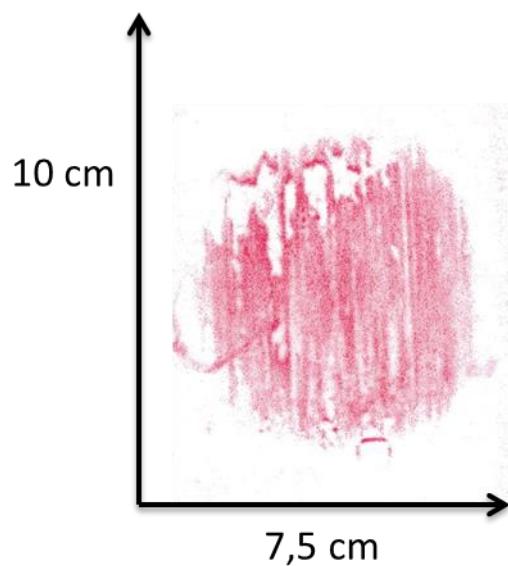


Figure H-18 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 90 kg et gonflé à 2,3 bars

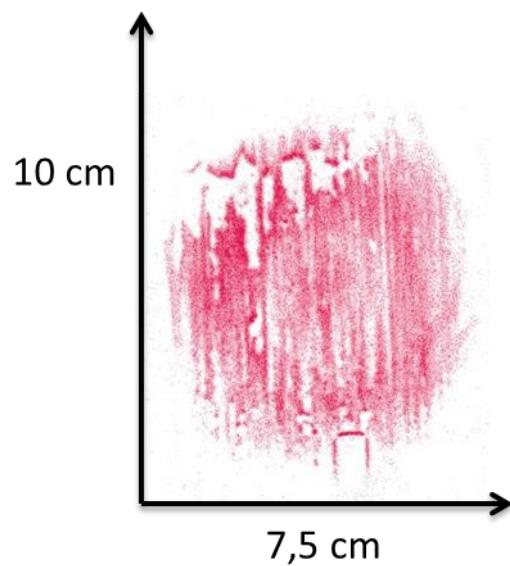


Figure H-19 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 110 kg et gonflé à 2,3 bars

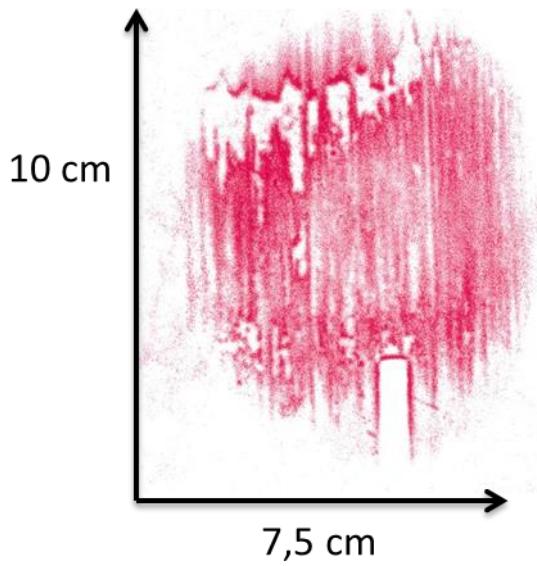


Figure H-20 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 155 kg et gonflé à 2,3 bars

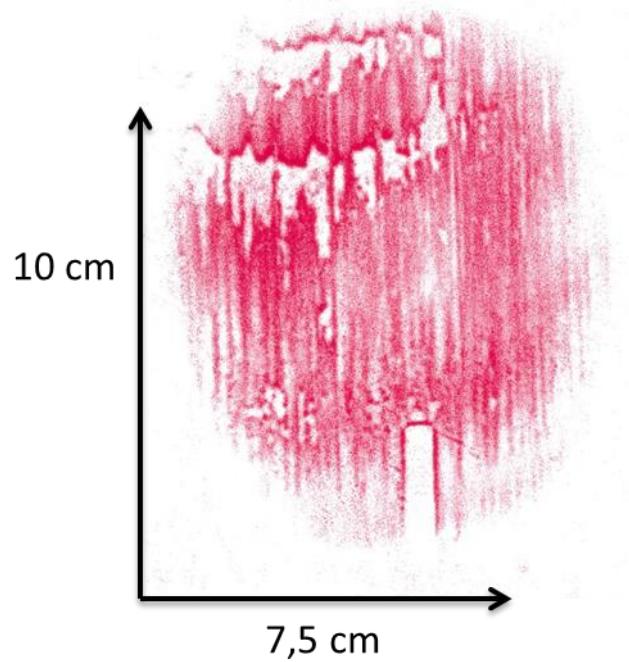


Figure H-21 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 220 kg et gonflé à 2,3 bars

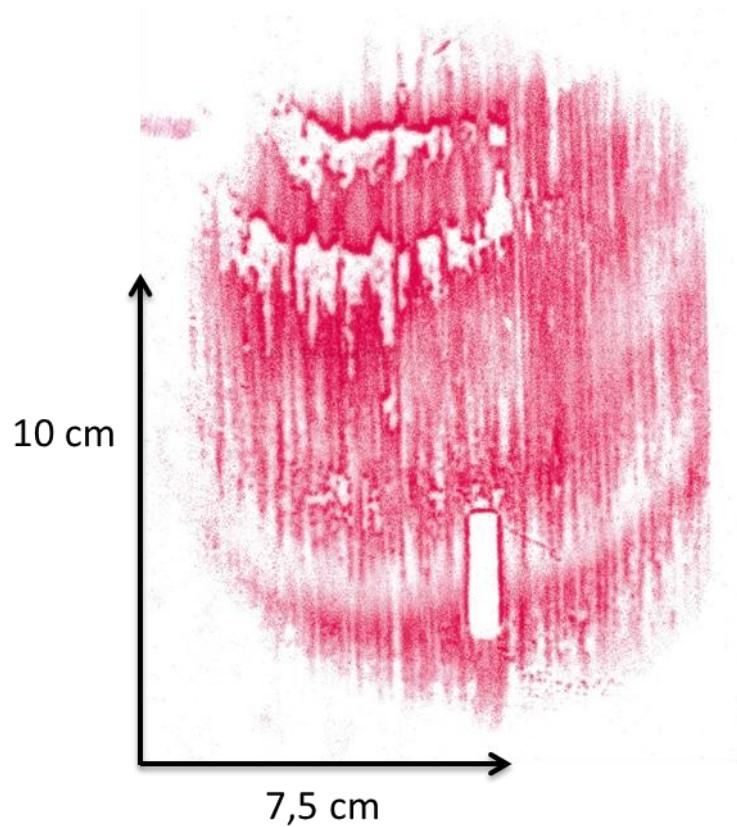


Figure H-22 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 351 kg et gonflé à 2,3 bars

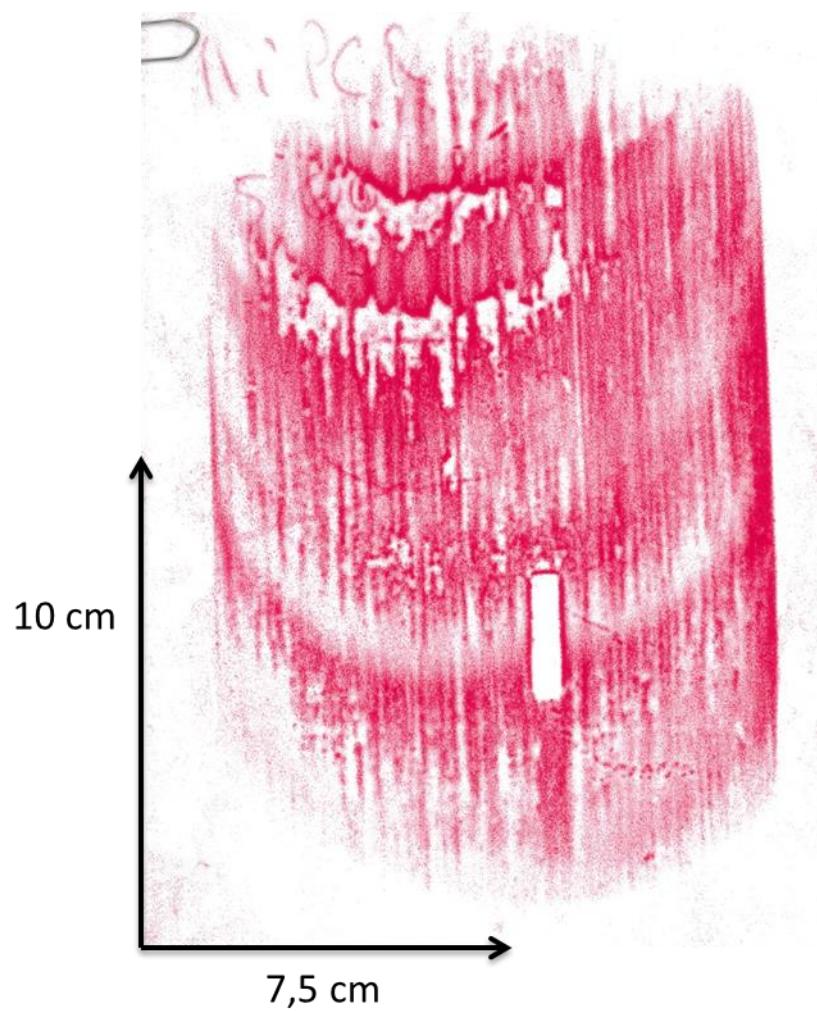


Figure H-23 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 500 kg et gonflé à 2,3 bars

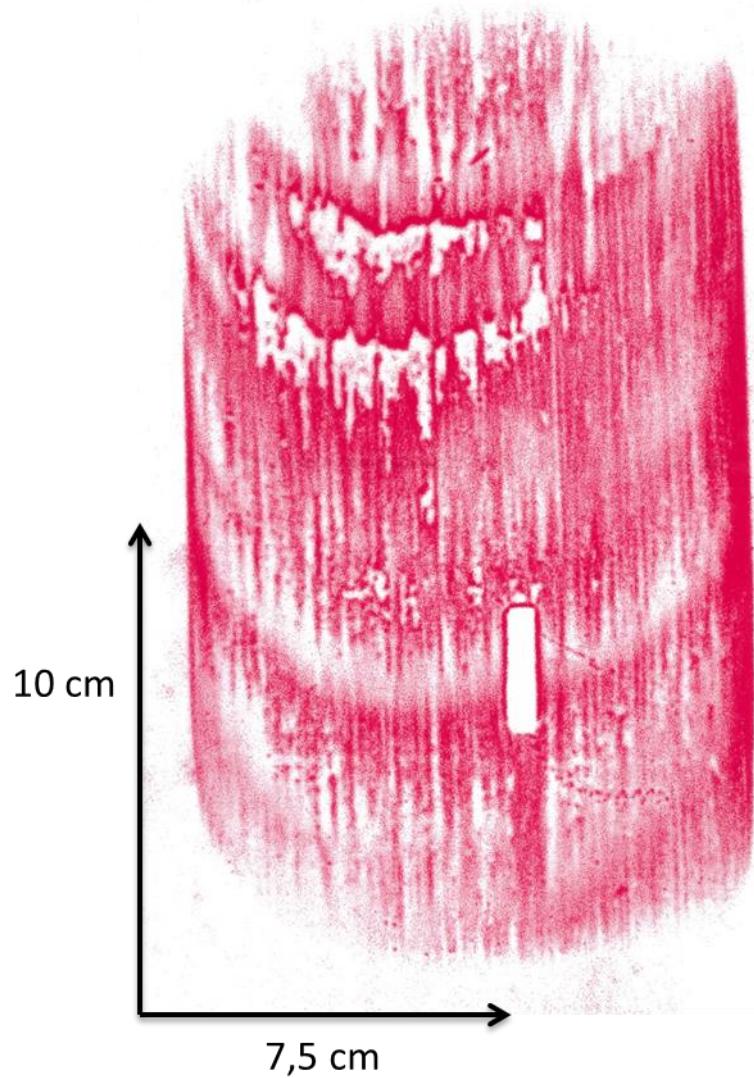


Figure H-24 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 598 kg et gonflé à 2,3 bars

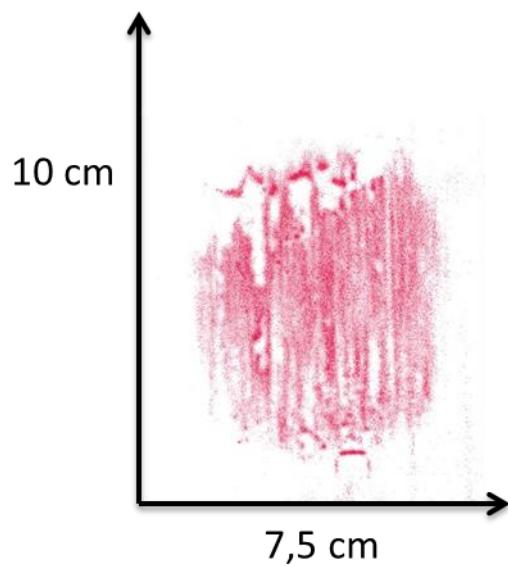


Figure H-25 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 54 kg et gonflé à 1,2 bar

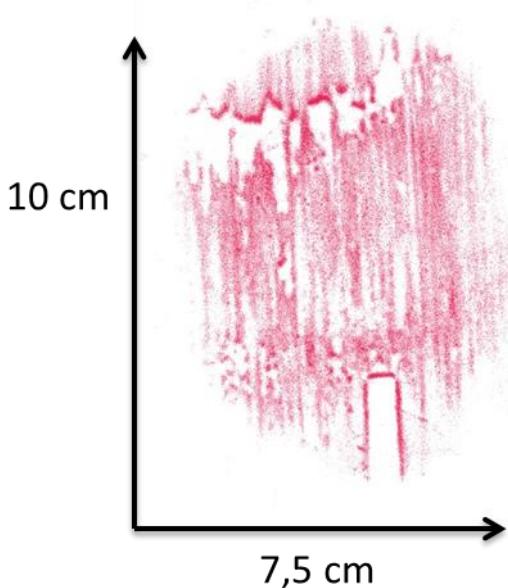


Figure H-26 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 54 kg et gonflé à 1,2 bar

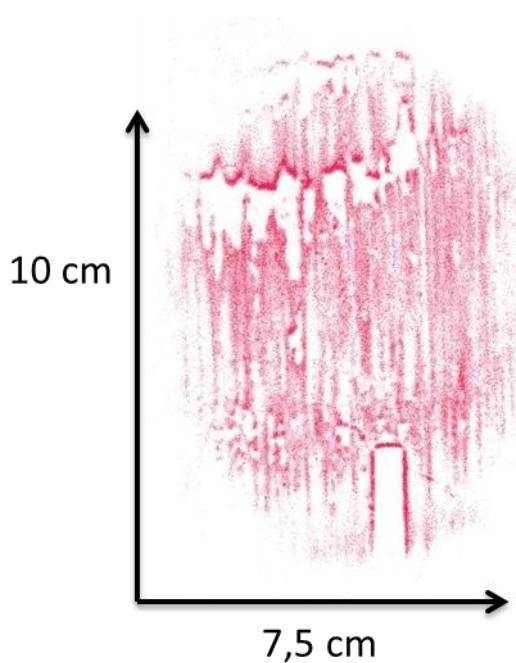


Figure H-27 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 91,5 kg et gonflé à 1,2 bar

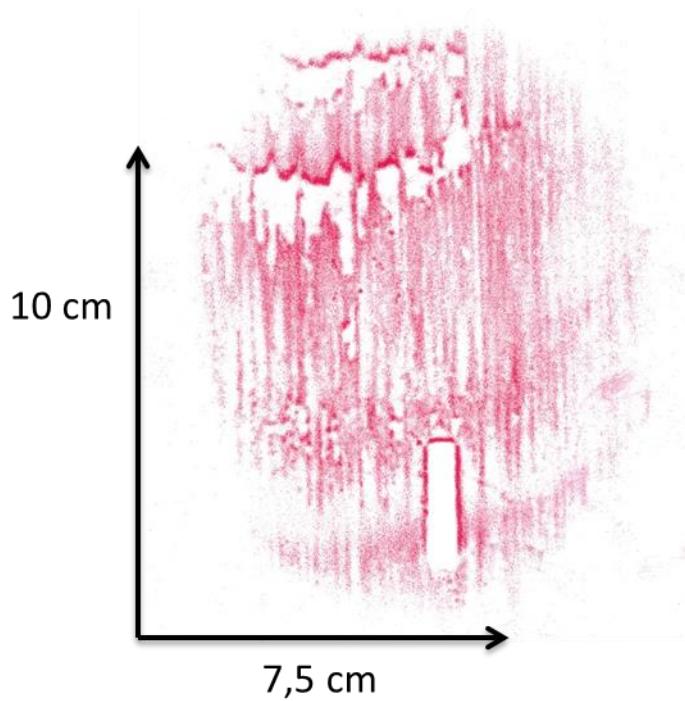


Figure H-28 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 111 kg et gonflé à 1,2 bar

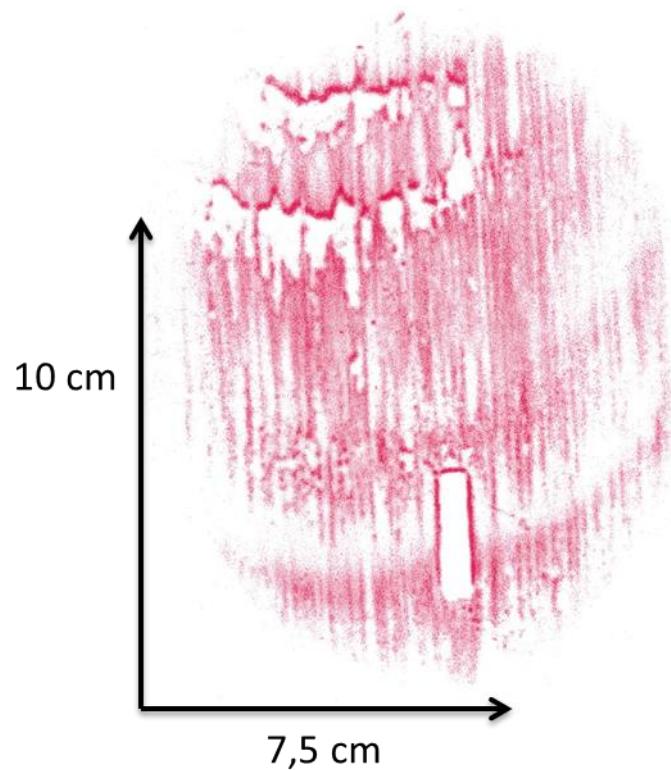


Figure H-29 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 150 kg et gonflé à 1,2 bar

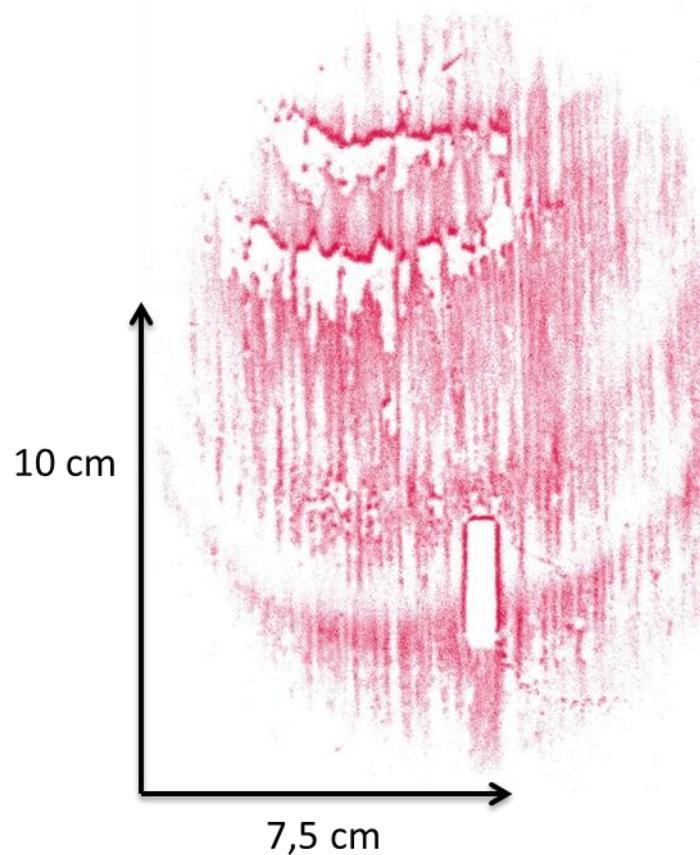


Figure H-30 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 182 kg et gonflé à 1,2 bar

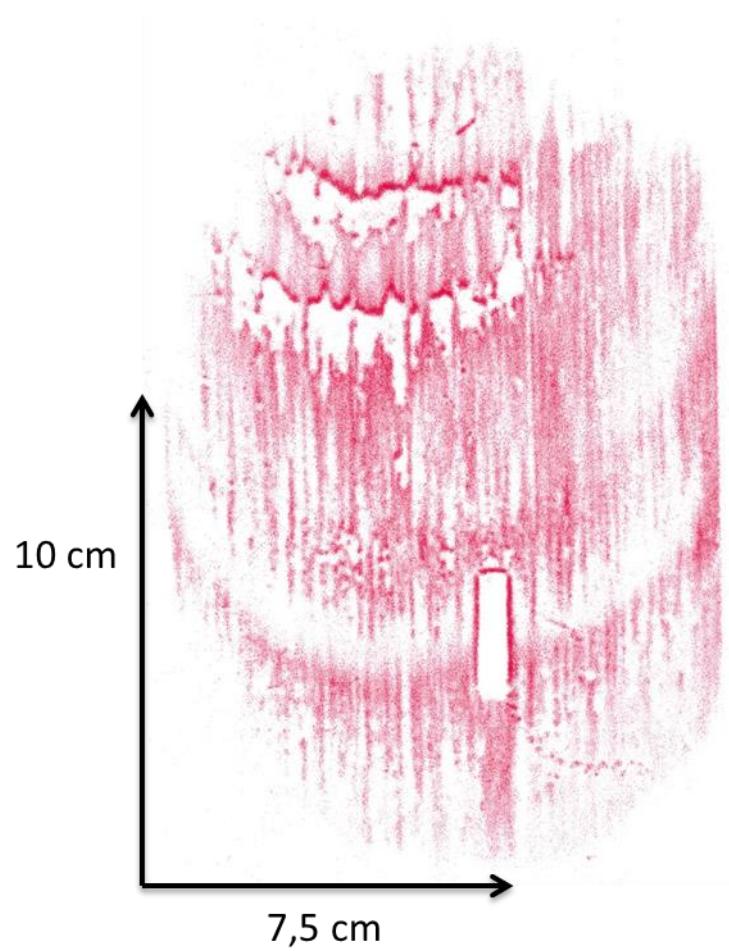


Figure H-31 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 220,5 kg et gonflé à 1,2 bar

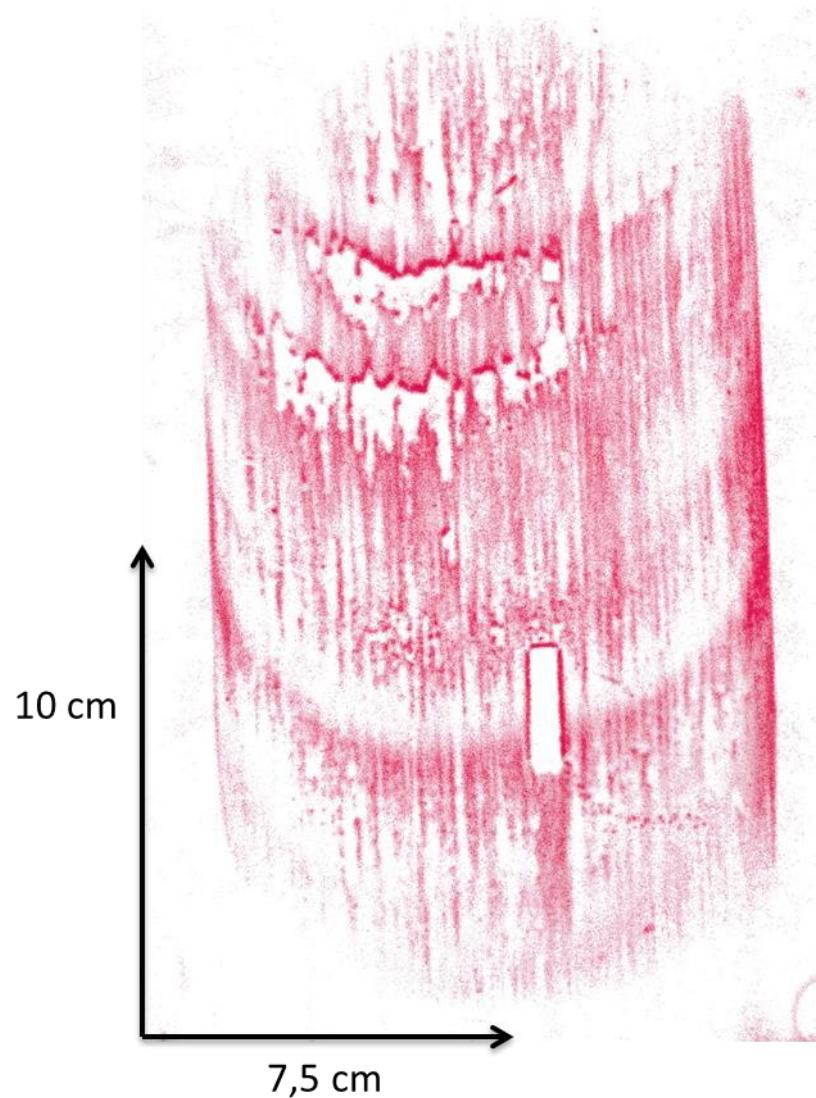


Figure H-32 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 252 kg et gonflé à 1,2 bar

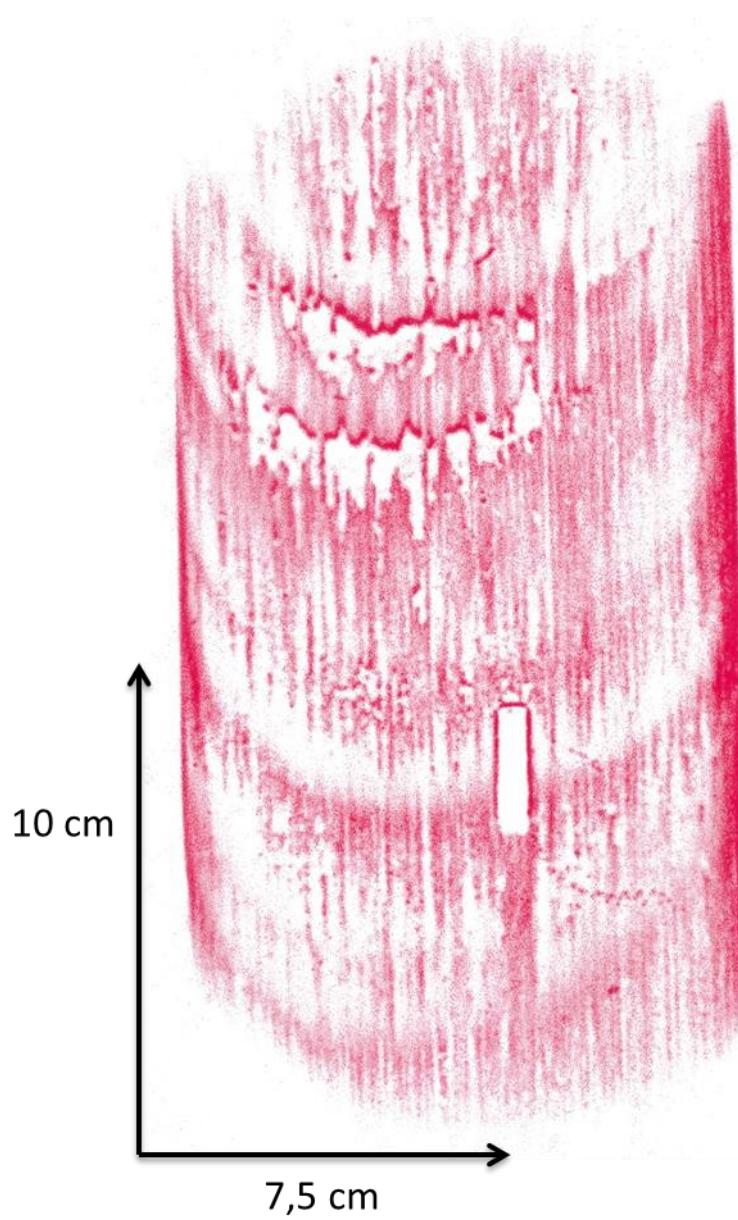


Figure H-33 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 350 kg et gonflé à 1,2 bar

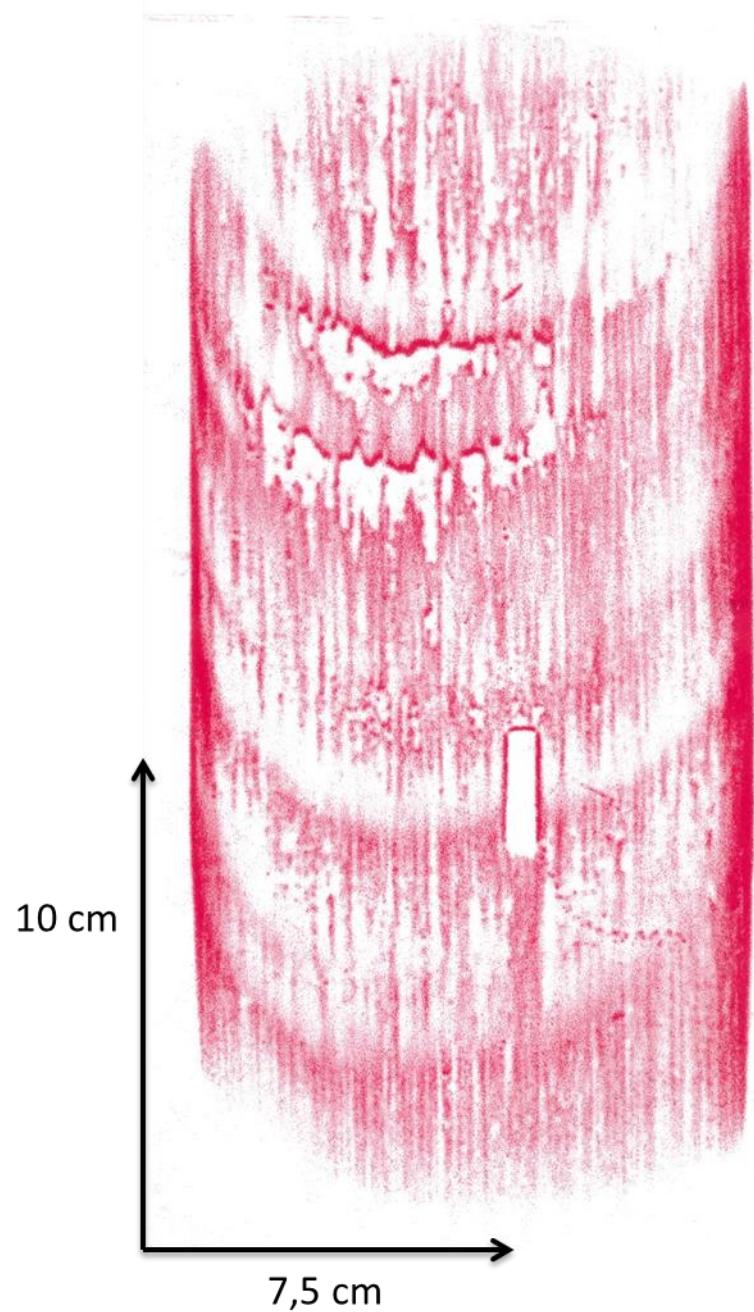


Figure H-34 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 431,5 kg et gonflé à 1,2 bar

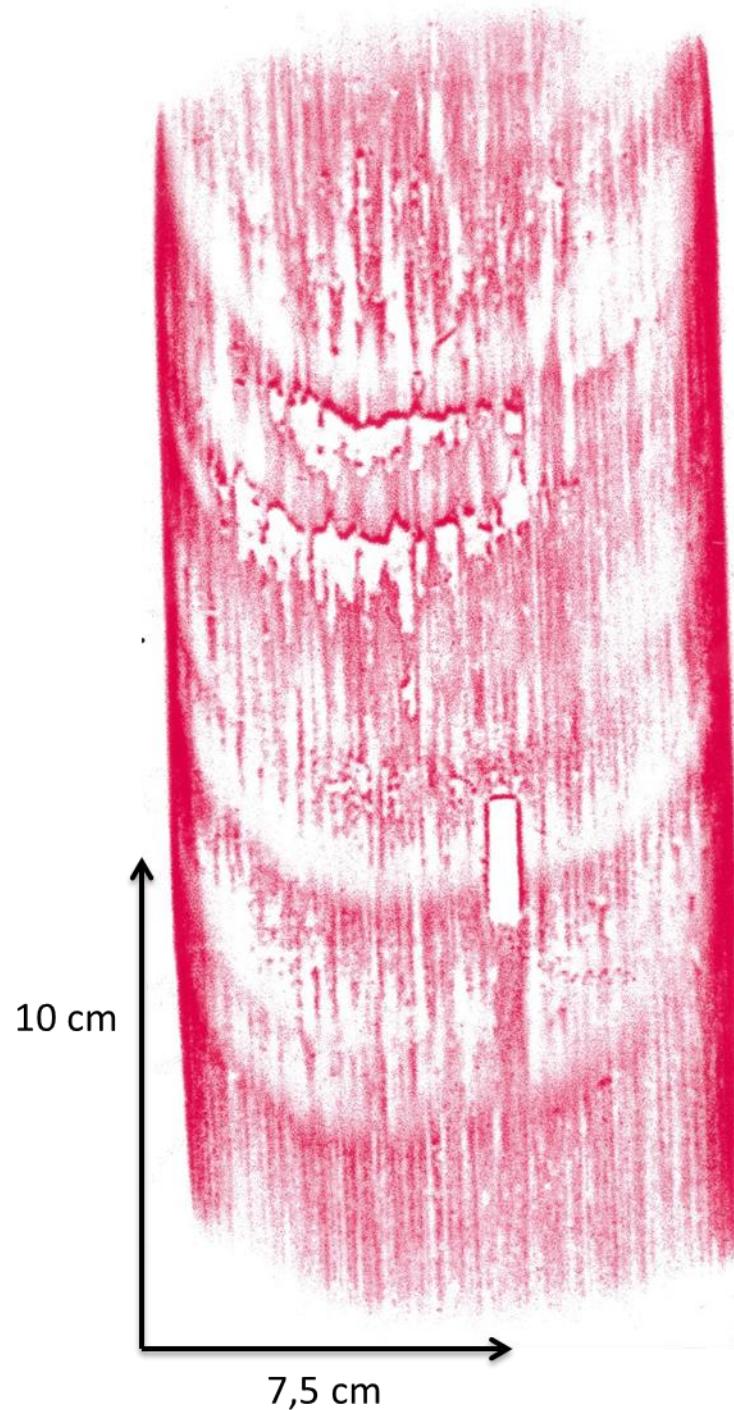


Figure H-35 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 501 kg et gonflé à 1,2 bar

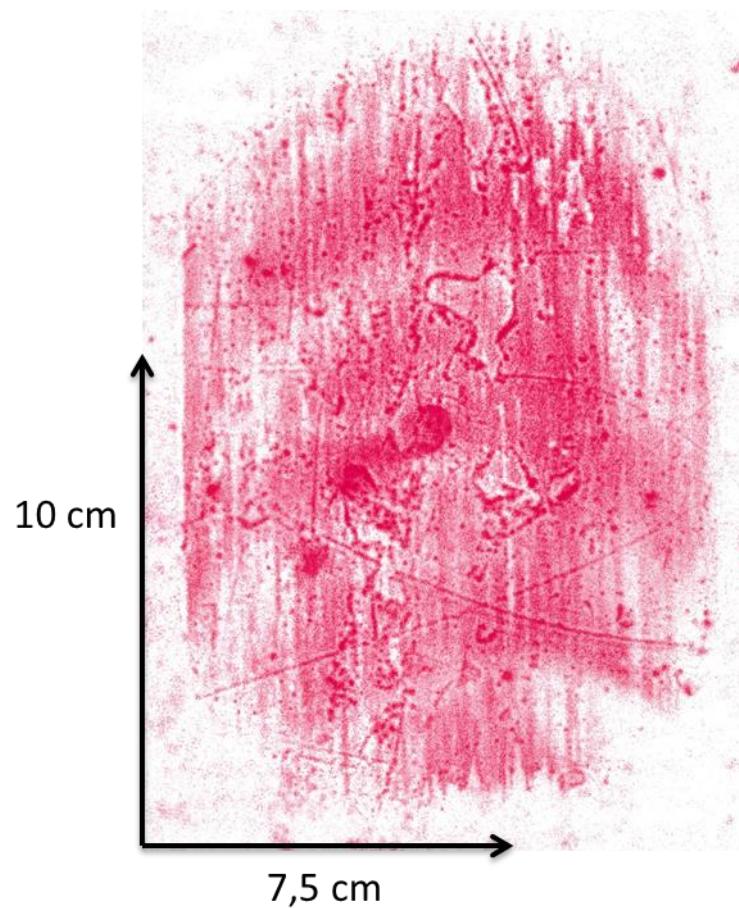


Figure H-36 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 600 kg et gonflé à 1,2 bar

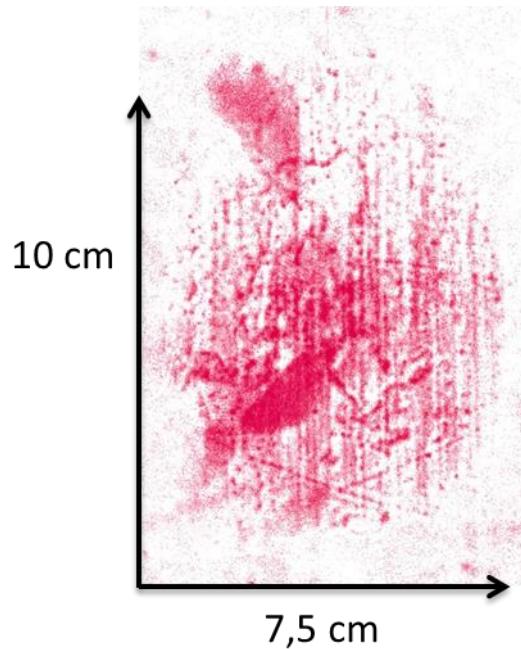


Figure H-37 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 110 kg et gonflé à 1,5 bar

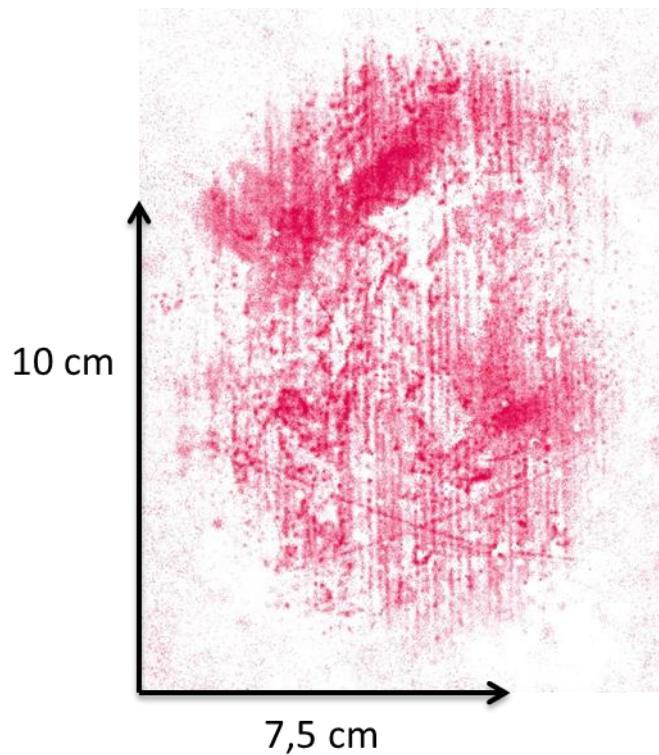


Figure H-38 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 180 kg et gonflé à 1,5 bar

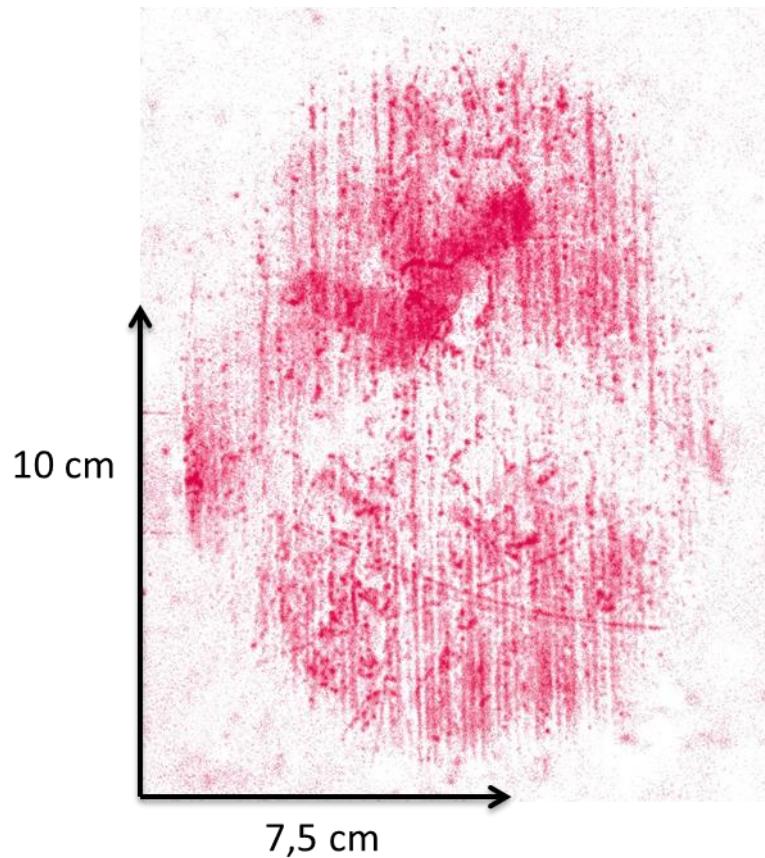


Figure H-39 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 250 kg et gonflé à 1,5 bar

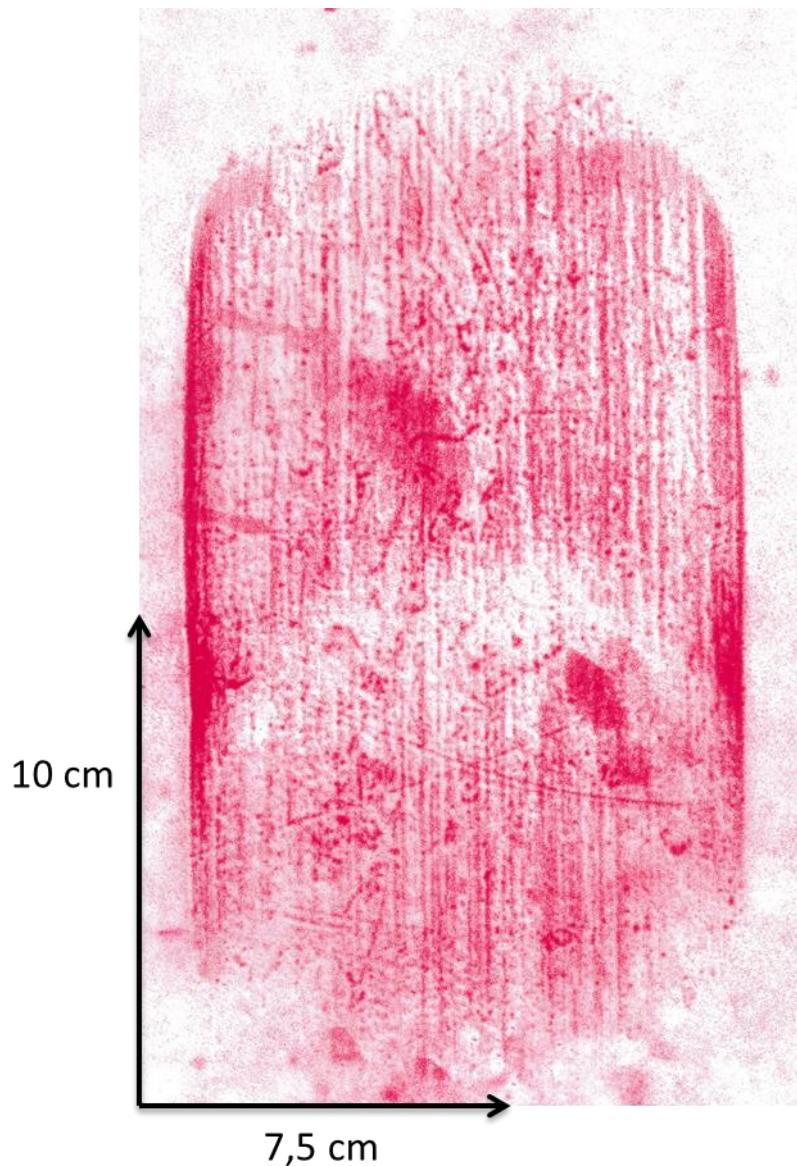


Figure H-40 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 430 kg et gonflé à 1,5 bar

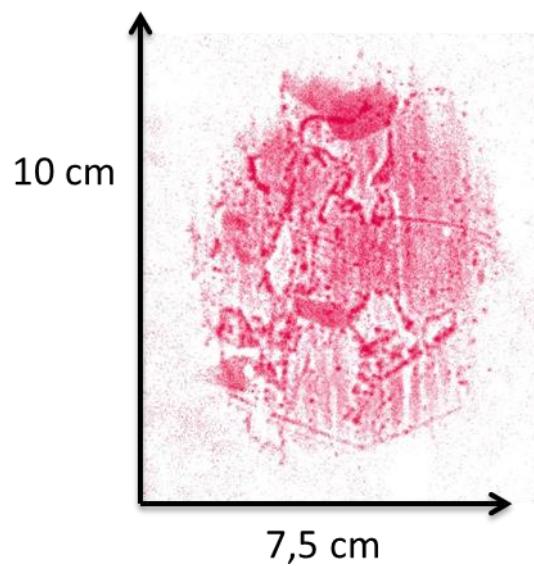


Figure H-41 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 110 kg et gonflé à 1,9 bar

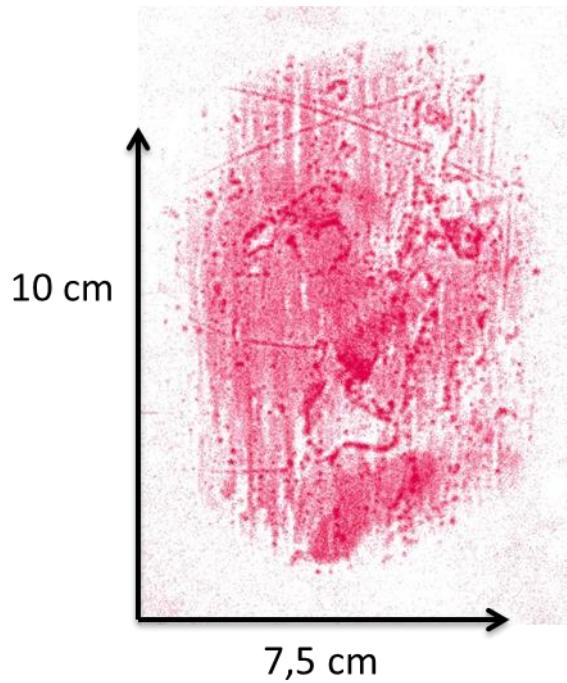


Figure H-42 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 180 kg et gonflé à 1,9 bar

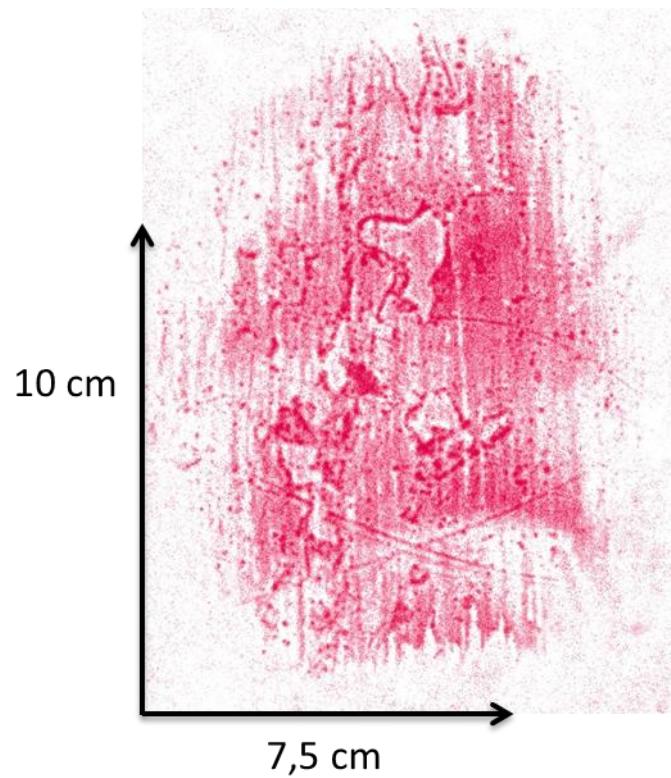


Figure H-43 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 250 kg et gonflé à 1,9 bar

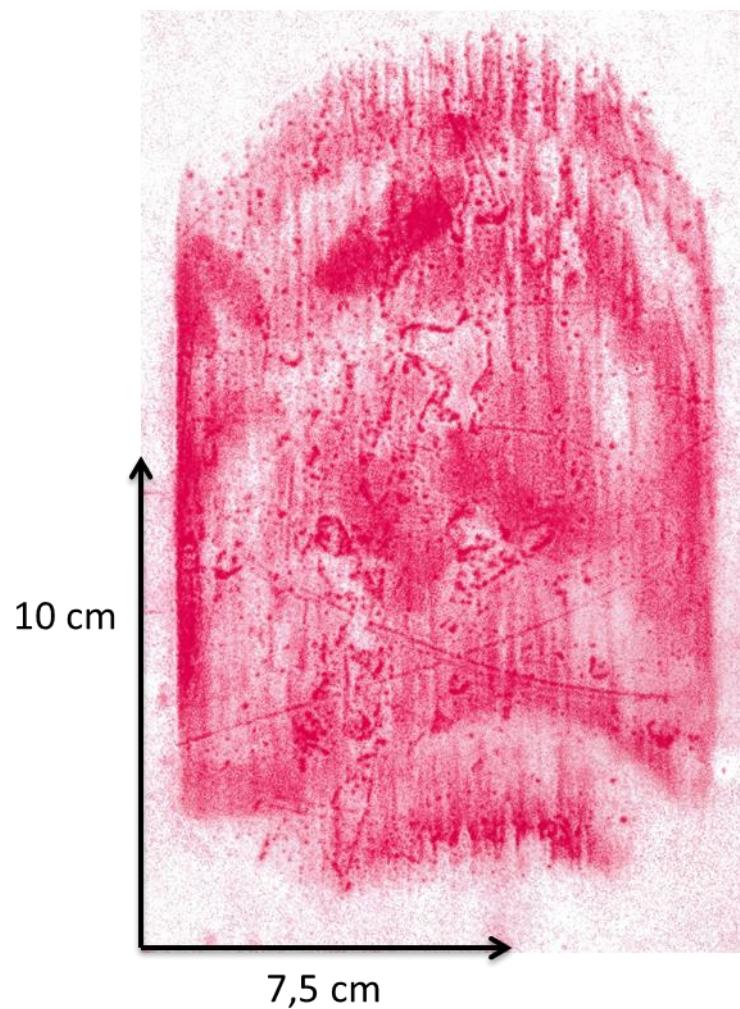


Figure H-44 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 430 kg et gonflé à 1,9 bar

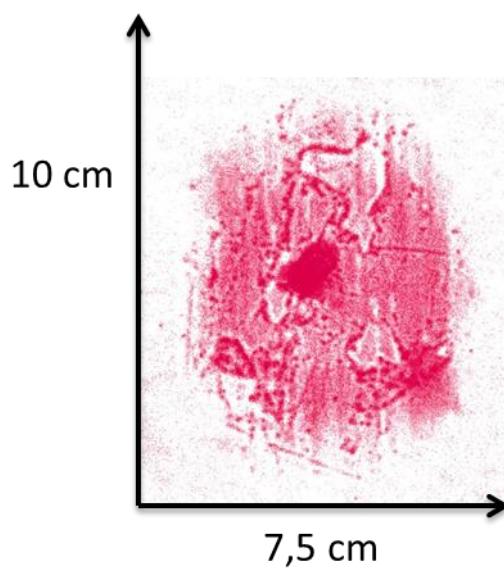


Figure H-45 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 110 kg et gonflé à 2,3 bars

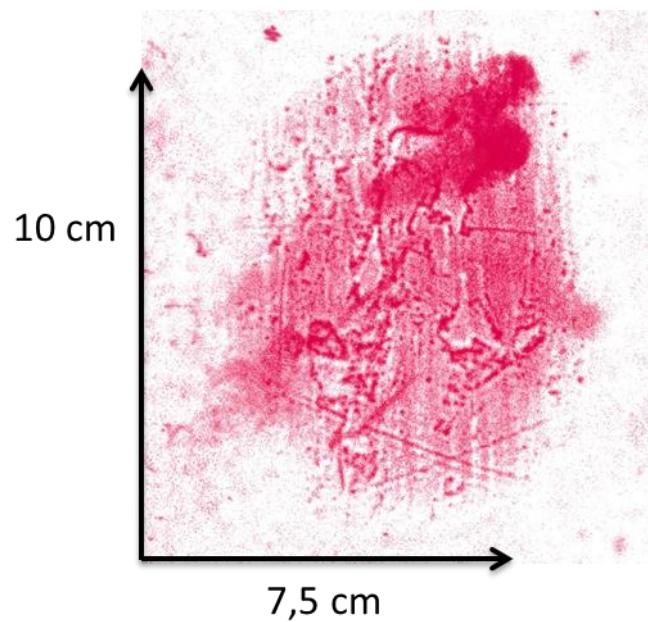


Figure H-46 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 180 kg et gonflé à 2,3 bars

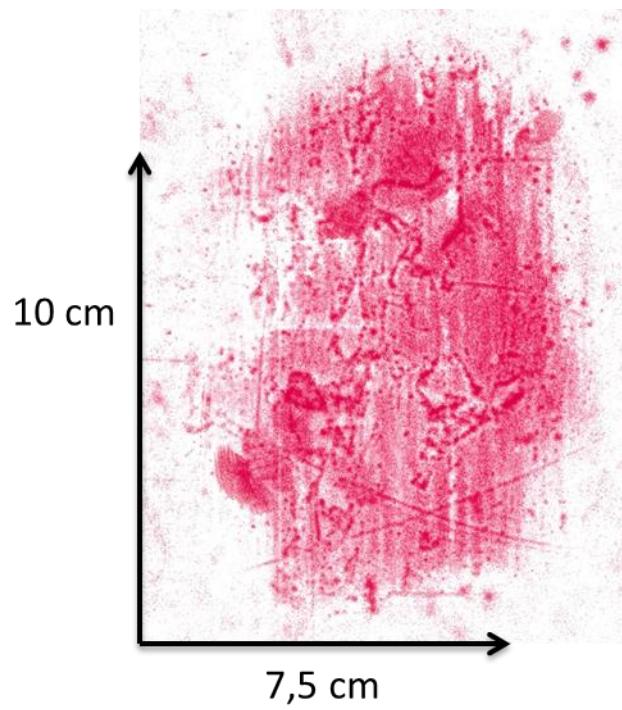


Figure H-47 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 250 kg et gonflé à 2,3 bars

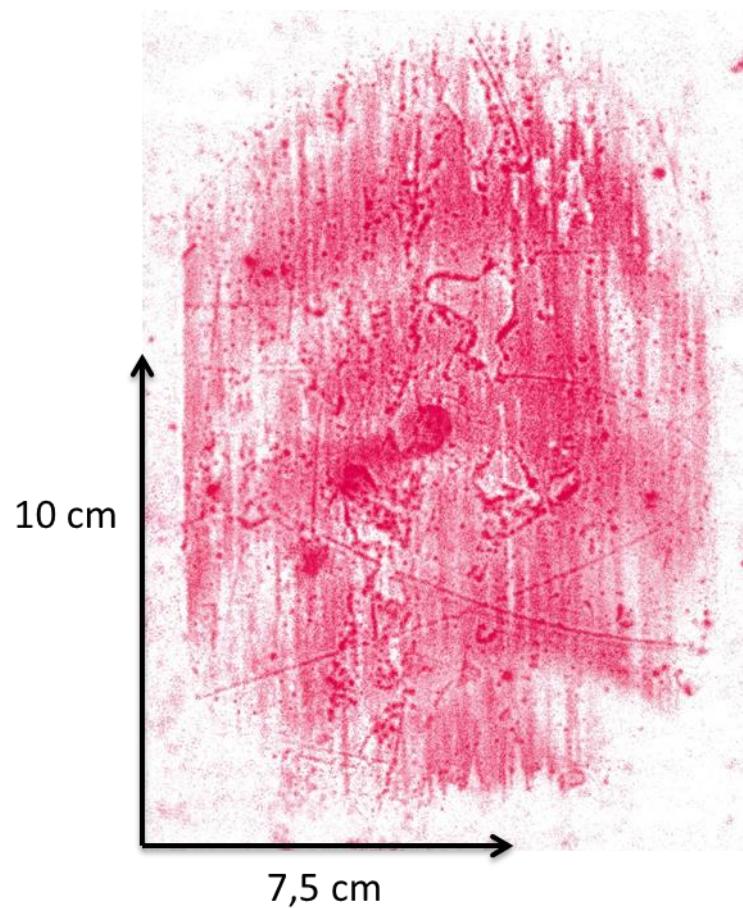


Figure H-48 : Empreinte du pneumatique AIPCR chargé à 430 kg et gonflé à 2,3 bars

Annexe I

Empreintes du pneumatique

« Falcon »

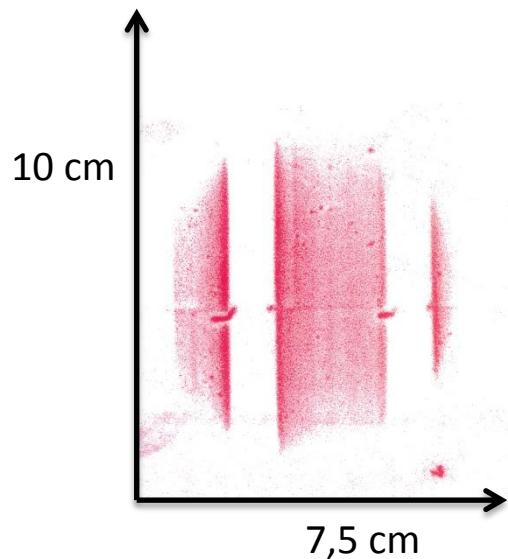


Figure I-1 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 82,5 kg et gonflé à 1,5 bar

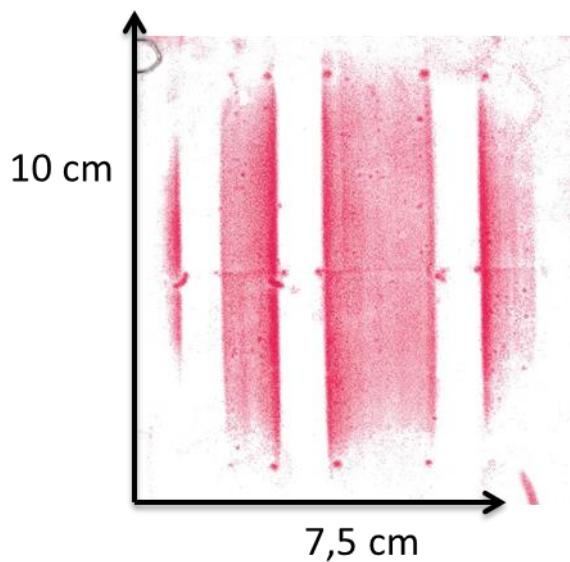


Figure I-2 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 150 kg et gonflé à 1,5 bar

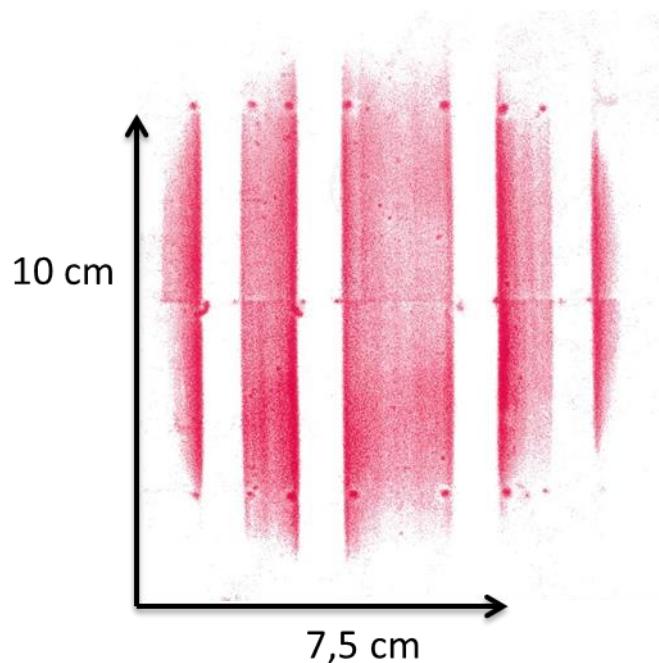


Figure I-3 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 221,5 kg et gonflé à 1,5 bar

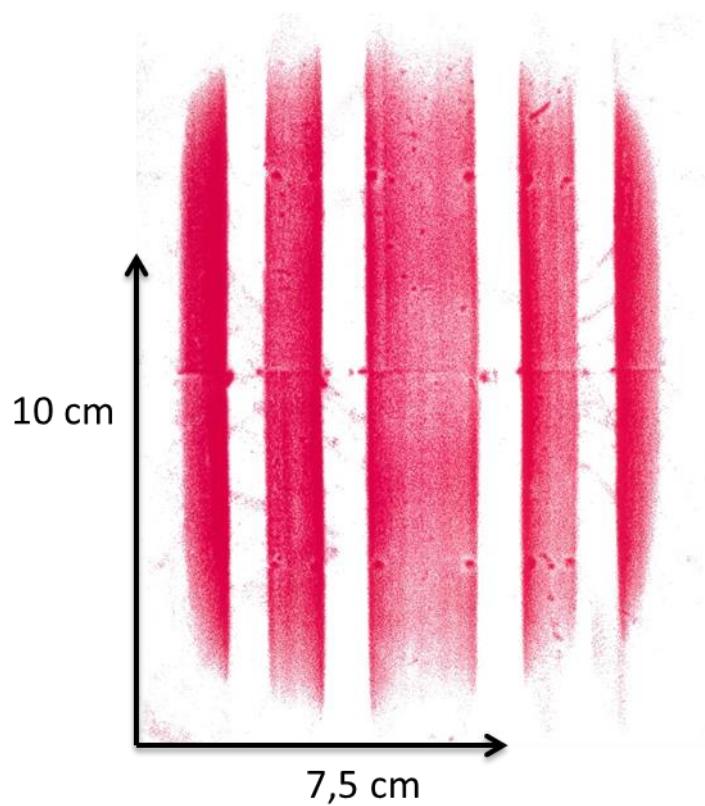


Figure I-4 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 350 kg et gonflé à 1,5 bar

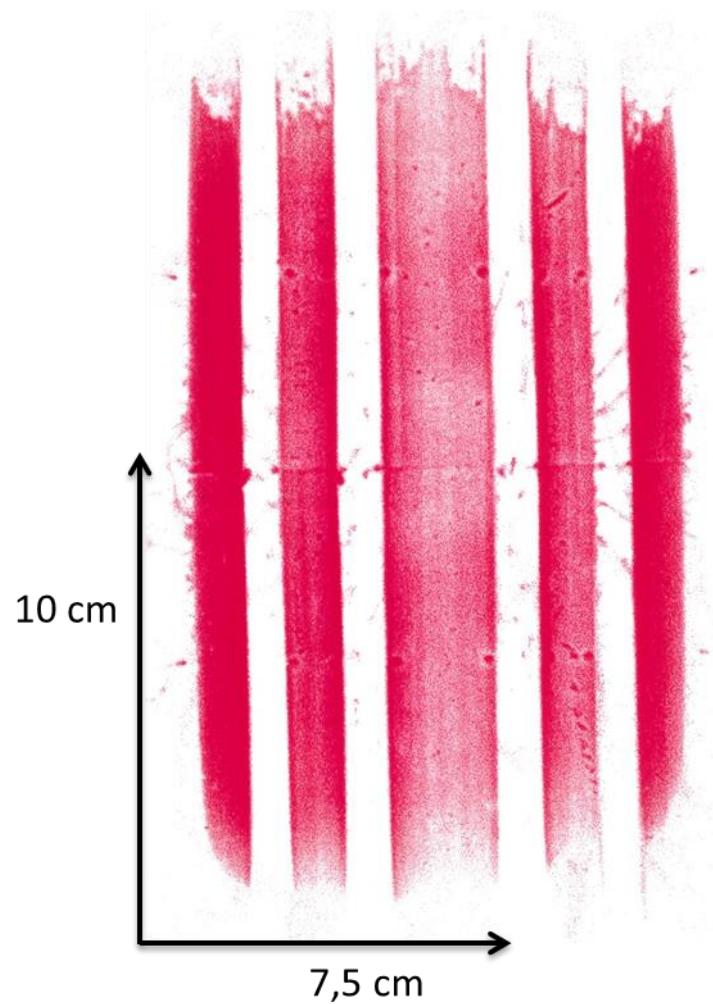


Figure I-5 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 500 kg et gonflé à 1,5 bar

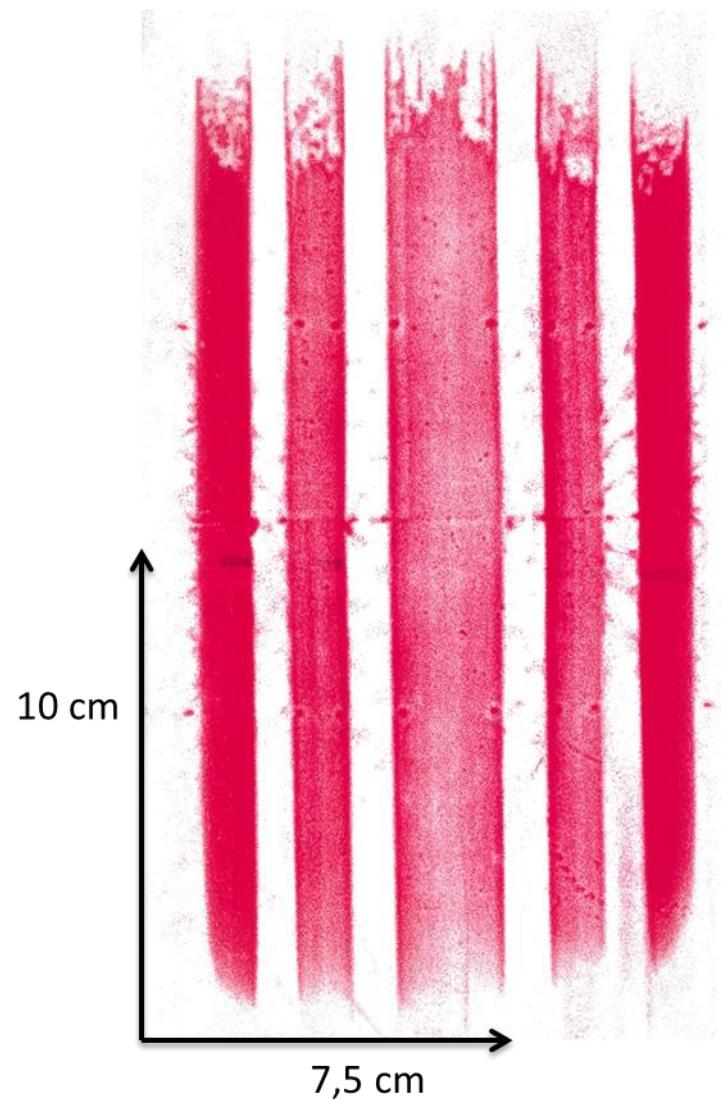


Figure I-6 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 600,5 kg et gonflé à 1,5 bar

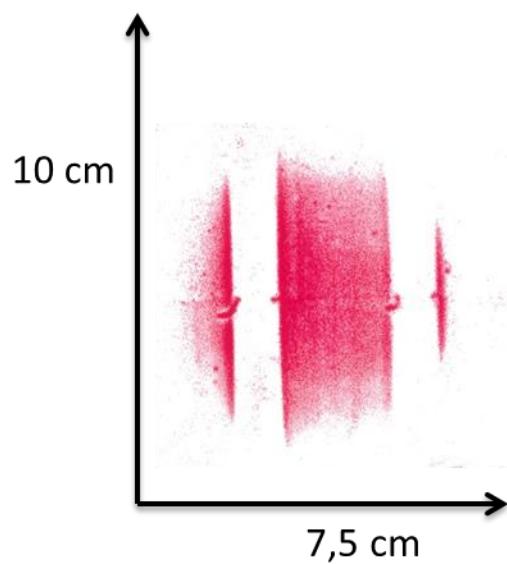


Figure I-7 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 80 kg et gonflé à 1,9 bar

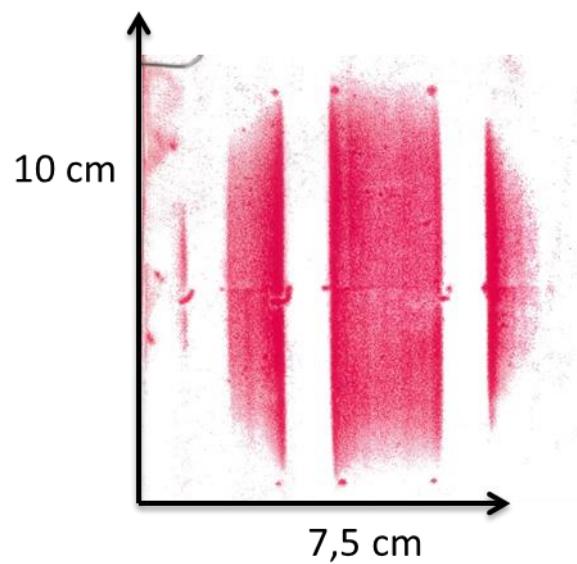


Figure I-8 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 149,5 kg et gonflé à 1,9 bar

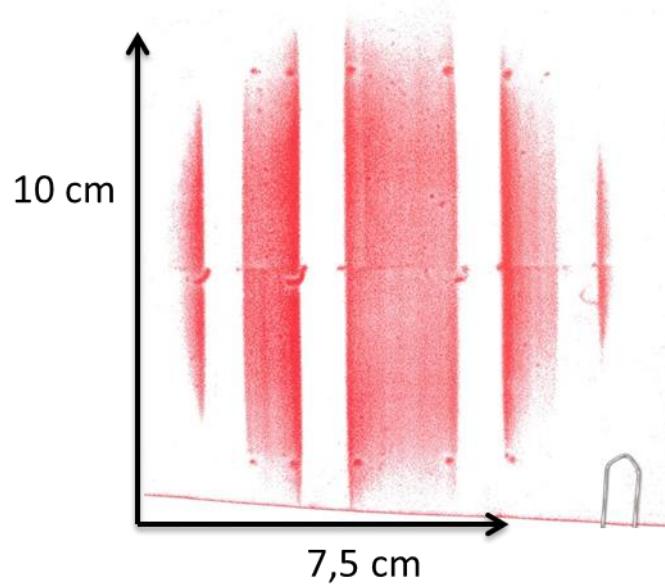


Figure I-9 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 221 kg et gonflé à 1,9 bar

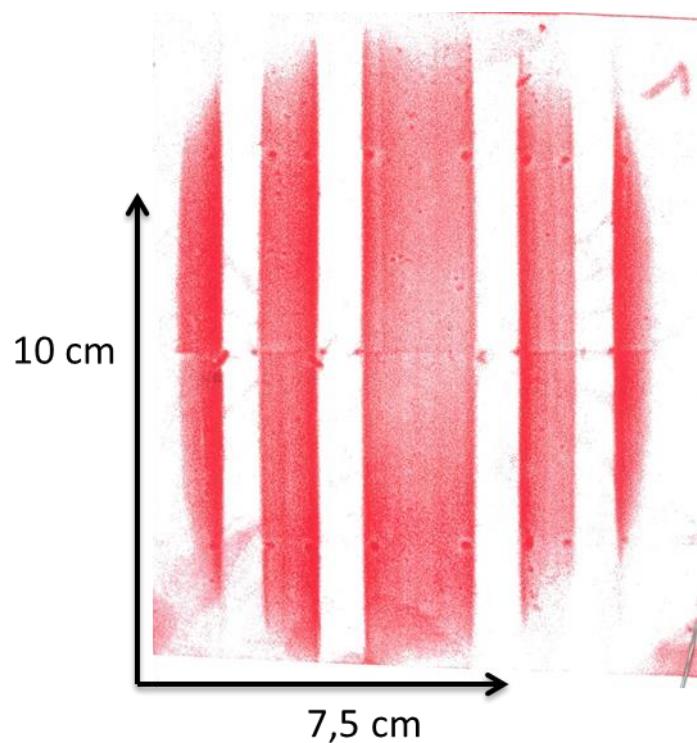


Figure I-10 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 349,5 kg et gonflé à 1,9 bar

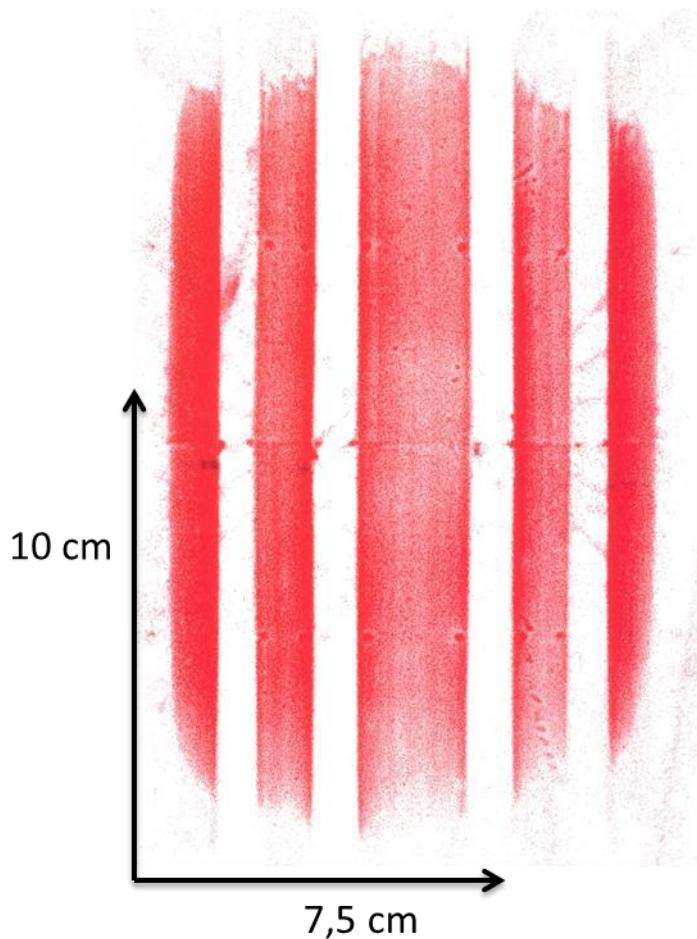


Figure I-11 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 501 kg et gonflé à 1,9 bar

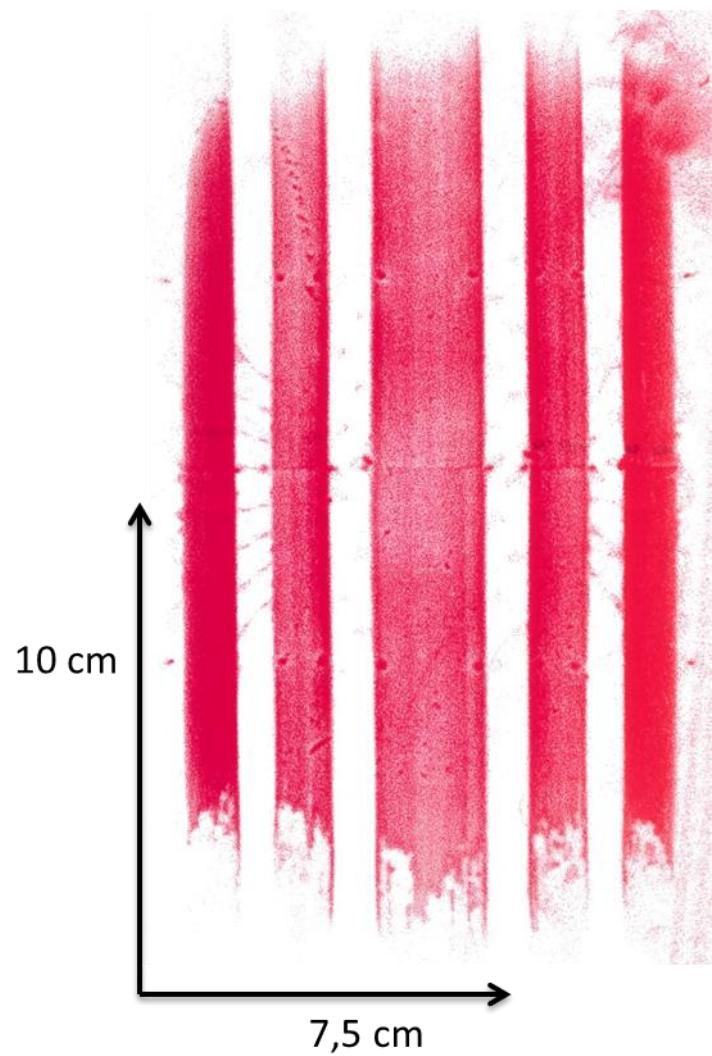


Figure I-12 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 603 kg et gonflé à 1,9 bar

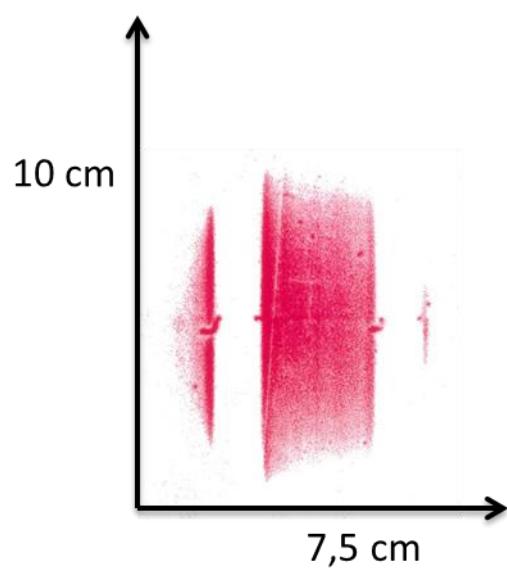


Figure I-13 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 80 kg et gonflé à 2,3 bars

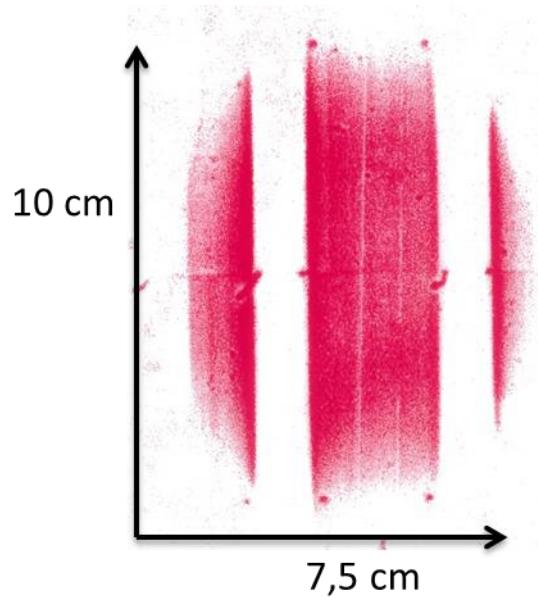


Figure I-14 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 149,5 kg et gonflé à 2,3 bars

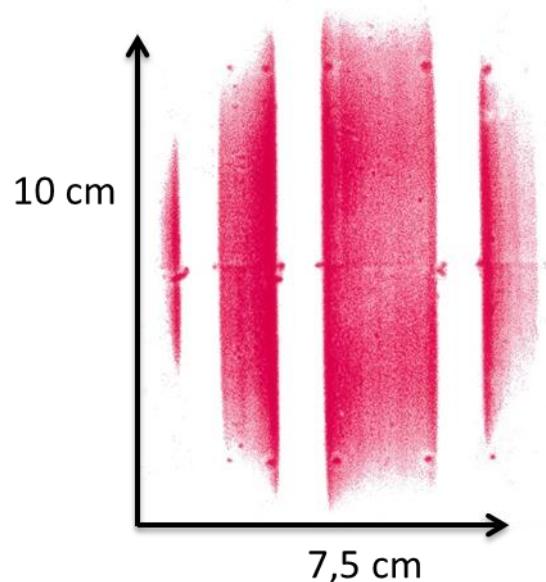


Figure I-15 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 223 kg et gonflé à 2,3 bars

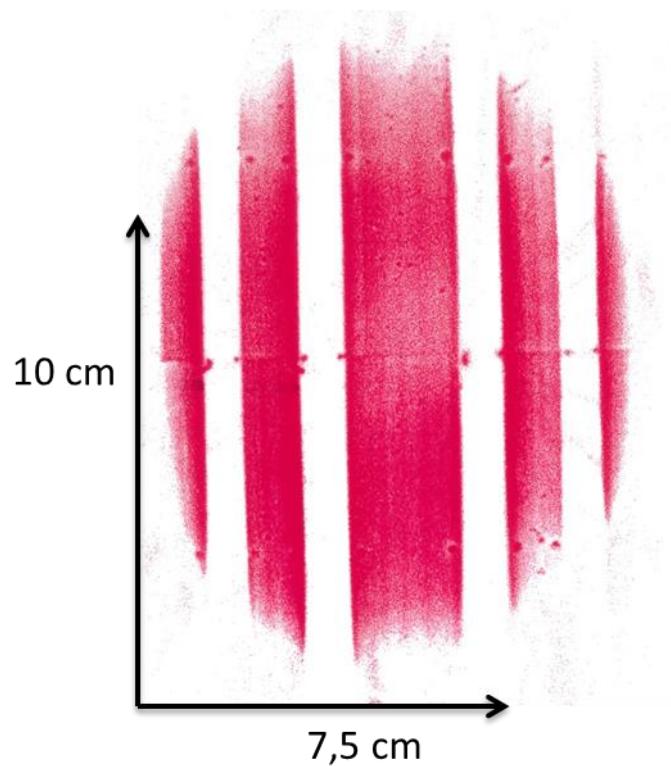


Figure I-16 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 350 kg et gonflé à 2,3 bars

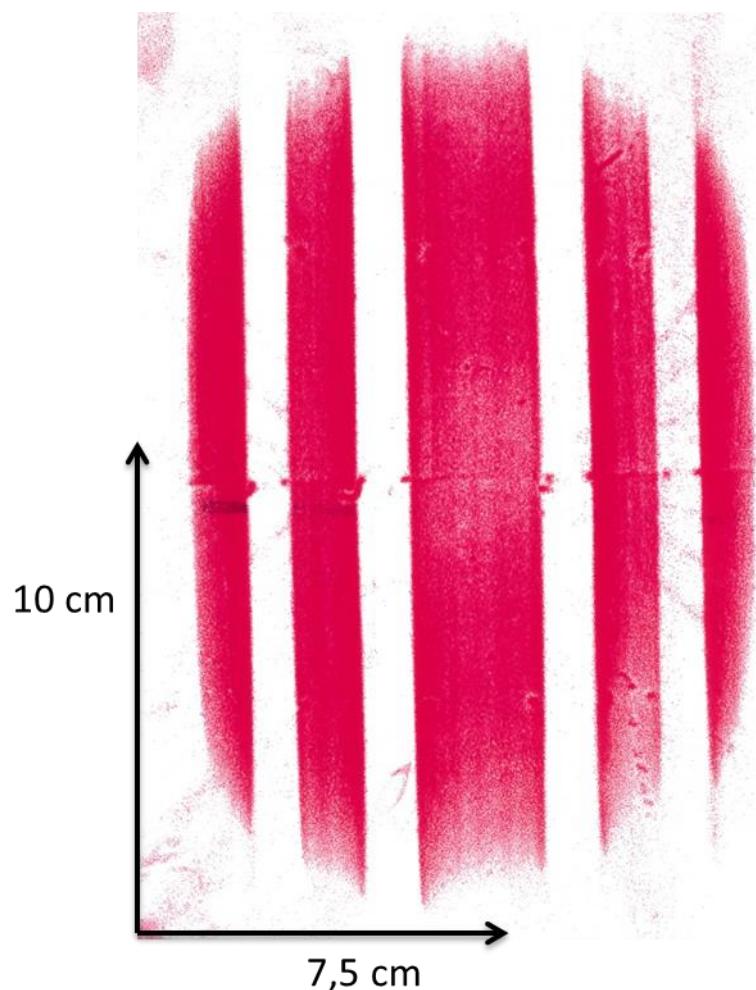


Figure I-17 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 500 kg et gonflé à 2,3 bars

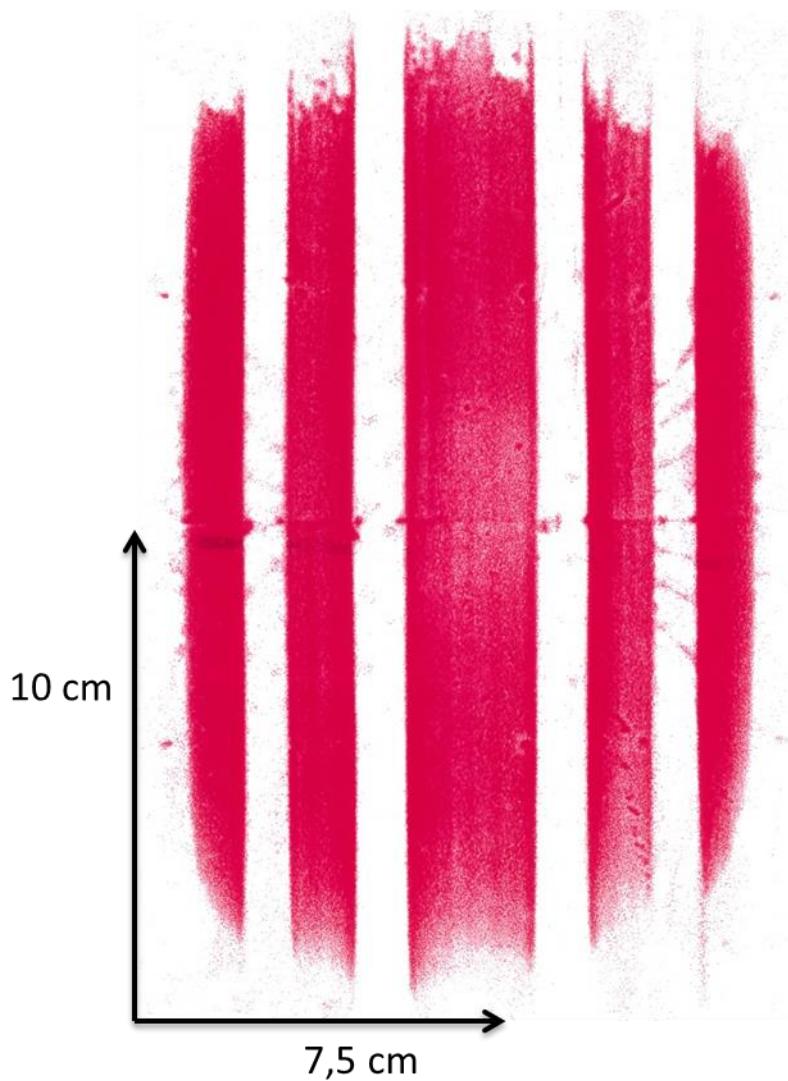


Figure I-18 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 601 kg et gonflé à 2,3 bars

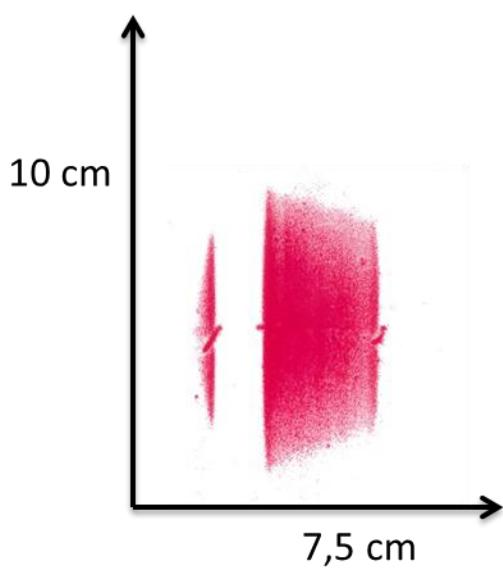


Figure I-19 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 84,5 kg et gonflé à 5 bars

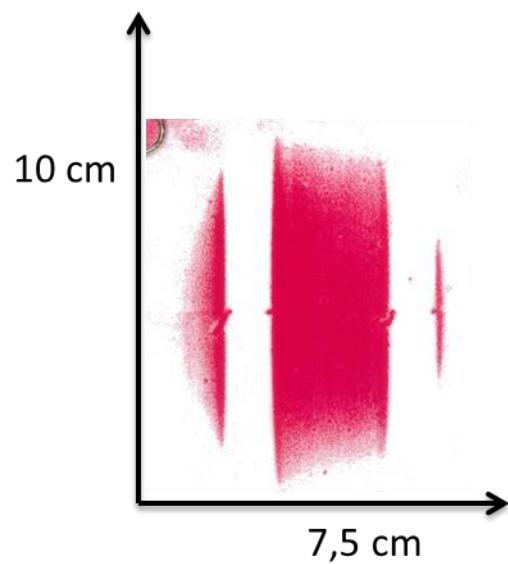


Figure I-20 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 149,5 kg et gonflé à 5 bars

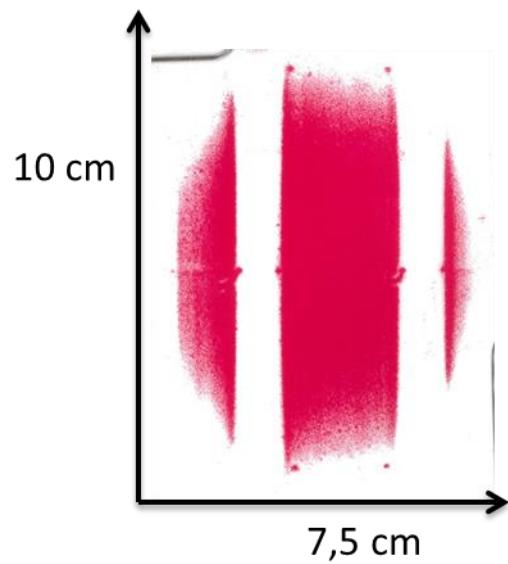


Figure I-21 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 219,5 kg et gonflé à 5 bars

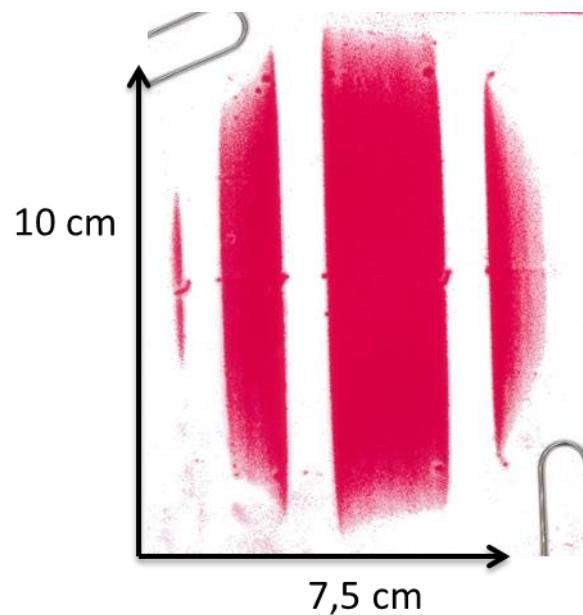


Figure I-22 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 353 kg et gonflé à 5 bars

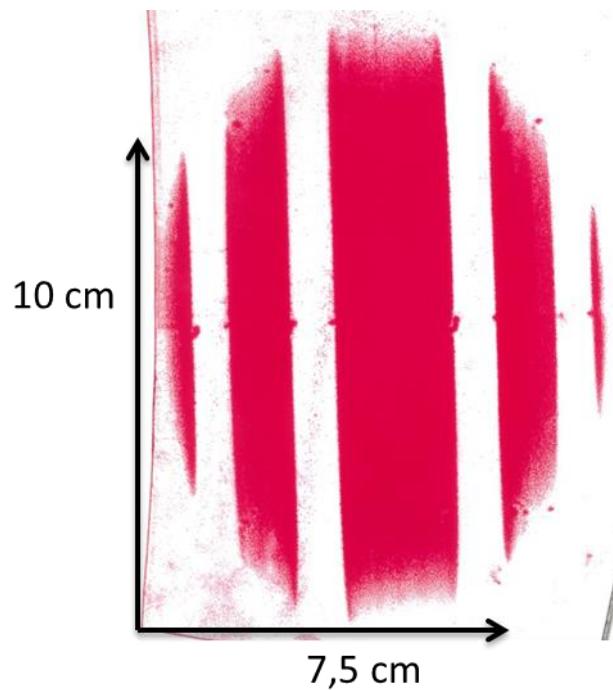


Figure I-23 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 500 kg et gonflé à 5 bars

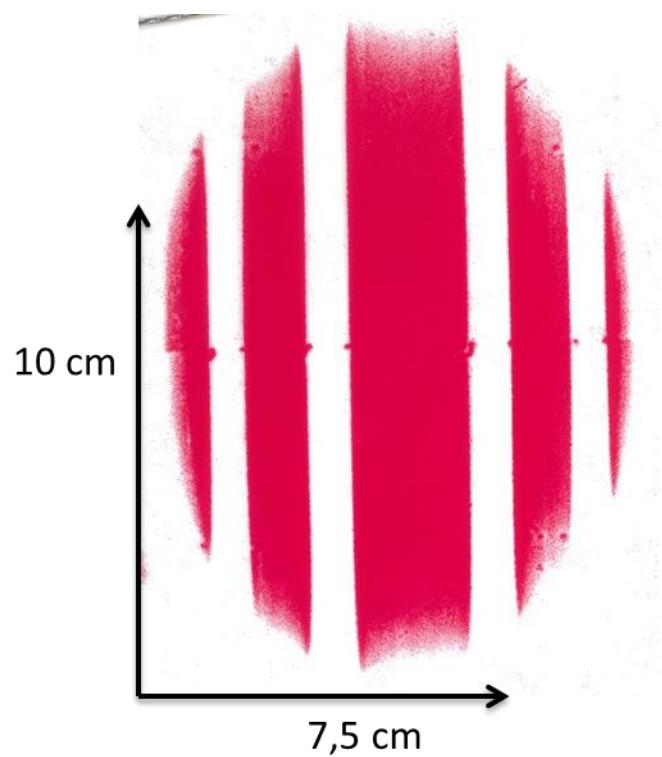


Figure I-24 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 600 kg et gonflé à 5 bars

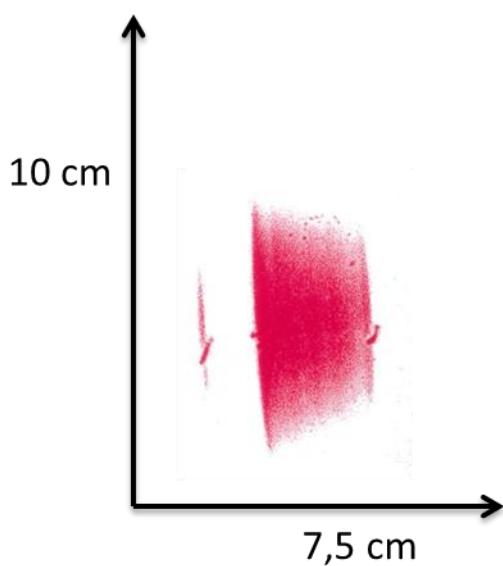


Figure I-25 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 80 kg et gonflé à 9,4 bars

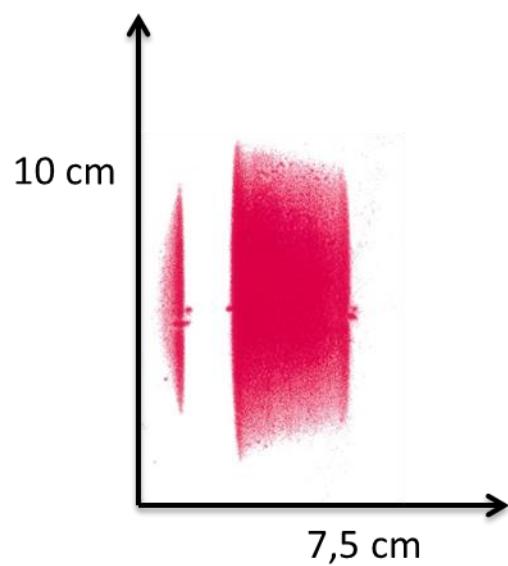


Figure I-26 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 150 kg et gonflé à 9,4 bars

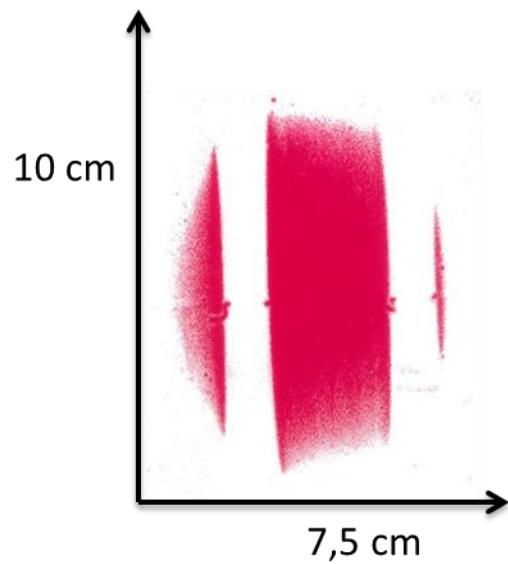


Figure I-27 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 220 kg et gonflé à 9,4 bars

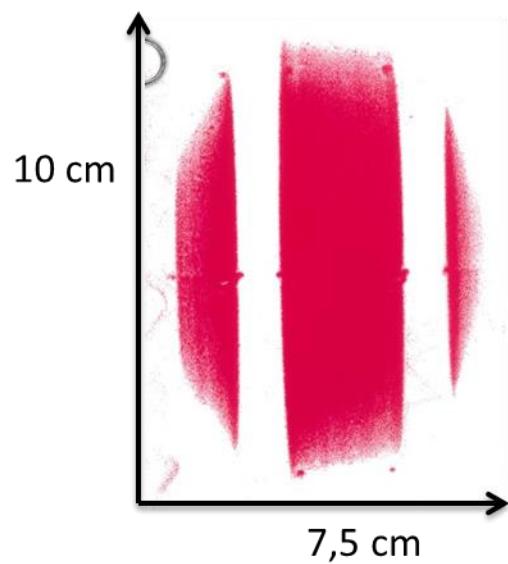


Figure I-28 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 349,5 kg et gonflé à 9,4 bars

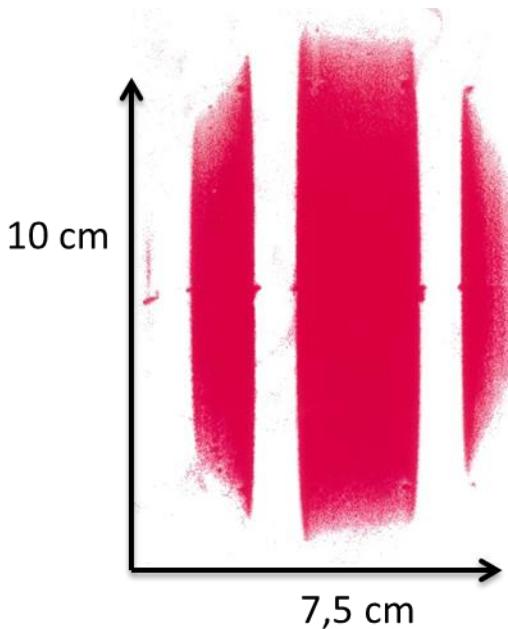


Figure I-29 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 499,5 kg et gonflé à 9,4 bars

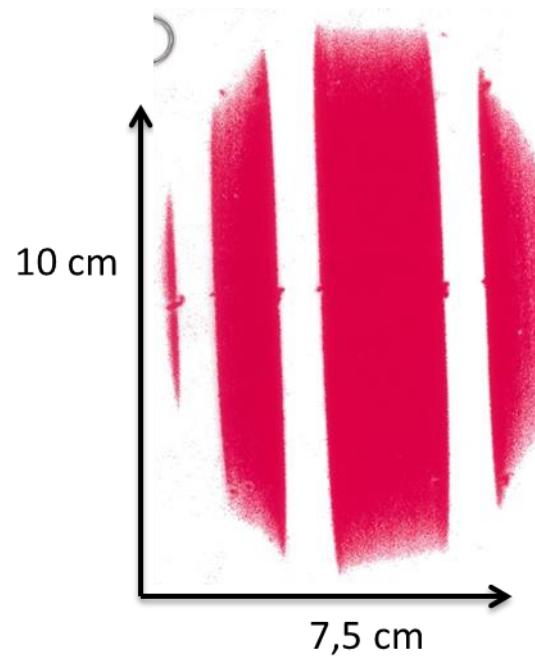


Figure I-30 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 600 kg et gonflé à 9,4 bars

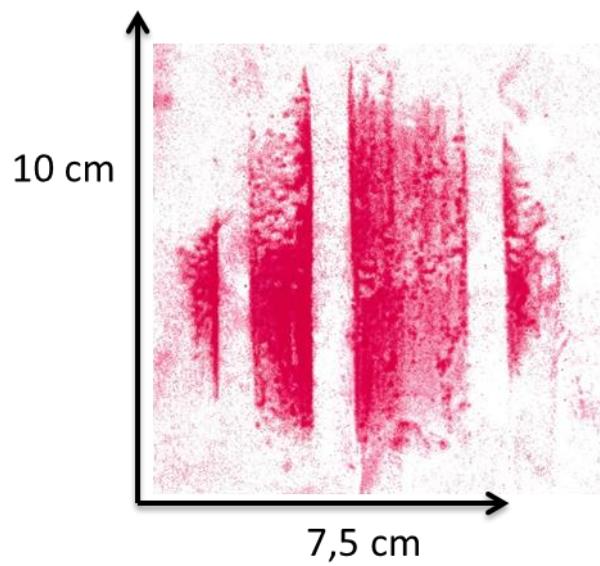


Figure I-31 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 110 kg et gonflé à 1,5 bar

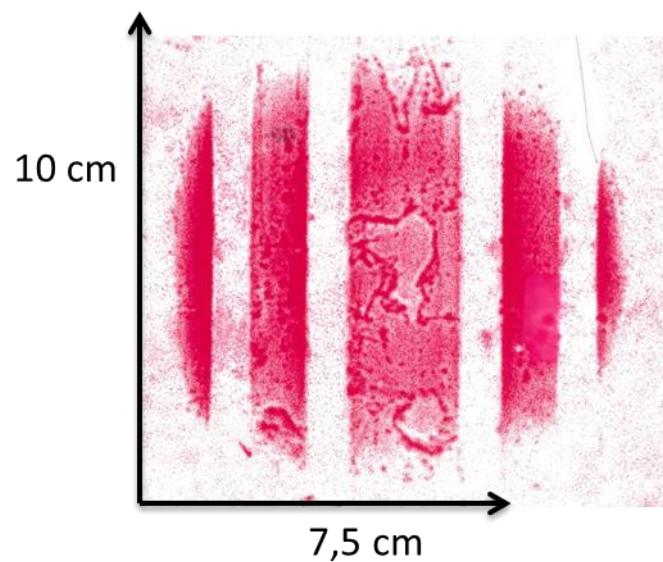


Figure I-32 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 180 kg et gonflé à 1,5 bar

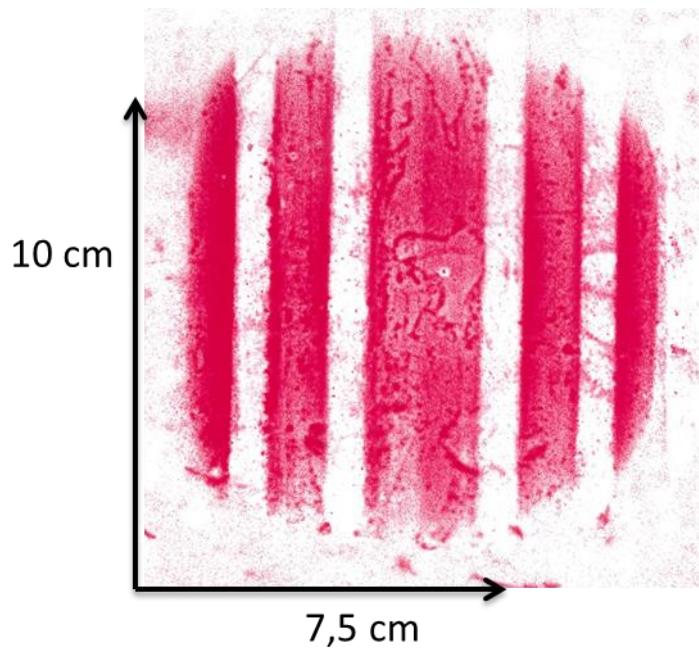


Figure I-33 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 250 kg et gonflé à 1,5 bar

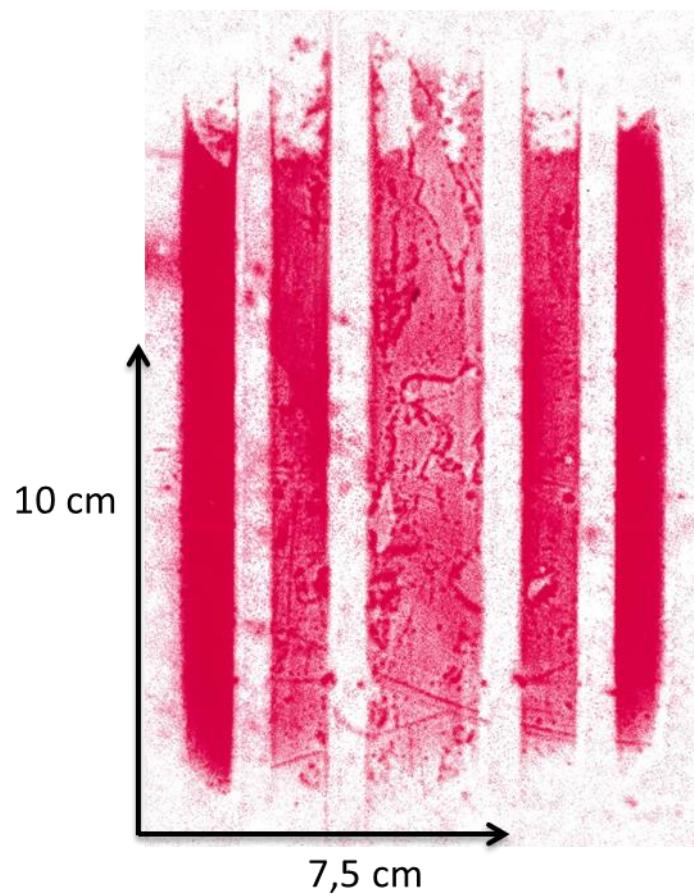


Figure I-34 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 430 kg et gonflé à 1,5 bar

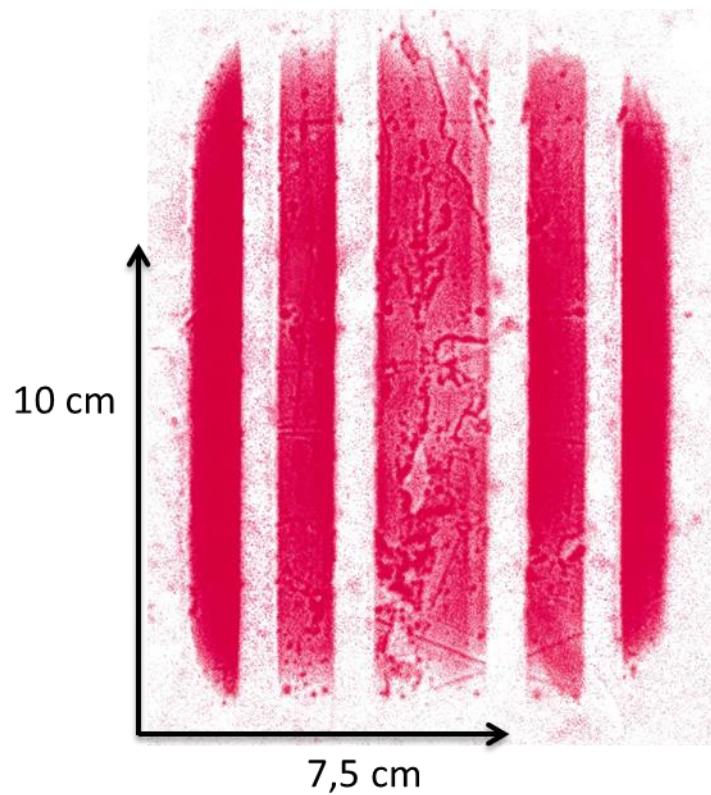


Figure I-35 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 110 kg et gonflé à 1,9 bar

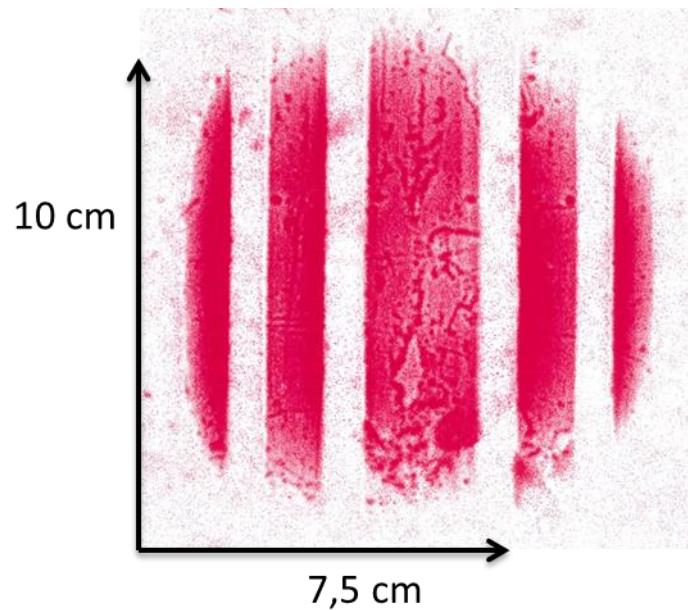


Figure I-36 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 180 kg et gonflé à 1,9 bar

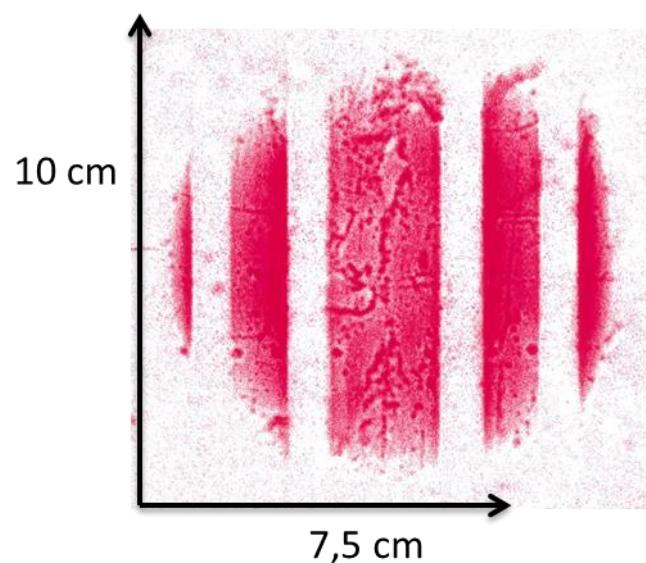


Figure I-37 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 250 kg et gonflé à 1,9 bar

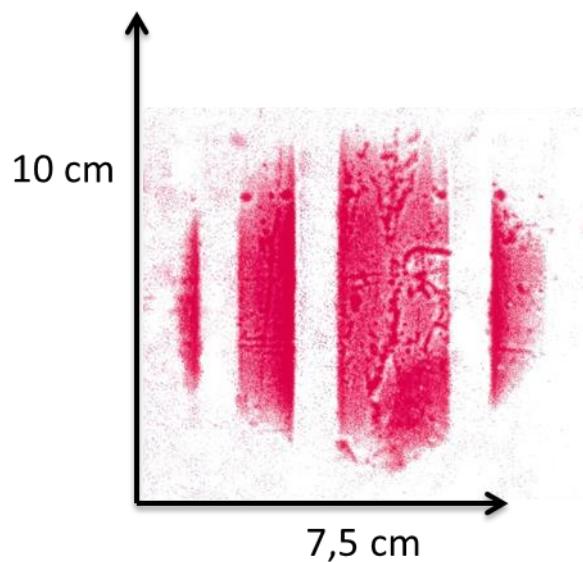


Figure I-38 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 430 kg et gonflé à 1,9 bar

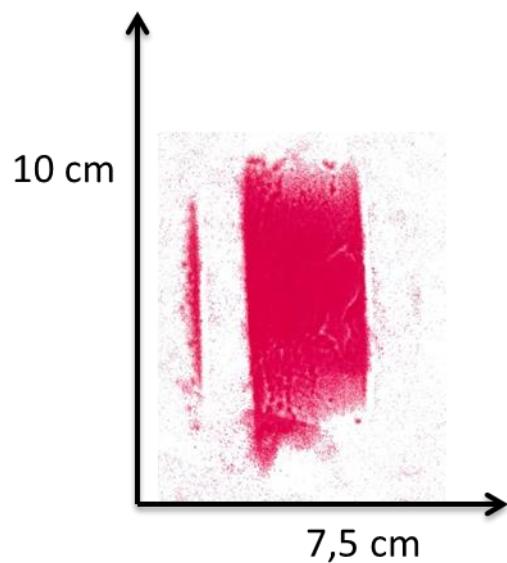


Figure I-39 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 110 kg et gonflé à 9,4 bars

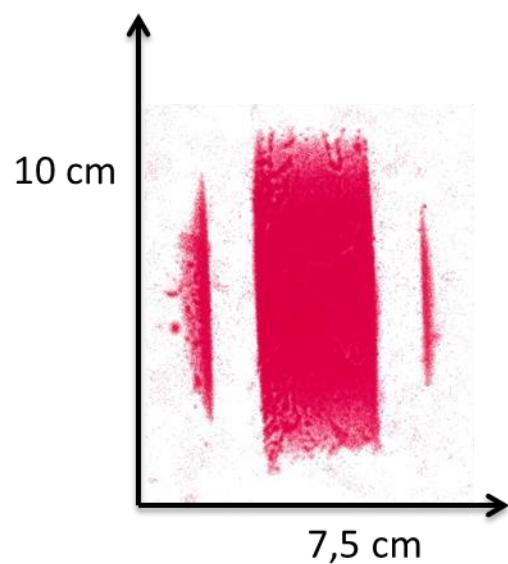


Figure I-40 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 180 kg et gonflé à 9,4 bars

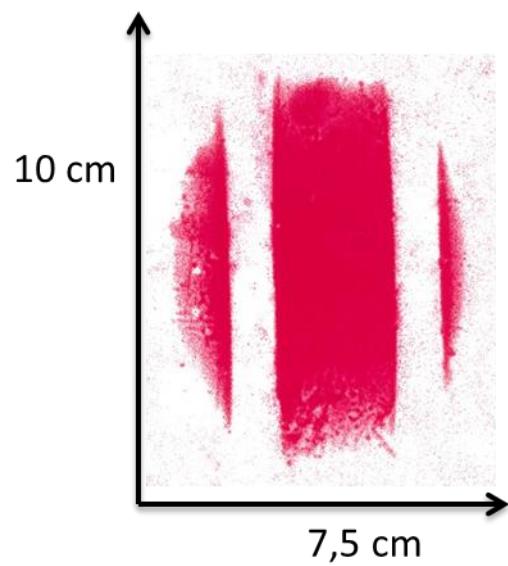


Figure I-41 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 250 kg et gonflé à 9,4 bars

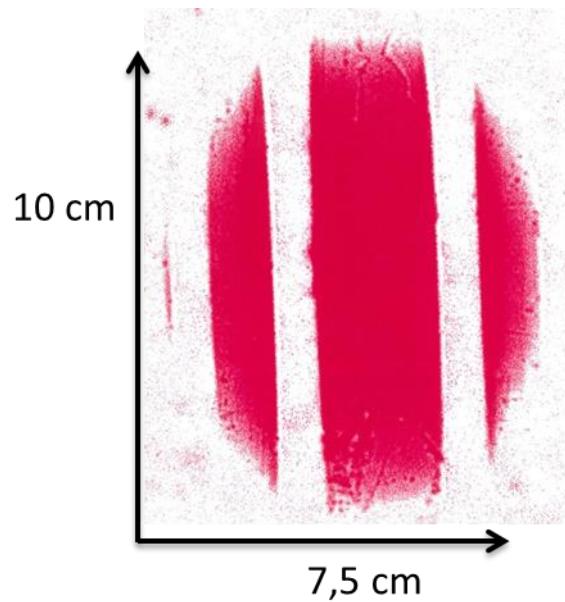


Figure I-42 : Empreinte du pneumatique « Falcon » chargé à 430 kg et gonflé à 9,4 bars

Annexe J

Empreintes des pneumatiques de Matilainen et Tuononen

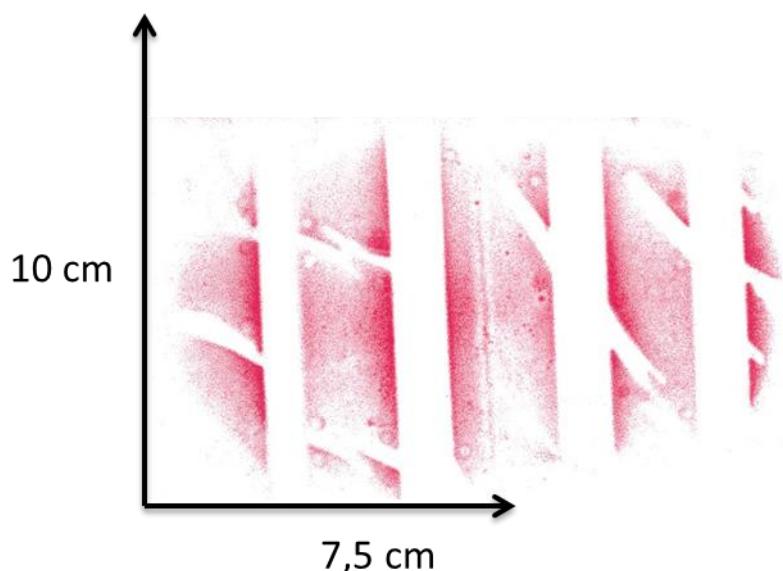


Figure J-1 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 109,0 kg et gonflé à 180 kPa

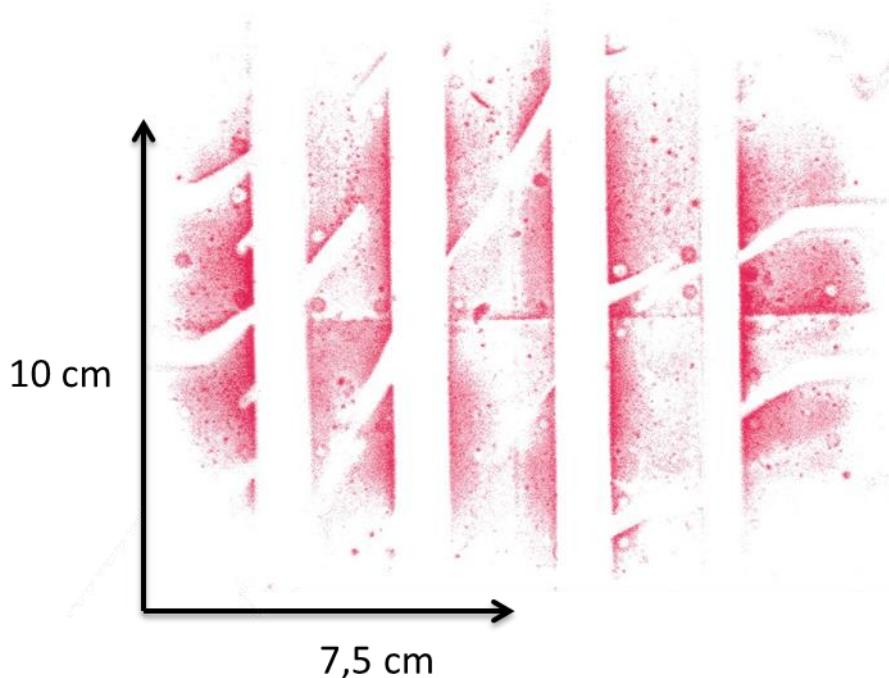


Figure J-2 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 223,5 kg et gonflé à 180 kPa

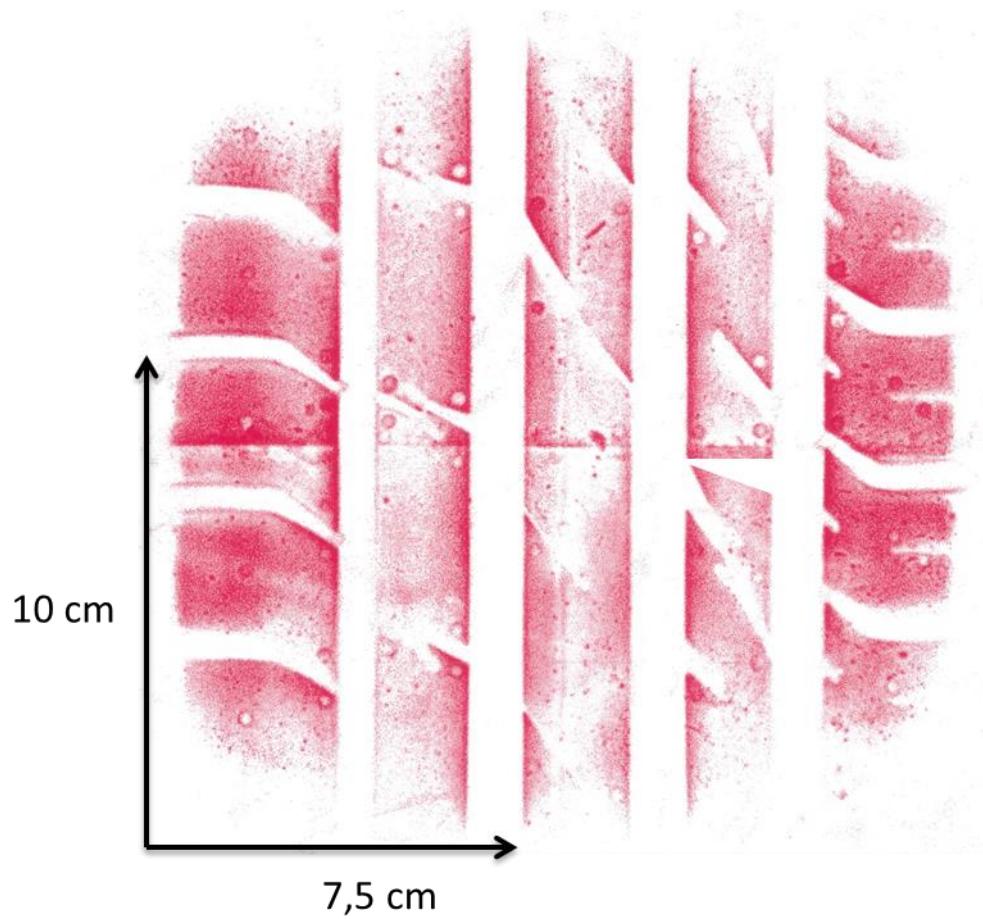


Figure J-3 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 449,5 kg et gonflé à 180 kPa

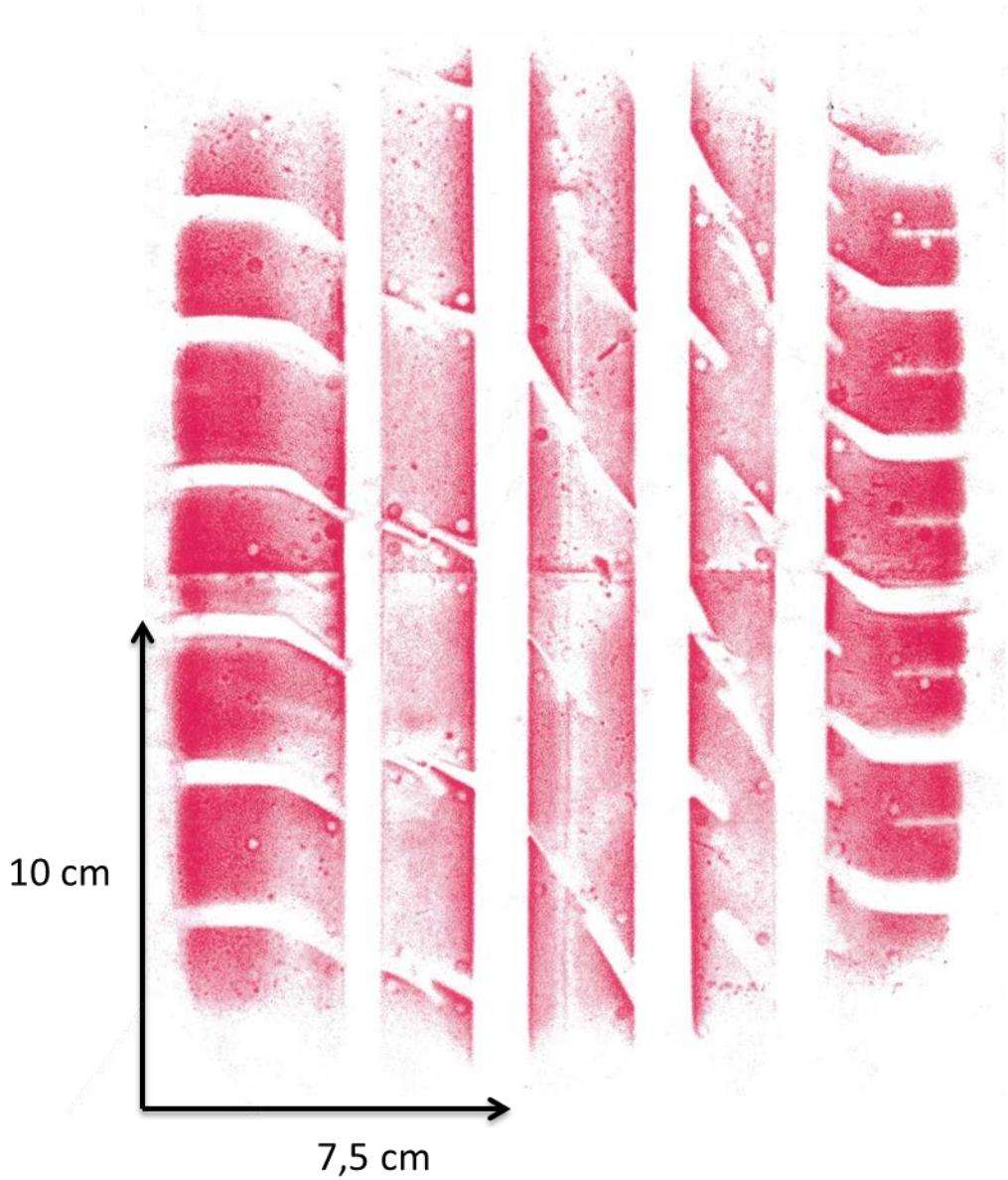


Figure J-4 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 657,5 kg et gonflé à 180 kPa

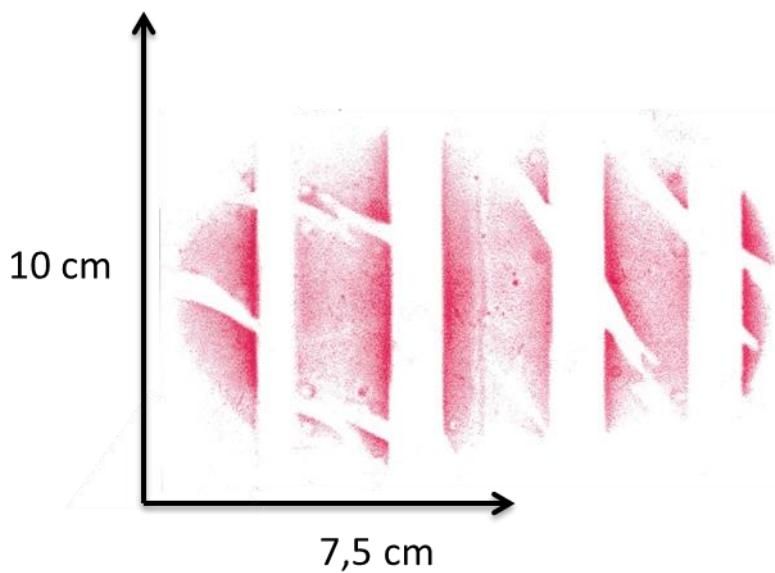


Figure J-5 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 109,5 kg et gonflé à 220 kPa

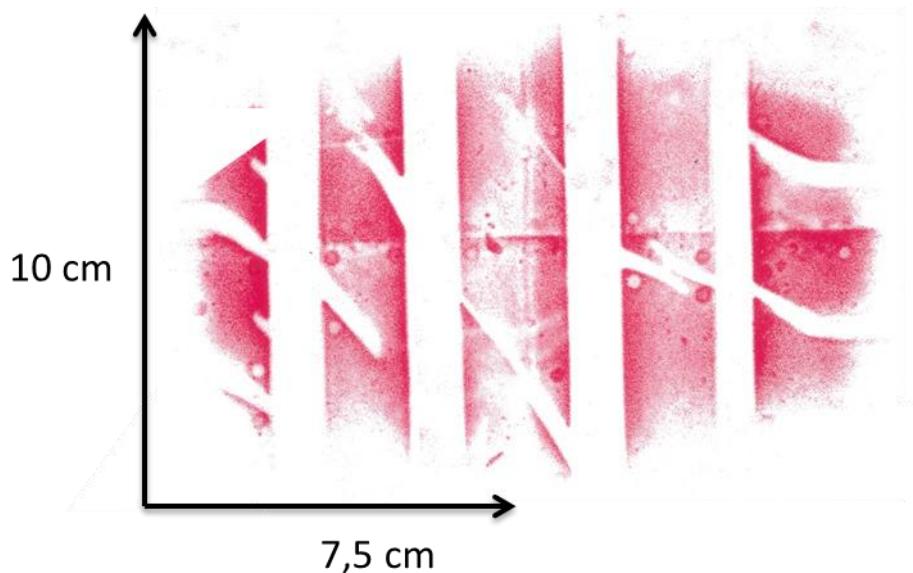


Figure J-6 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 224,0 kg et gonflé à 220 kPa

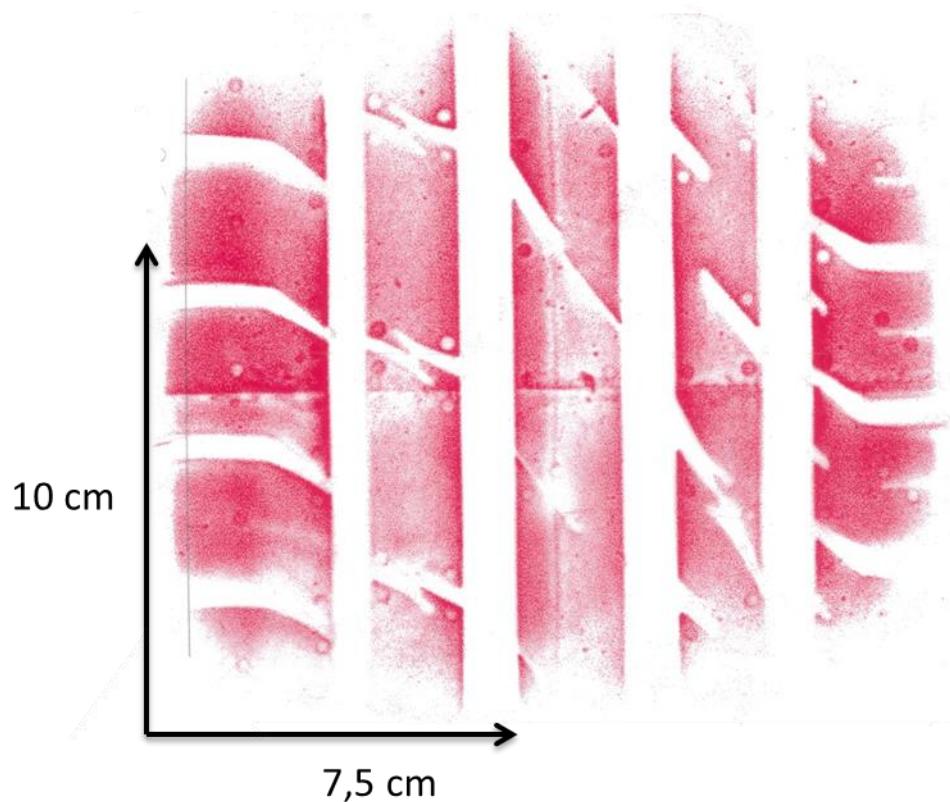


Figure J-7 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 450,5 kg et gonflé à 220 kPa

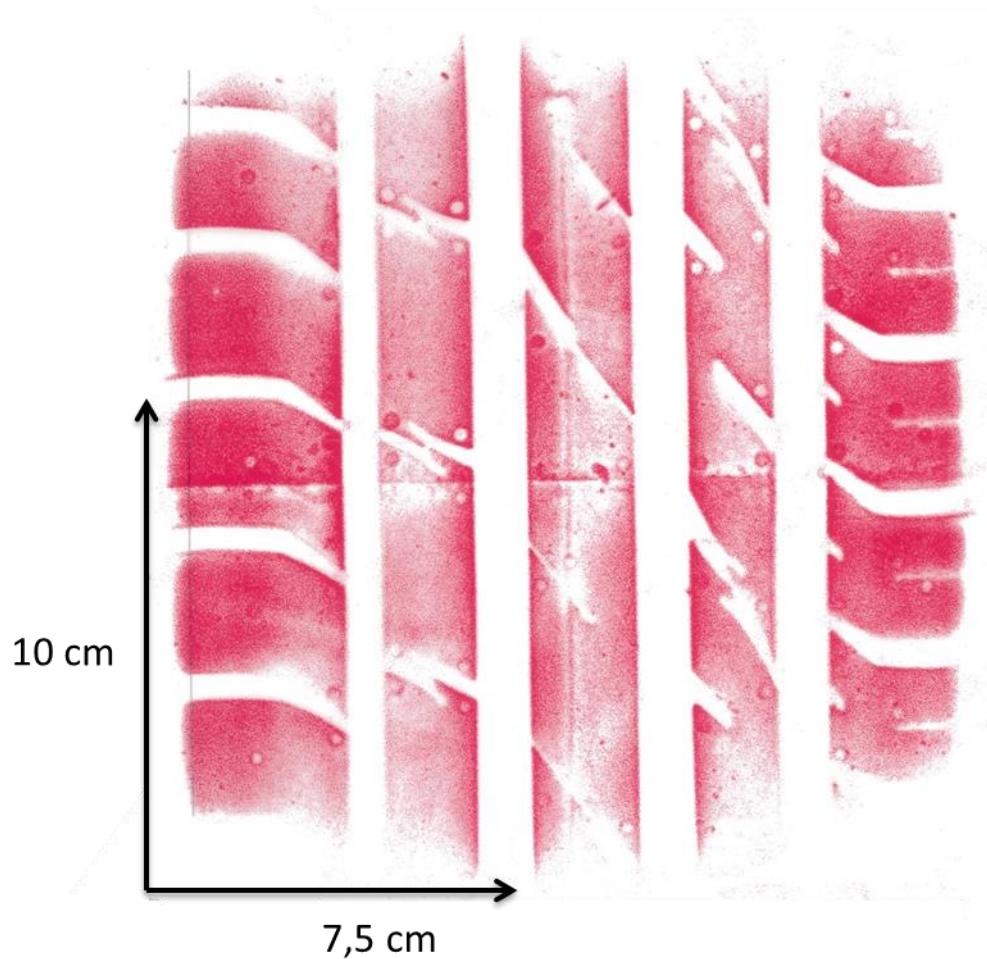


Figure J-8 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 657,0 kg et gonflé à 220 kPa

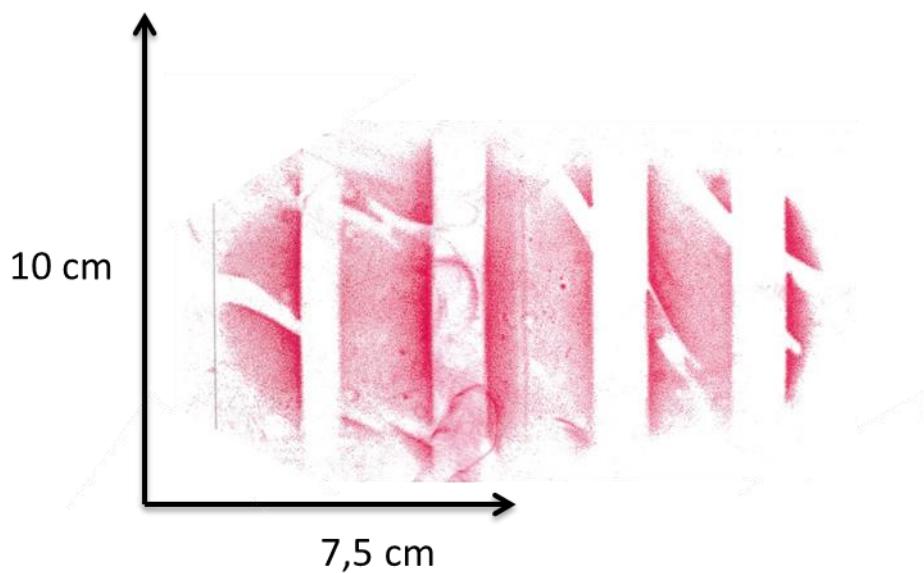


Figure J-9 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 124,5 kg et gonflé à 260 kPa

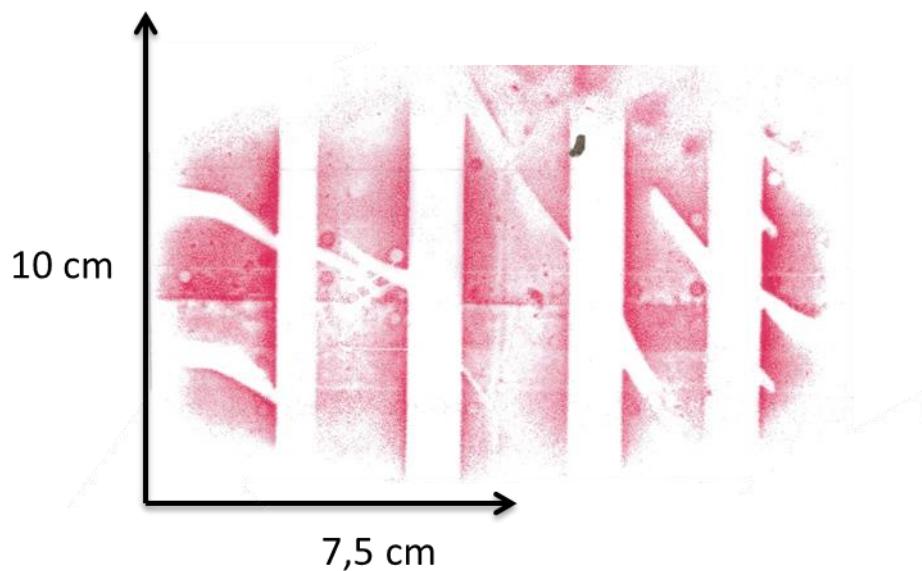


Figure J-10 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 220,0 kg et gonflé à 260 kPa

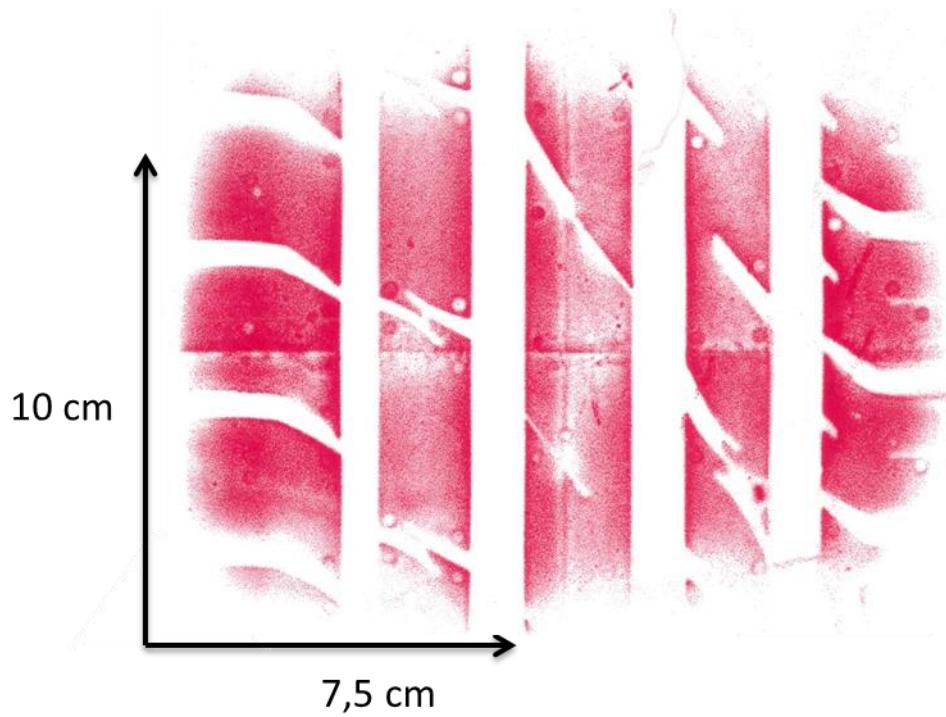


Figure J-11 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 452,5 kg et gonflé à 260 kPa

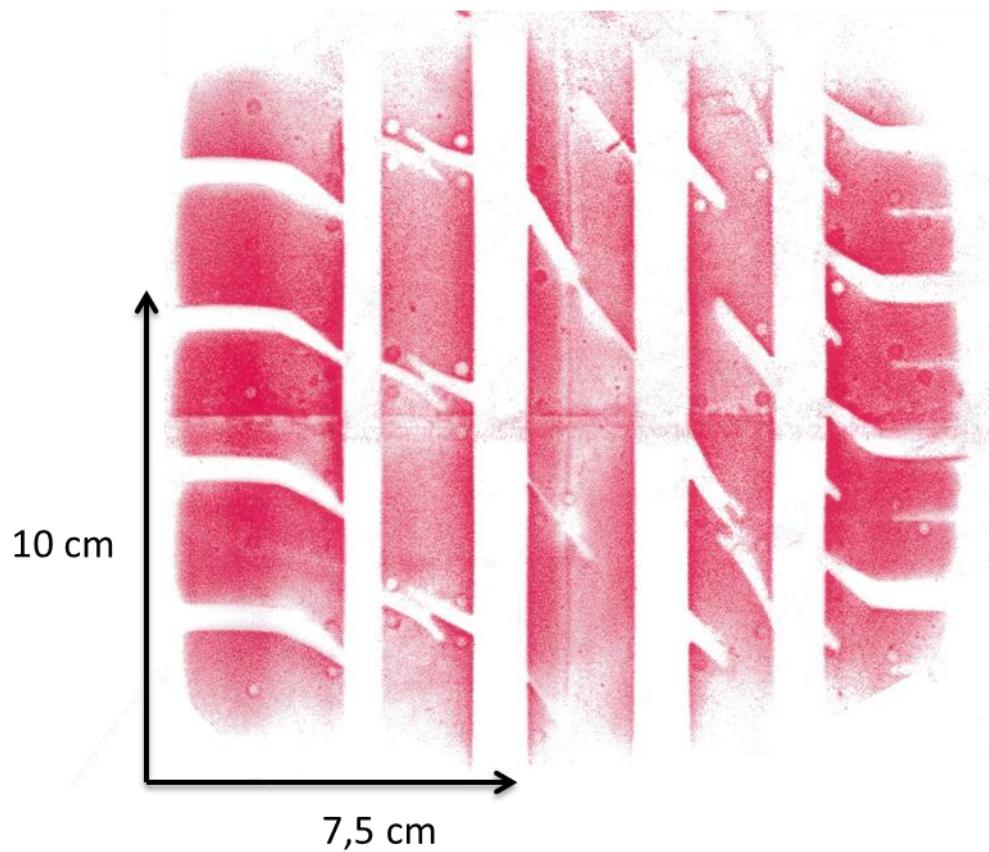


Figure J-12 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 91V chargé à 653,5 kg et gonflé à 260 kPa

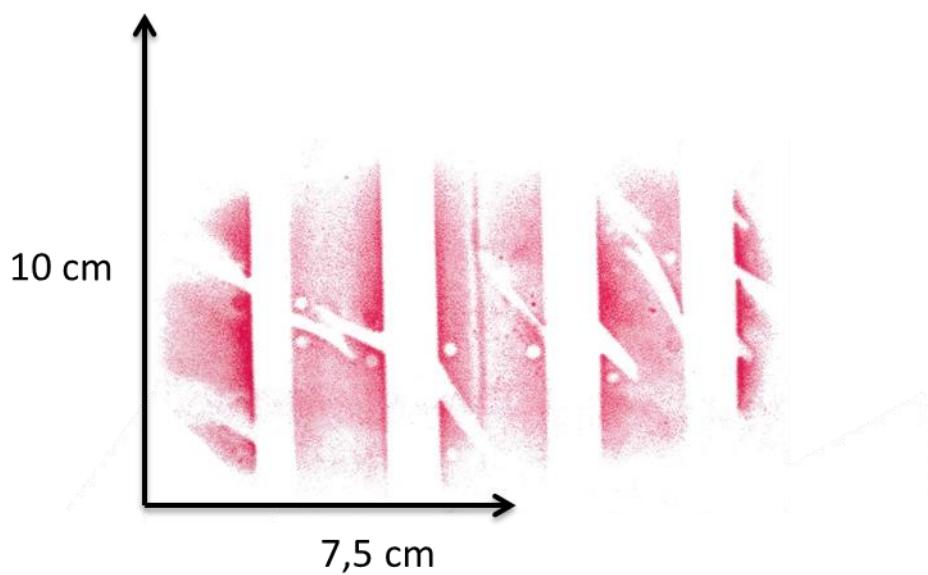


Figure J-13 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 111,0 kg et gonflé à 180 kPa

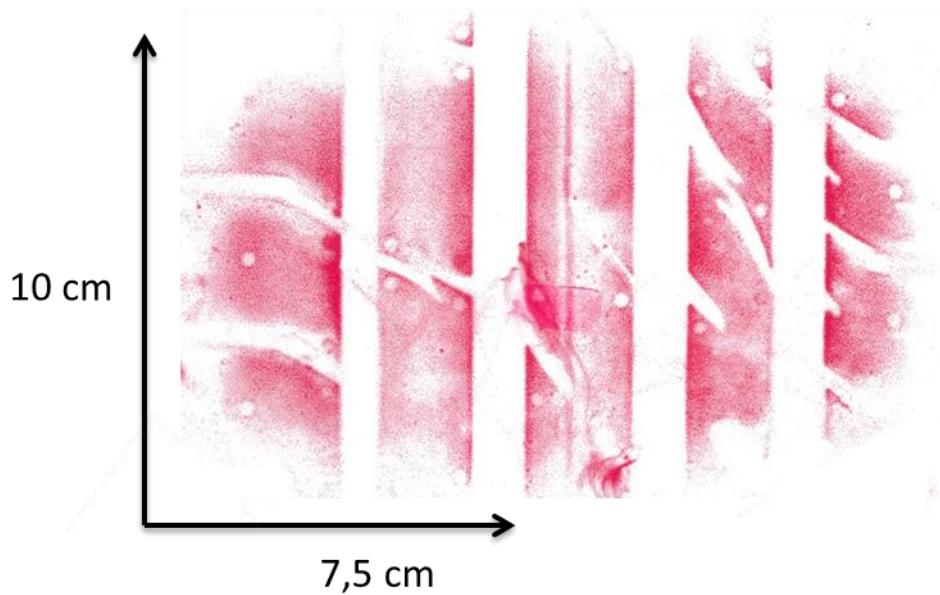


Figure J-14 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 227,5 kg et gonflé à 180 kPa

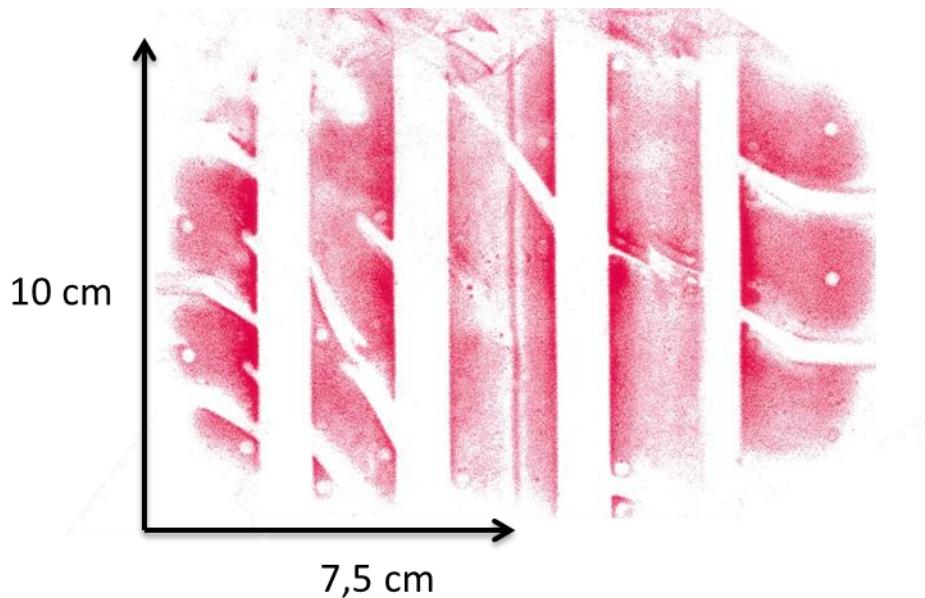


Figure J-15 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 235,0 kg et gonflé à 180 kPa

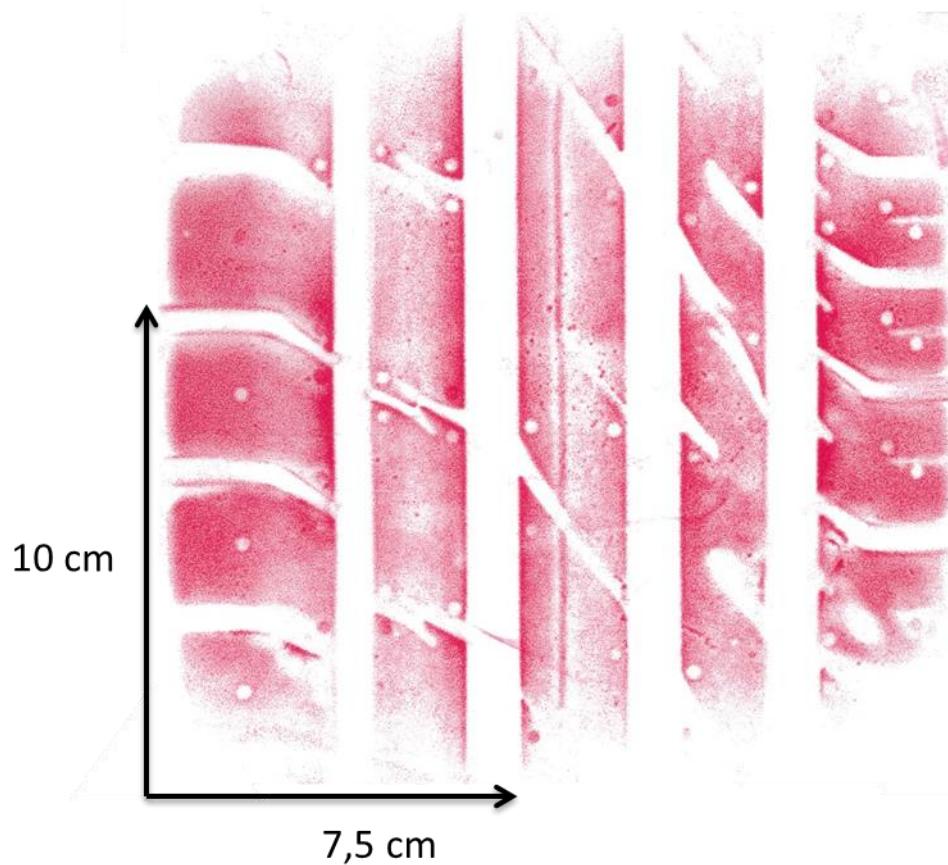


Figure J-16 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 220,0 kg et gonflé à 180 kPa

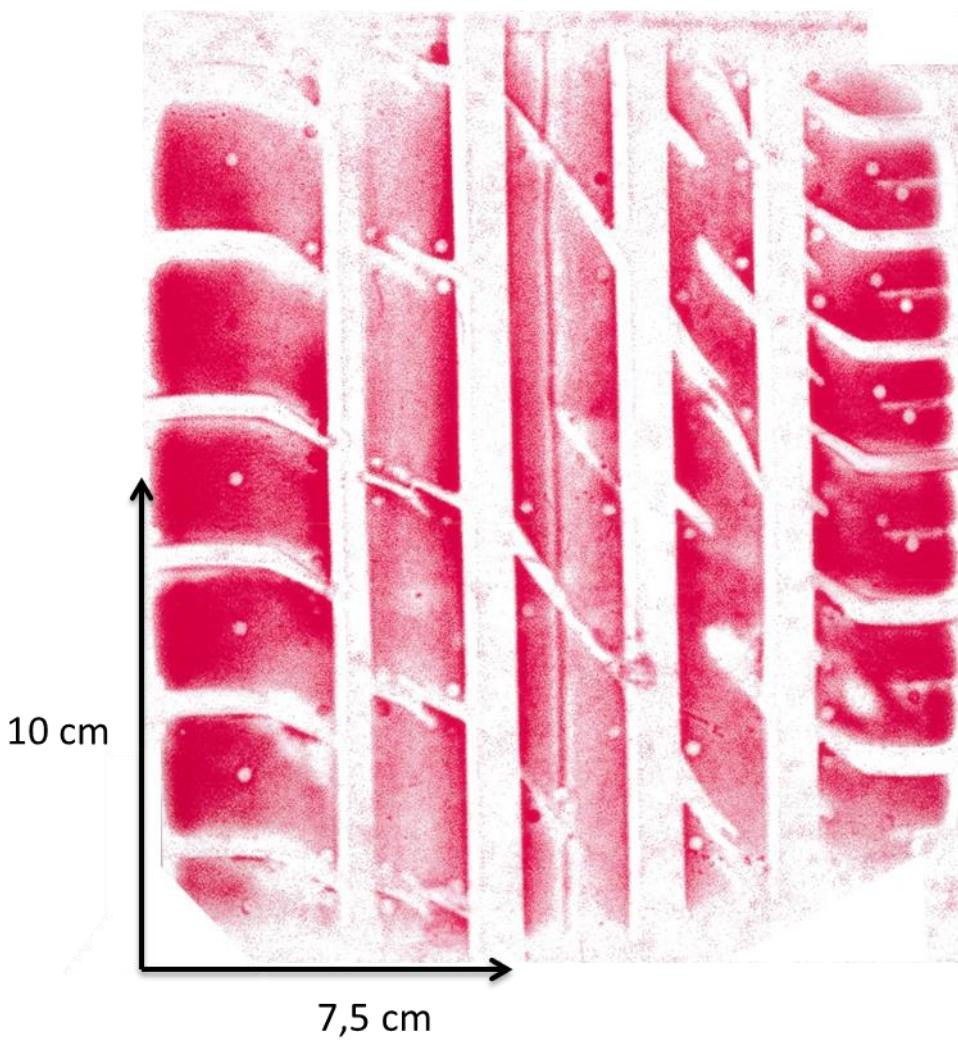


Figure J-17 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 651,0 kg et gonflé à 180 kPa

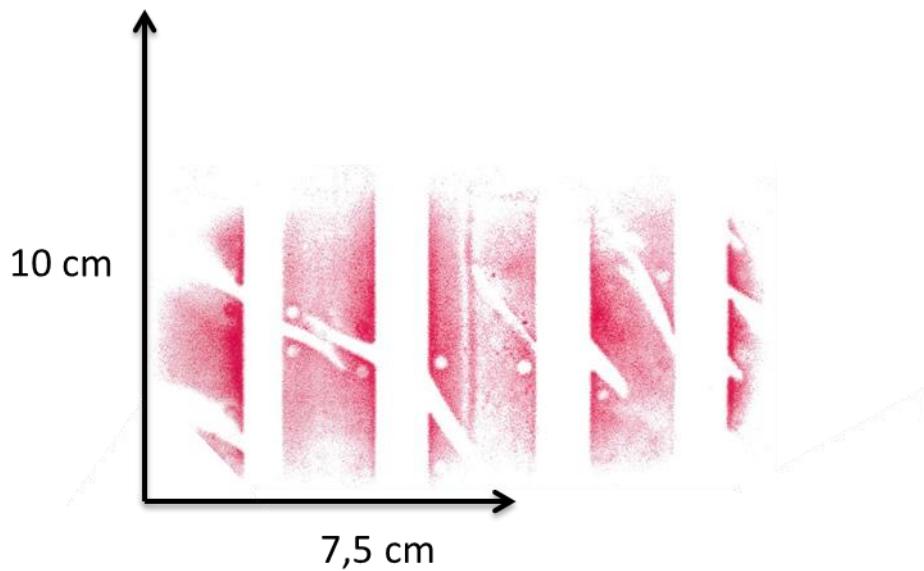


Figure J-18 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 116,5 kg et gonflé à 220 kPa

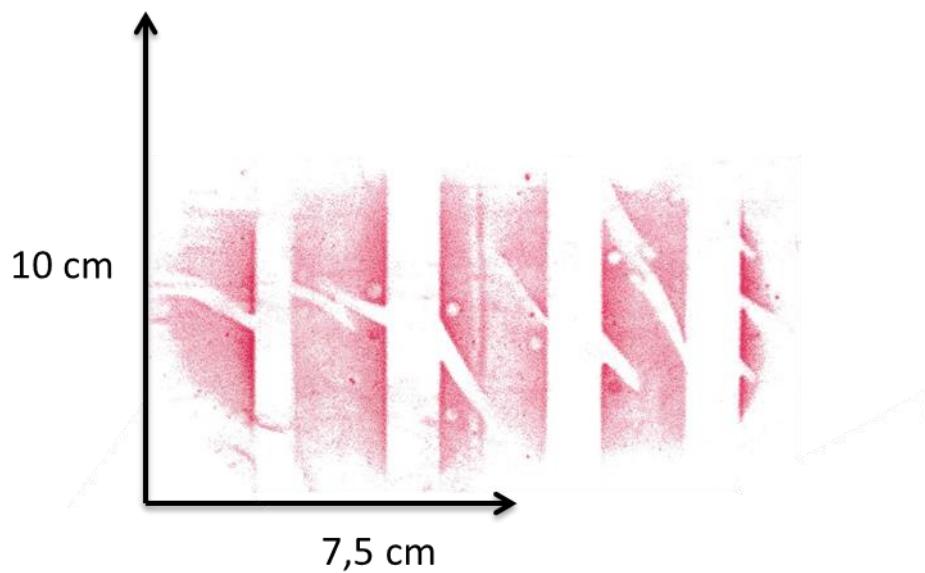


Figure J-19 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 109,5 kg et gonflé à 220 kPa

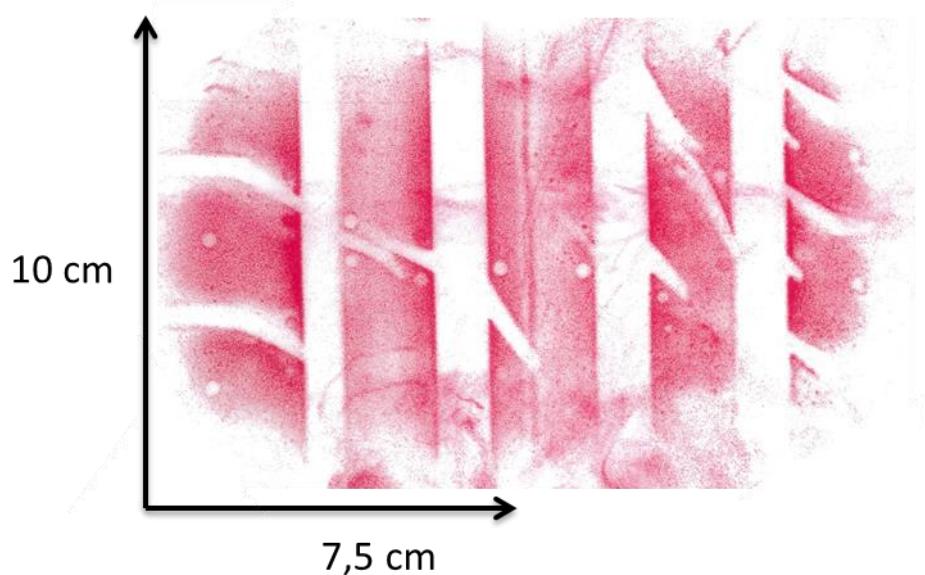


Figure J-20 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 229,5 kg et gonflé à 220 kPa

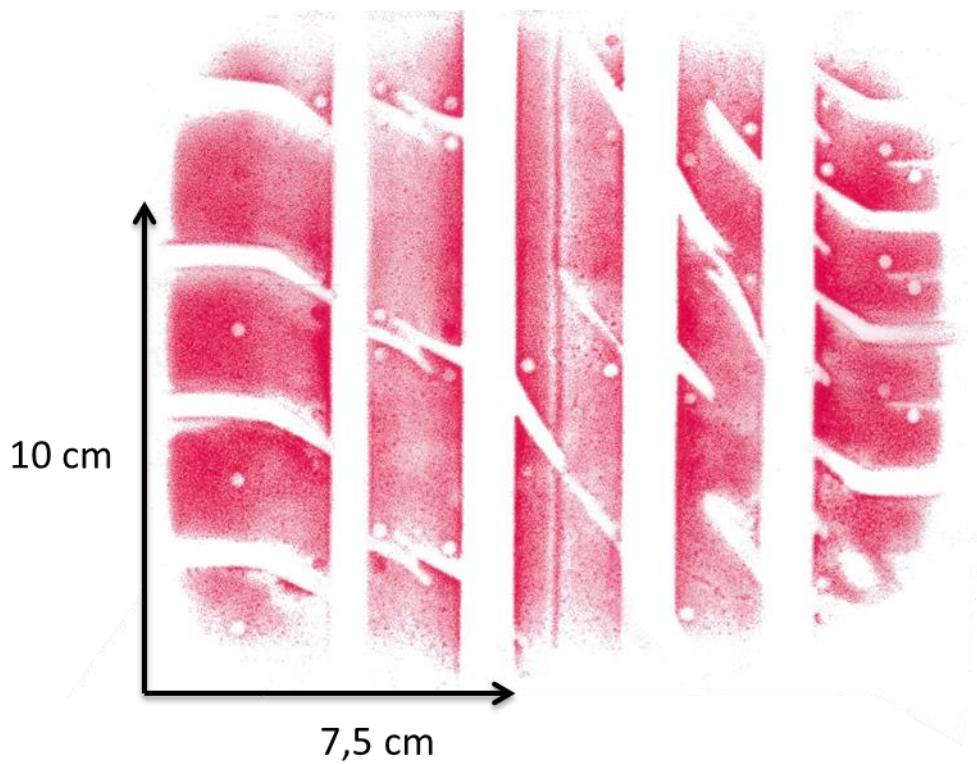


Figure J-21 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 452,0 kg et gonflé à 220 kPa

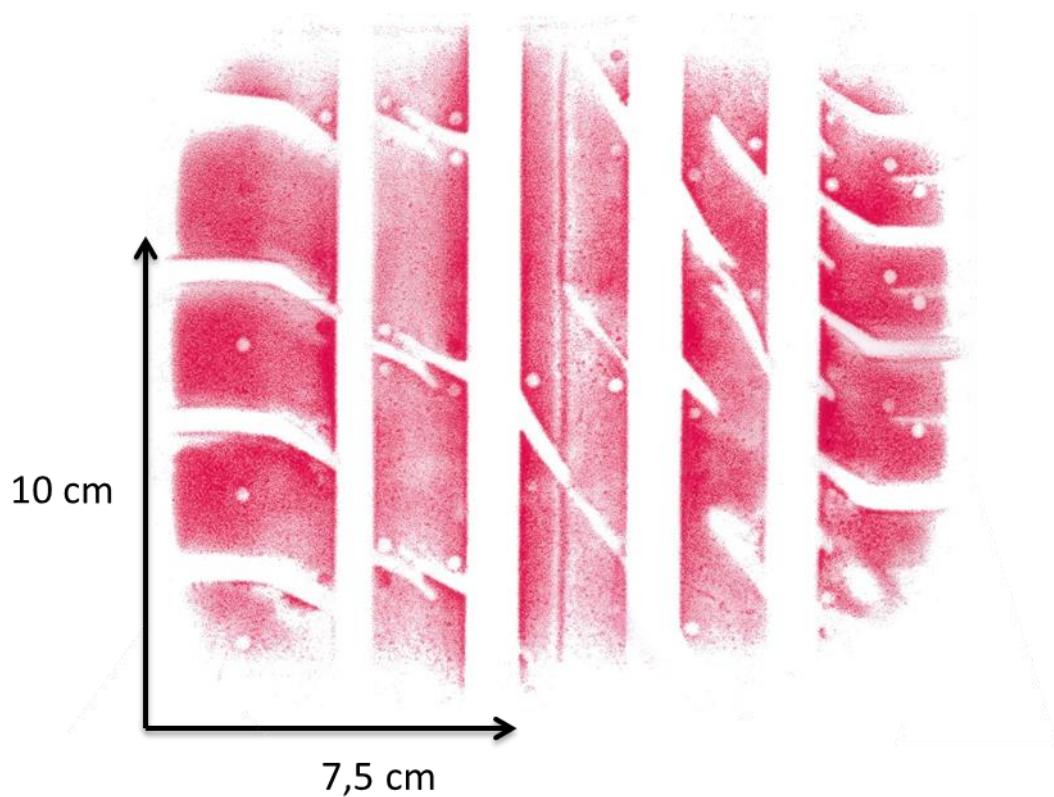


Figure J-22 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 651,5 kg et gonflé à 220 kPa

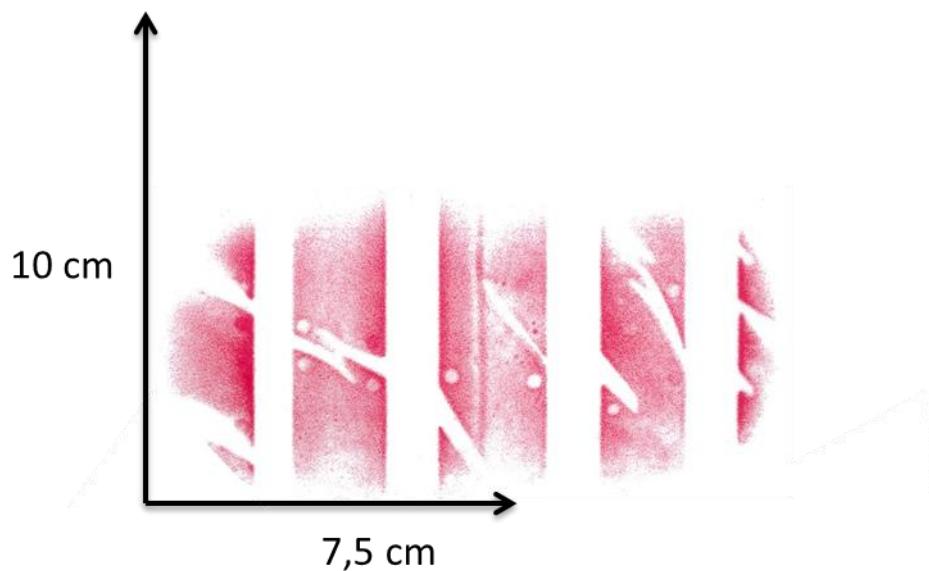


Figure J-23 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 121,0 kg et gonflé à 260 kPa

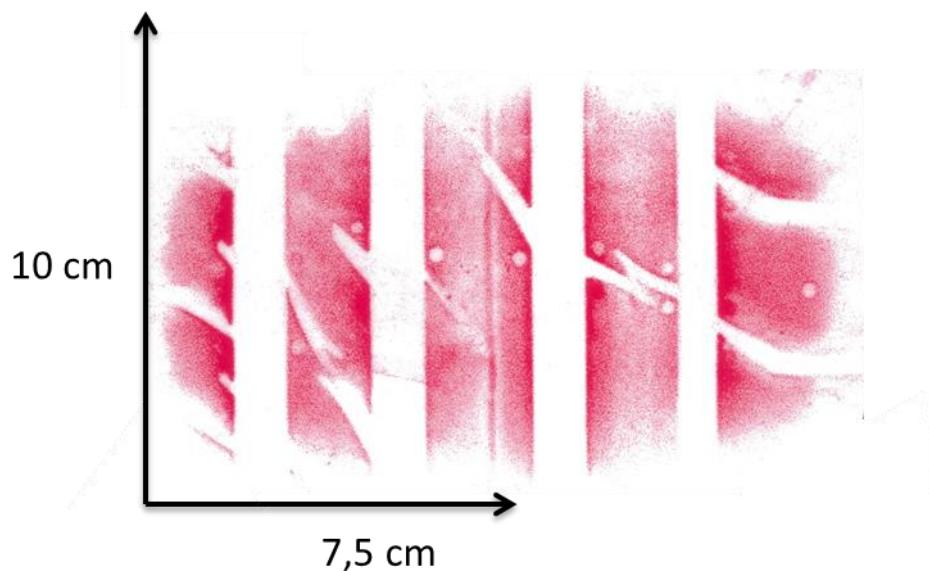


Figure J-24 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 223,0 kg et gonflé à 260 kPa

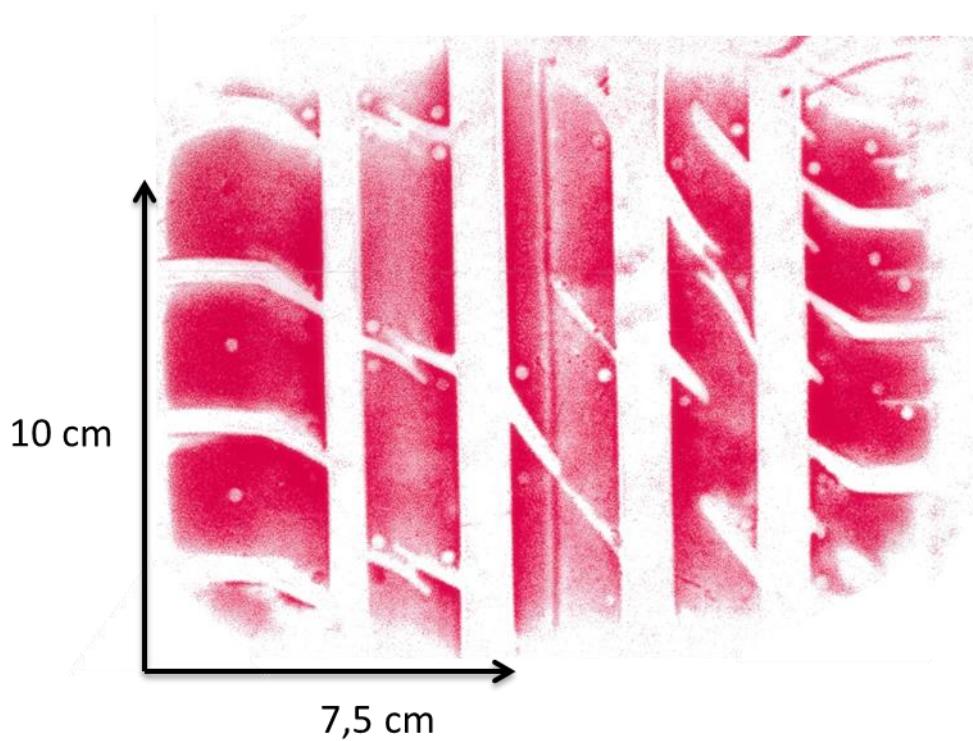


Figure J-25 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 458,5 kg et gonflé à 260 kPa

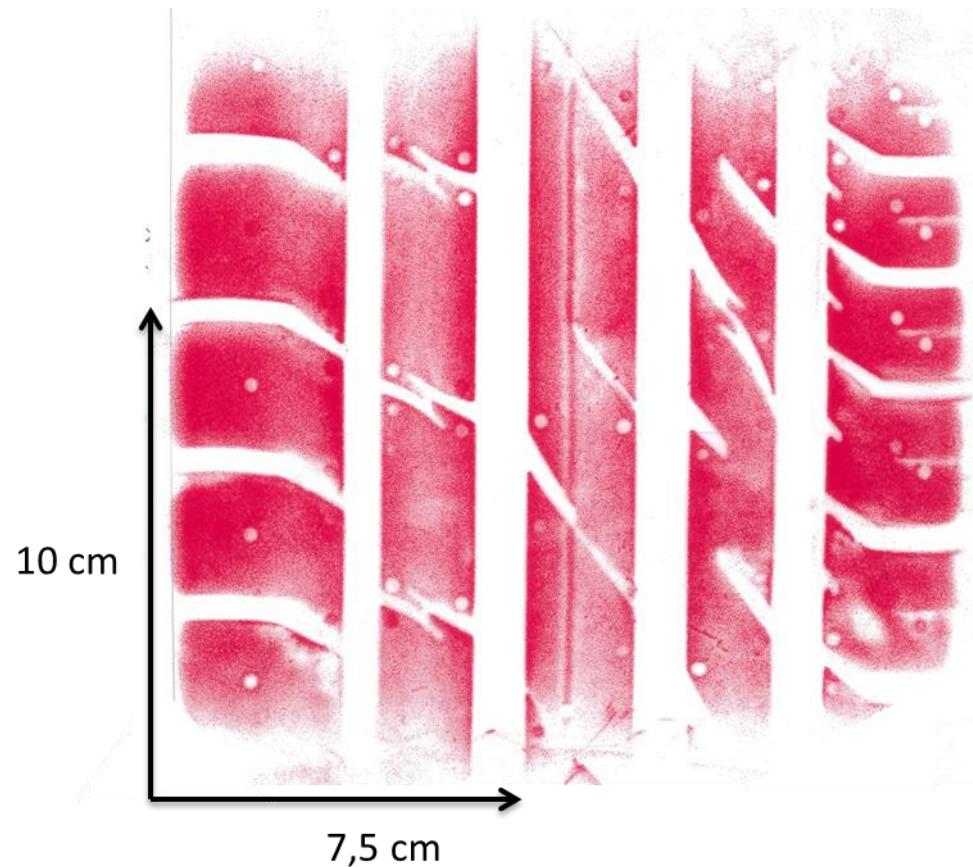


Figure J-26 : Empreinte du pneumatique Nokian Hakka 105/55/16 94V chargé à 651,5 kg et gonflé à 260 kPa

Annexe K

Résultats de déflexions, longueurs et largeurs de l'aire de contact pour le pneumatique de Matilainen et Tuononen

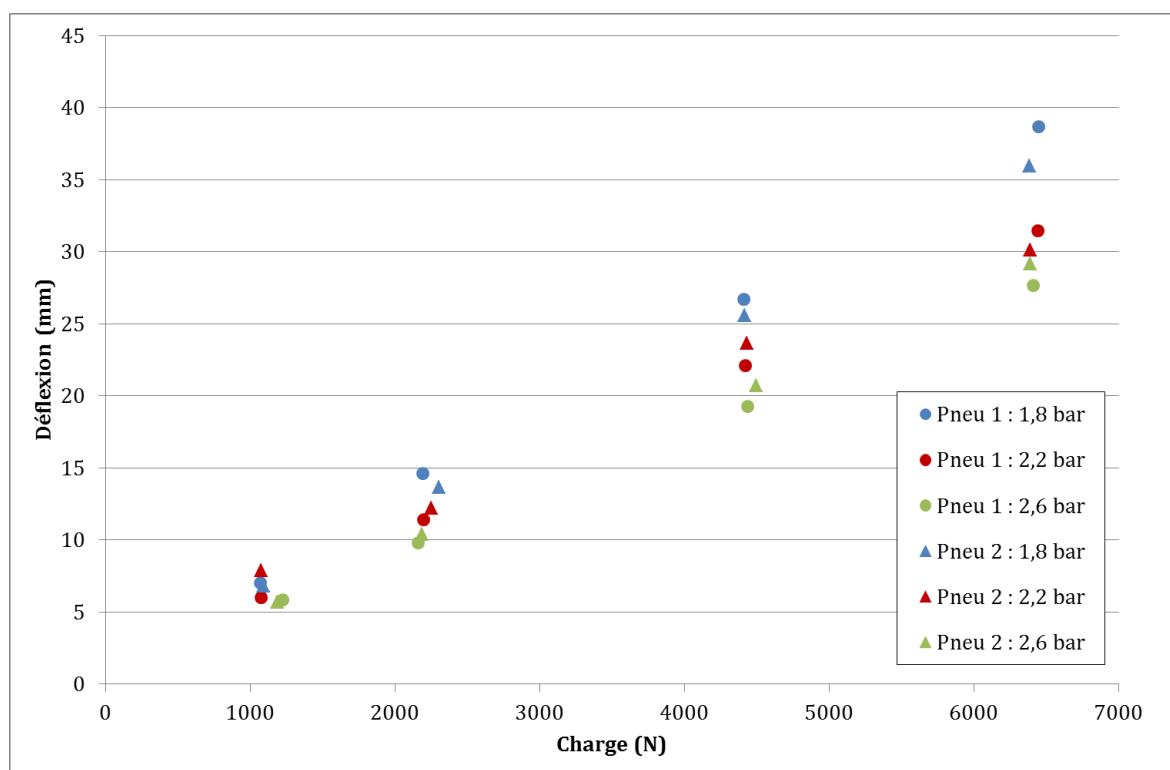


Figure K-1 : Comparaison entre les déflexions mesurées pour les pneumatiques Nokian Hakka 205/55/16 ayant pour indice de charge 91 (pneumatique 1) et 94 (pneumatique 2)

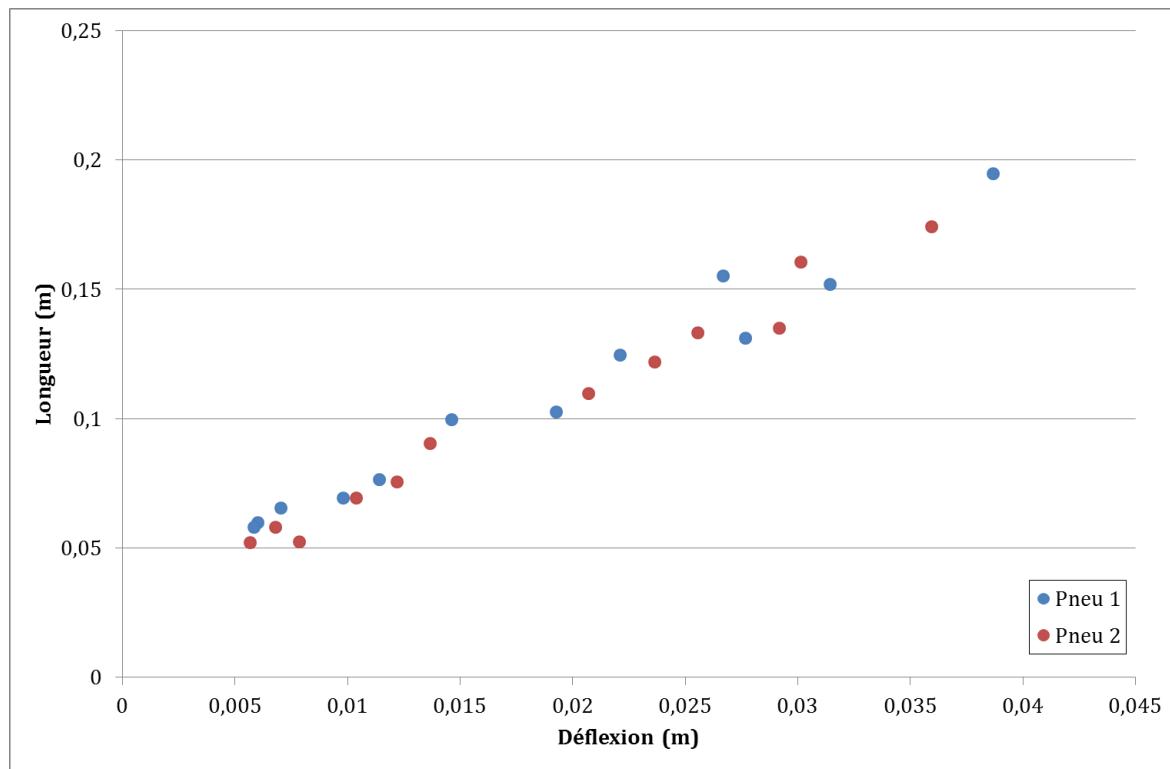


Figure K-2 : Comparaison entre les longueurs de l'aire de contact mesurées pour les pneumatiques Nokian Hakka 205/55/16 ayant pour indice de charge 91 (pneumatique 1) et 94 (pneumatique 2)

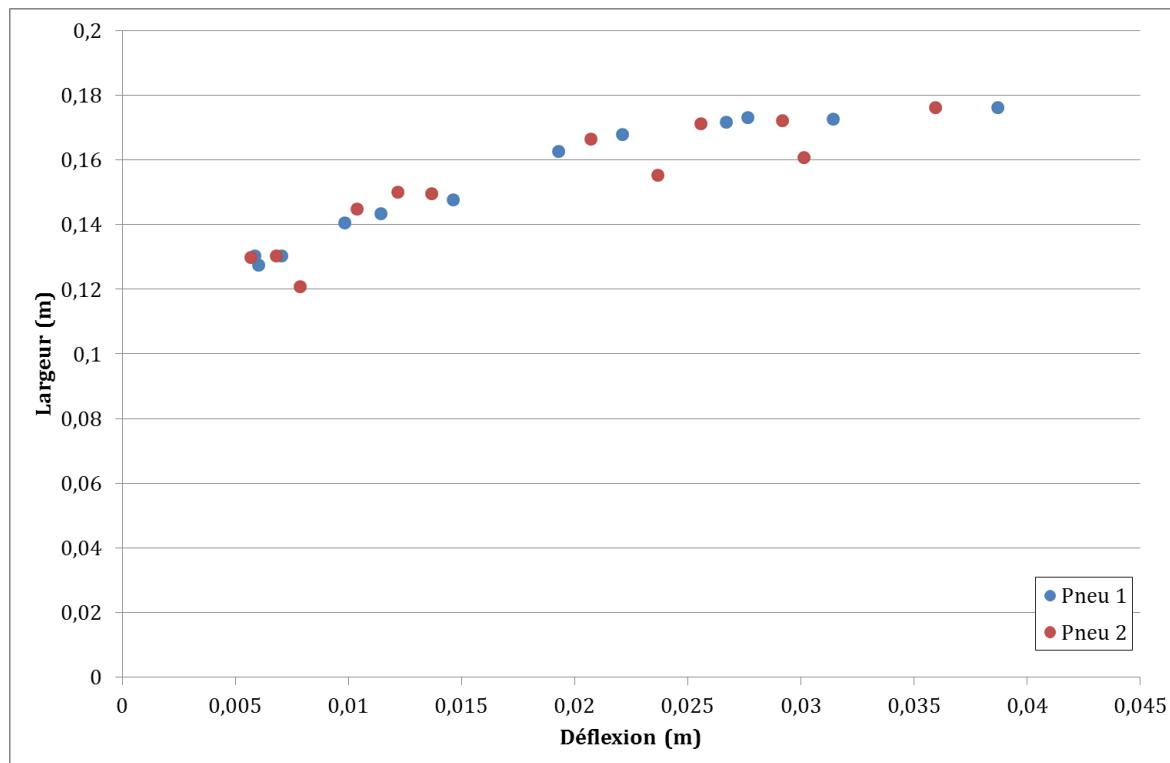


Figure K-3 : Comparaison entre les largeurs de l'aire de contact mesurées pour les pneumatiques Nokian Hakka 205/55/16 ayant pour indice de charge 91 (pneumatique 1) et 94 (pneumatique 2)

Annexe L

Résultats des courbes de coefficients de frottement en fonction du taux de glissement sur différentes surfaces avec 1 mm d'eau

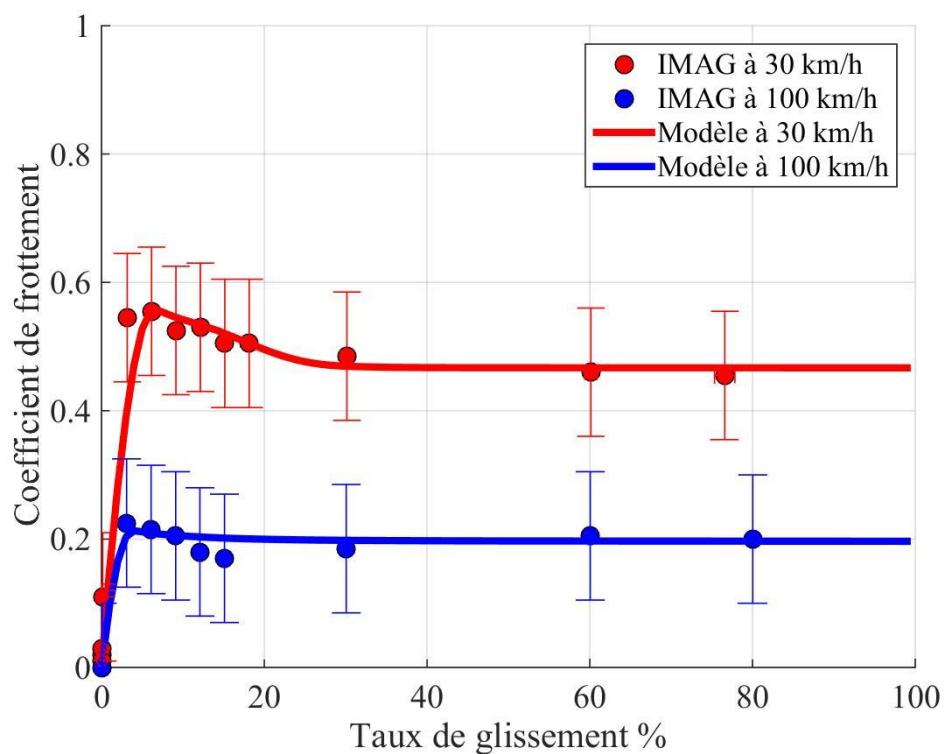


Figure L-1 : Pneumatique AIPCR sur la surface E1

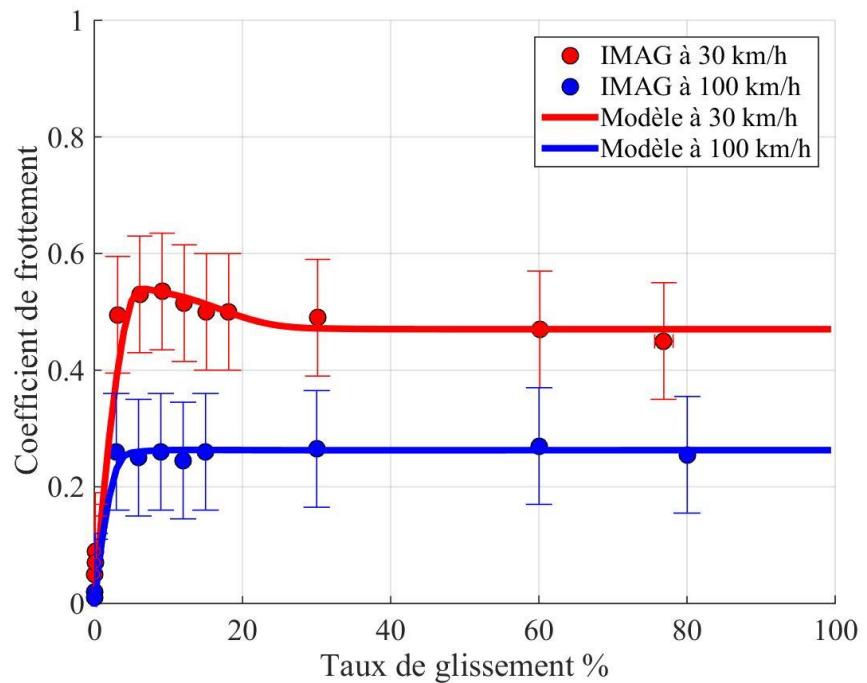


Figure L-2 : Pneumatique AIPCR sur la surface E2

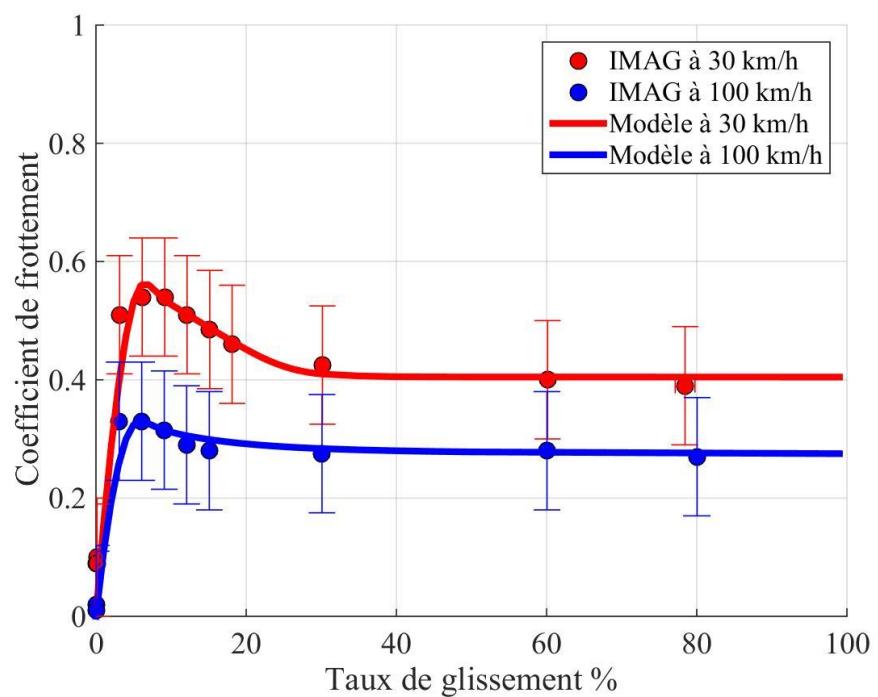


Figure L-3 : Pneumatique AIPCR sur la surface M2

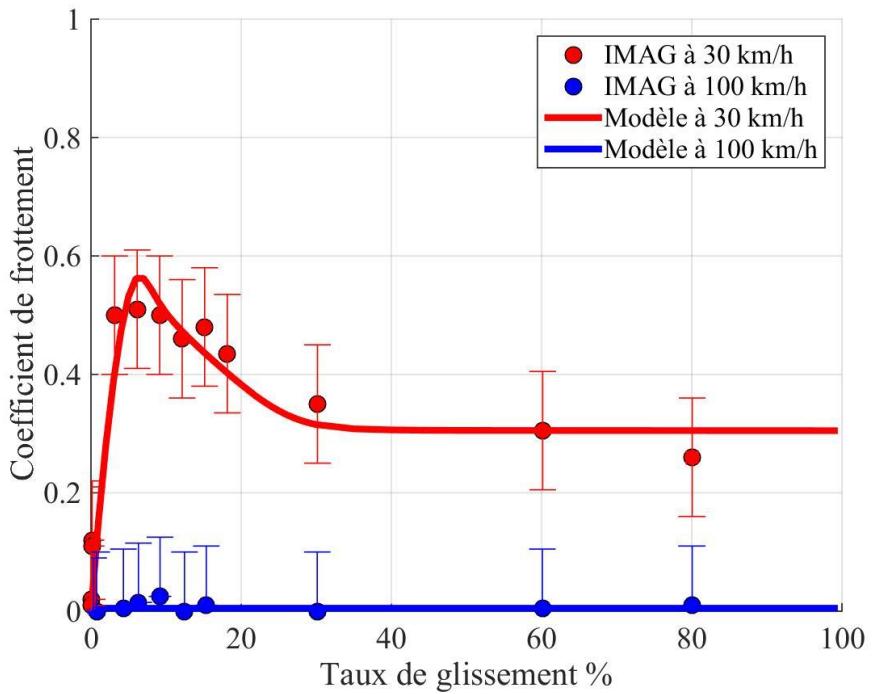


Figure L-4 : Pneumatique AIPCR sur la surface G1

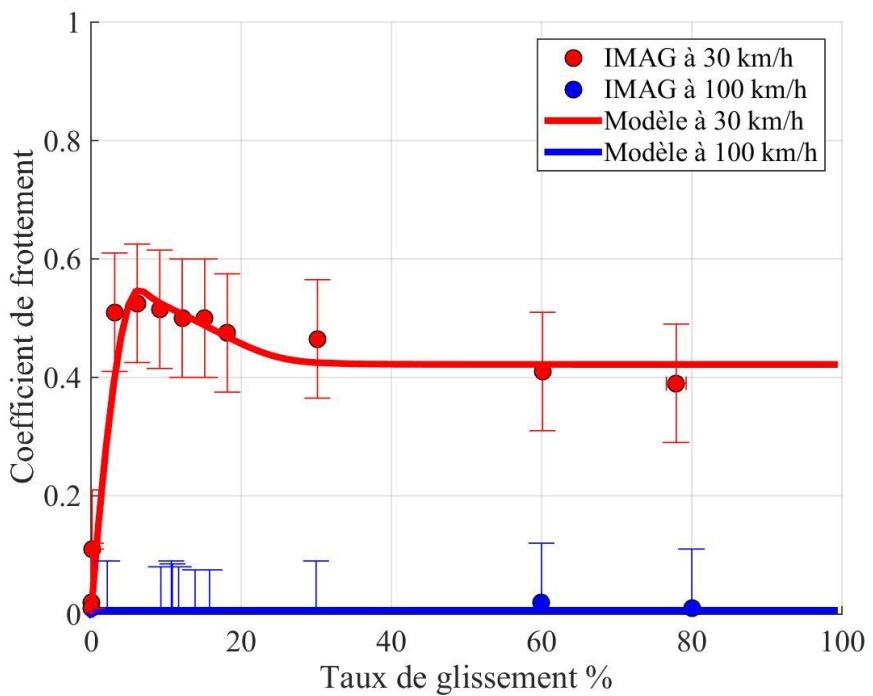


Figure L-5 : Pneumatique AIPCR sur la surface G2

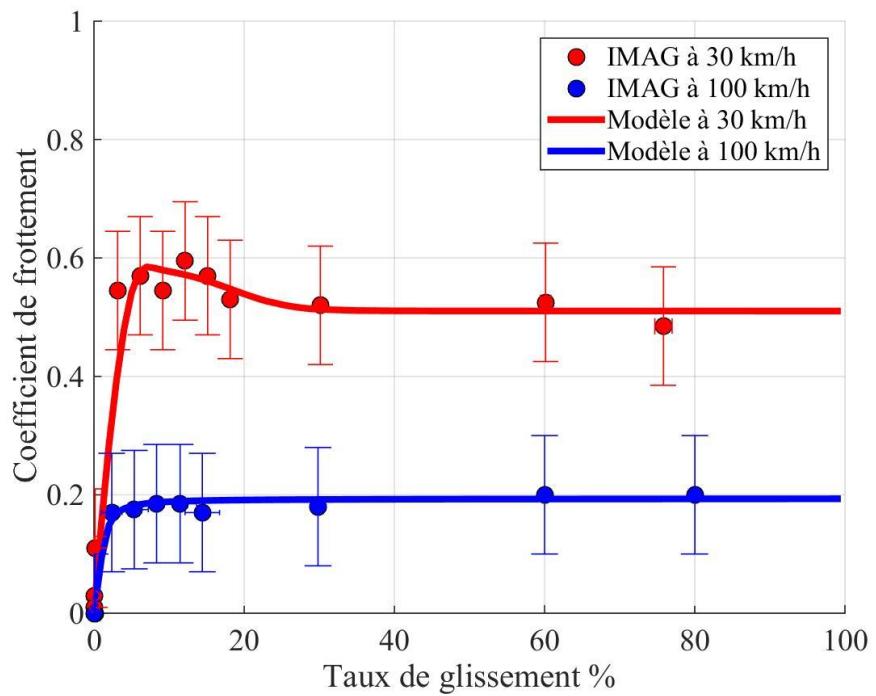


Figure L-6 : Pneumatique AIPCR sur la surface G0

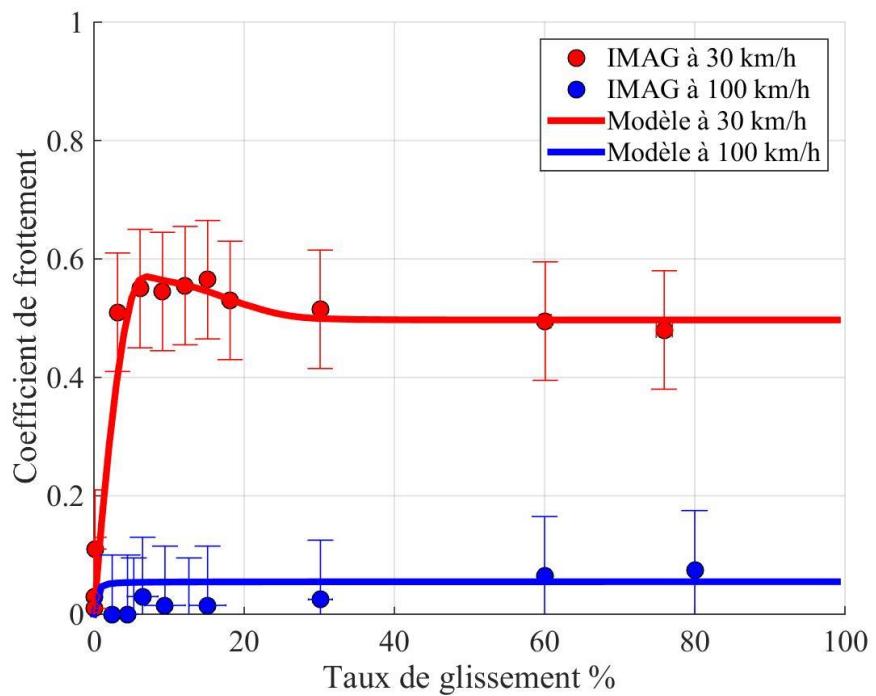


Figure L-7 : Pneumatique AIPCR sur la surface G4

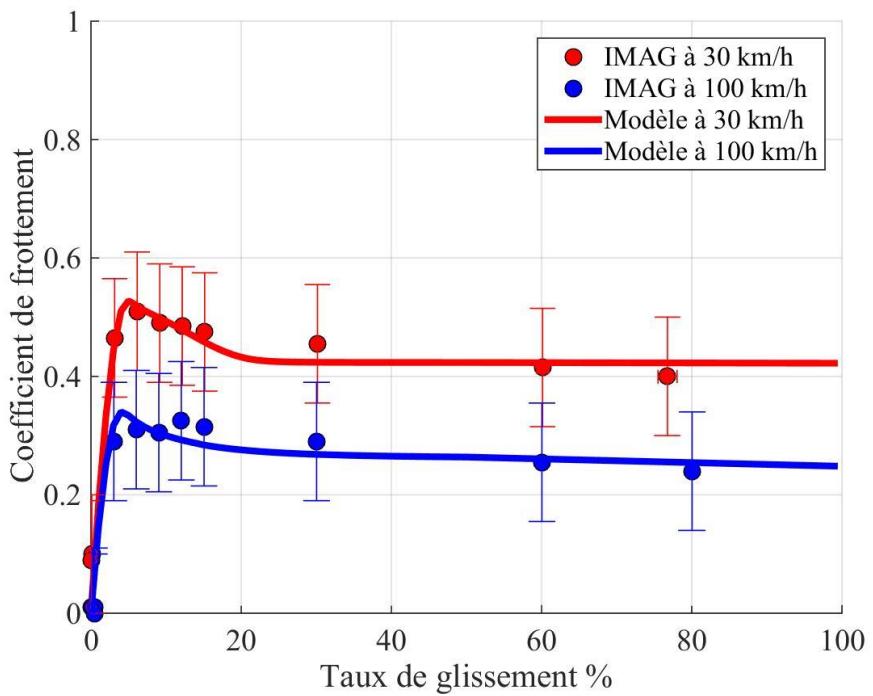


Figure L-8 : Pneumatique « Falcon » sur la surface E1

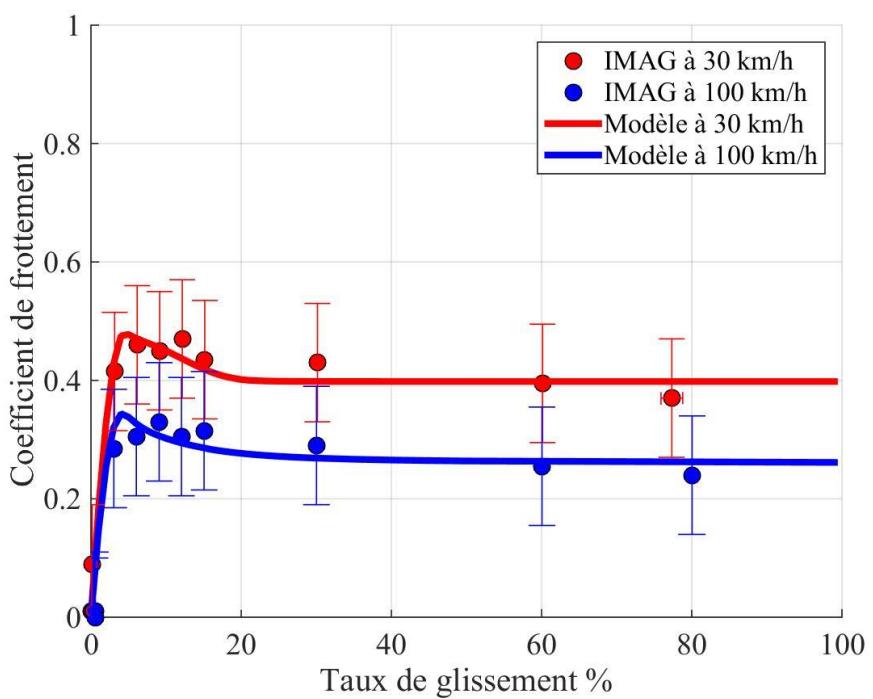


Figure L-9 : Pneumatique « Falcon » sur la surface E2

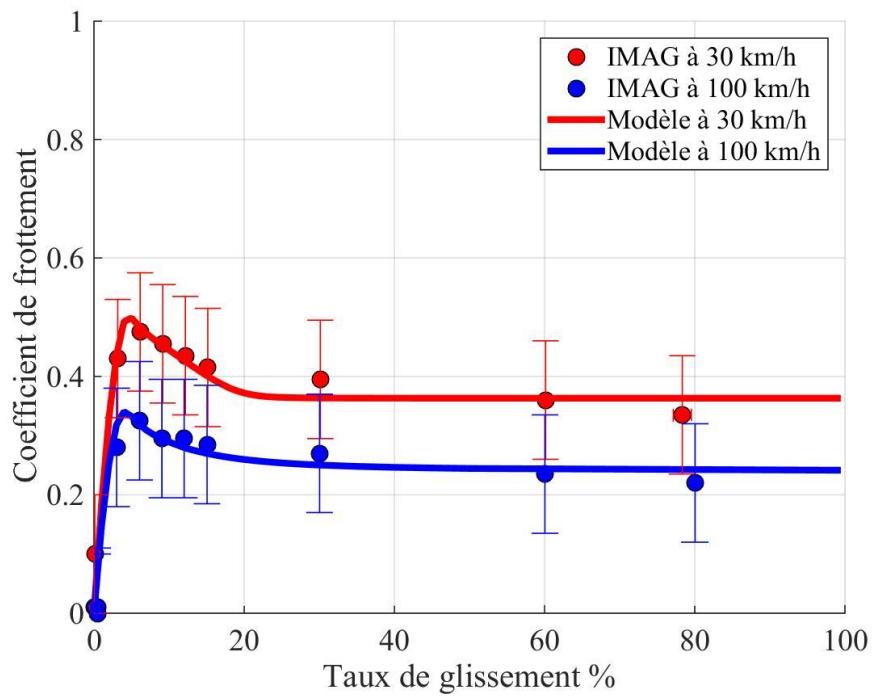


Figure L-10 : Pneumatique « Falcon » sur la surface M2

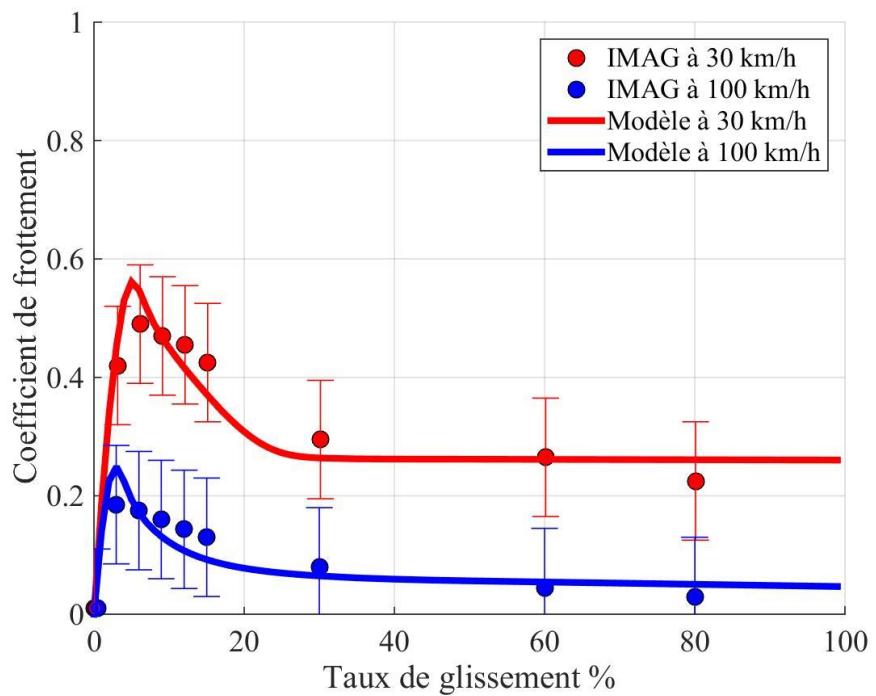


Figure L-11 : Pneumatique « Falcon » sur la surface G1

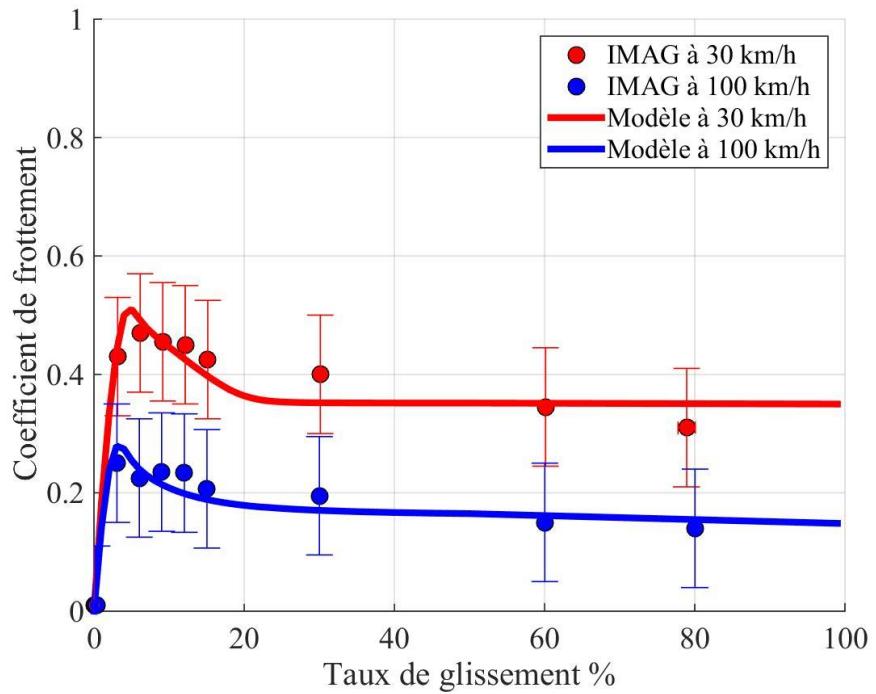


Figure L-12 : Pneumatique « Falcon » sur la surface G2

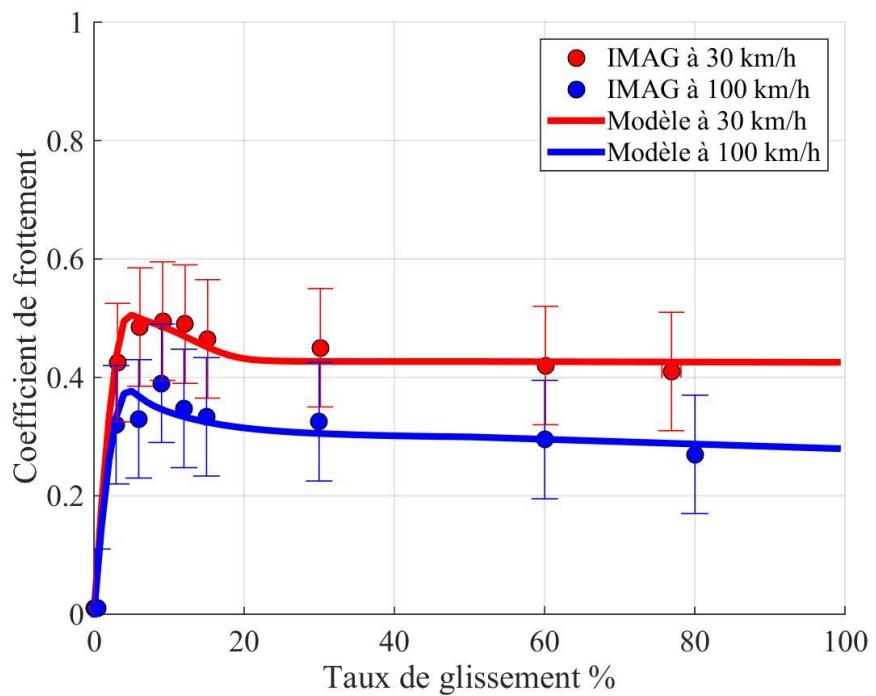


Figure L-13 : Pneumatique « Falcon » sur la surface G0

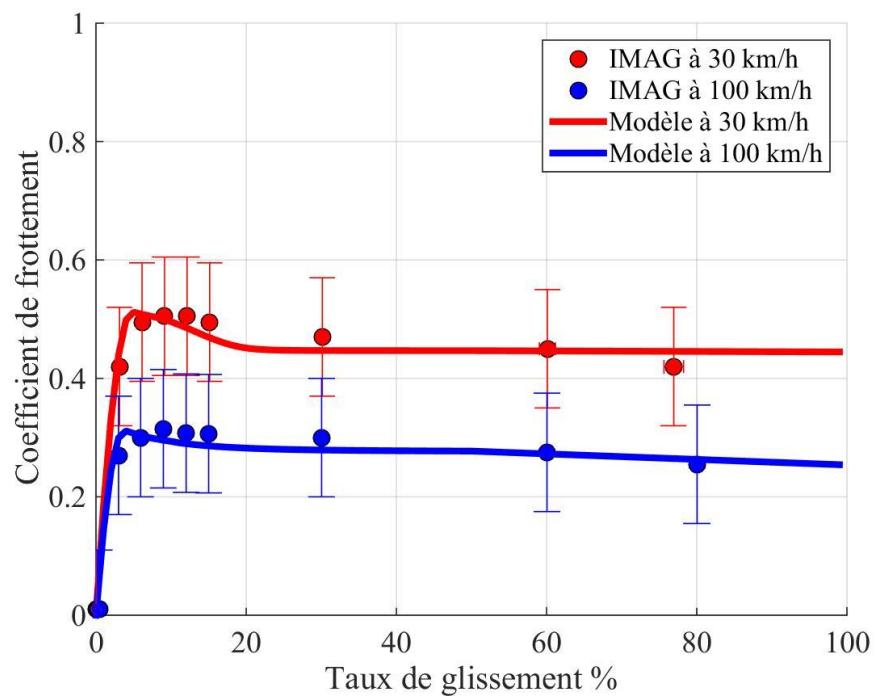


Figure L-14 : Pneumatique « Falcon » sur la surface G4

Annexe M

Résultats des courbes de coefficients de frottement en fonction du taux de glissement sur différentes hauteurs d'eau

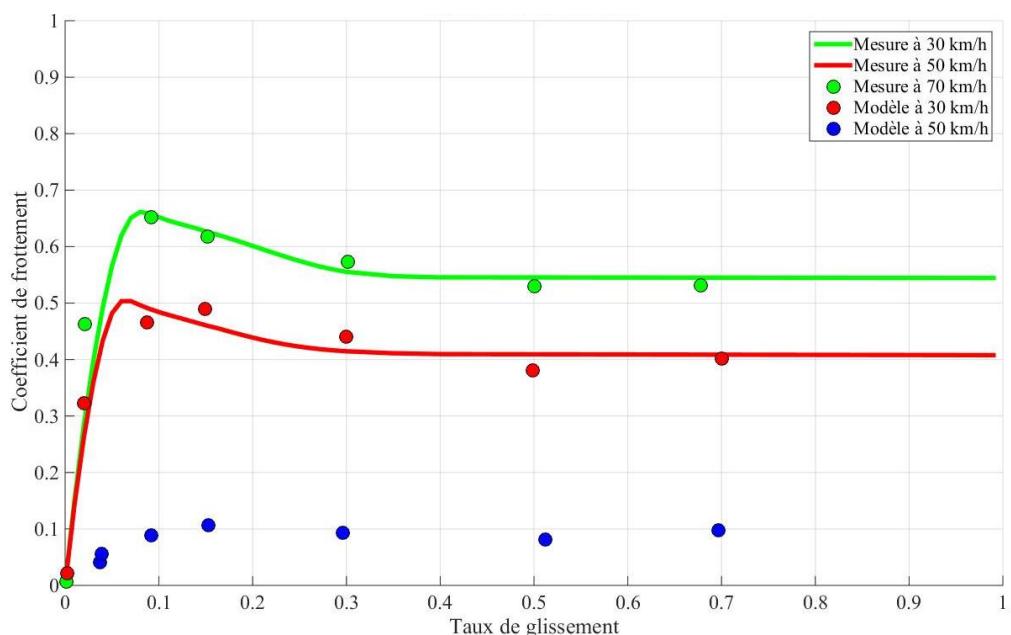


Figure M-1 : Pneumatique AIPCR sur 4 mm d'eau

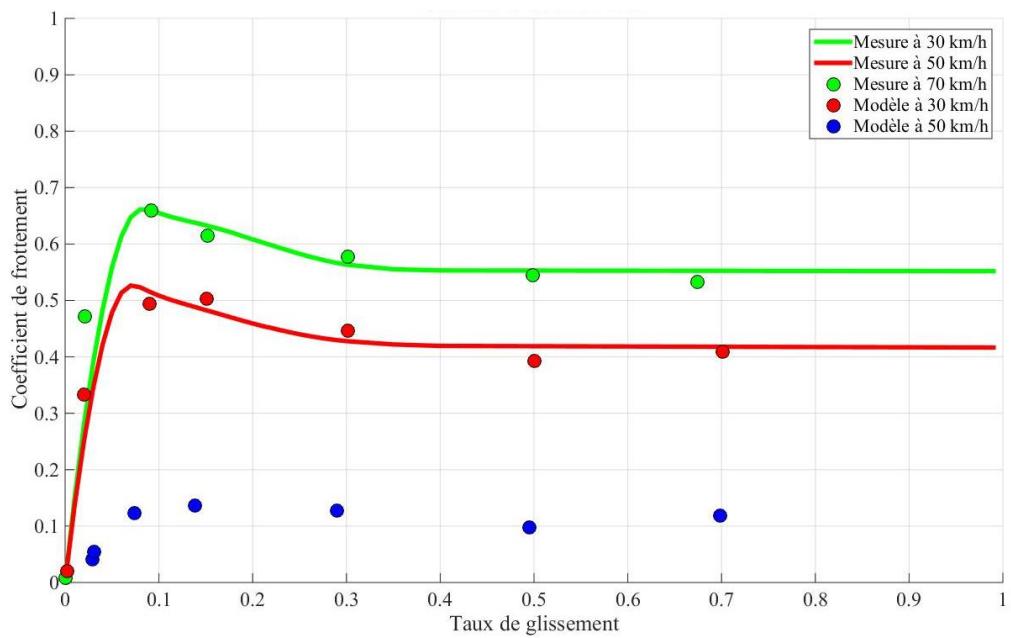


Figure M-2 : Pneumatique AIPCR sur 11 mm d'eau

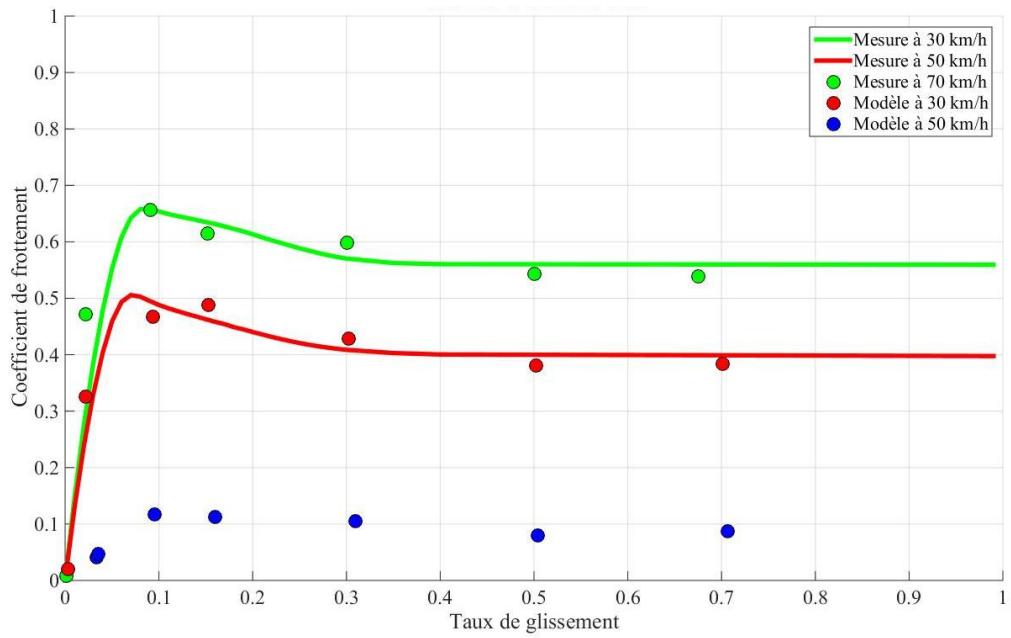


Figure M-3 : Pneumatique AIPCR sur 18 mm d'eau

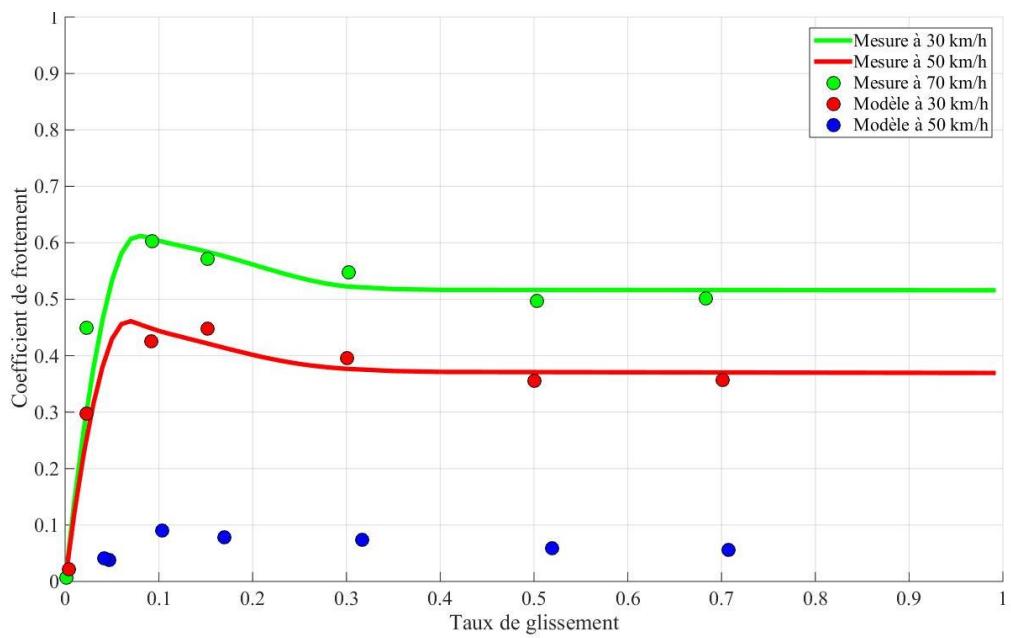


Figure M-4 : Pneumatique AIPCR sur 25 mm d'eau

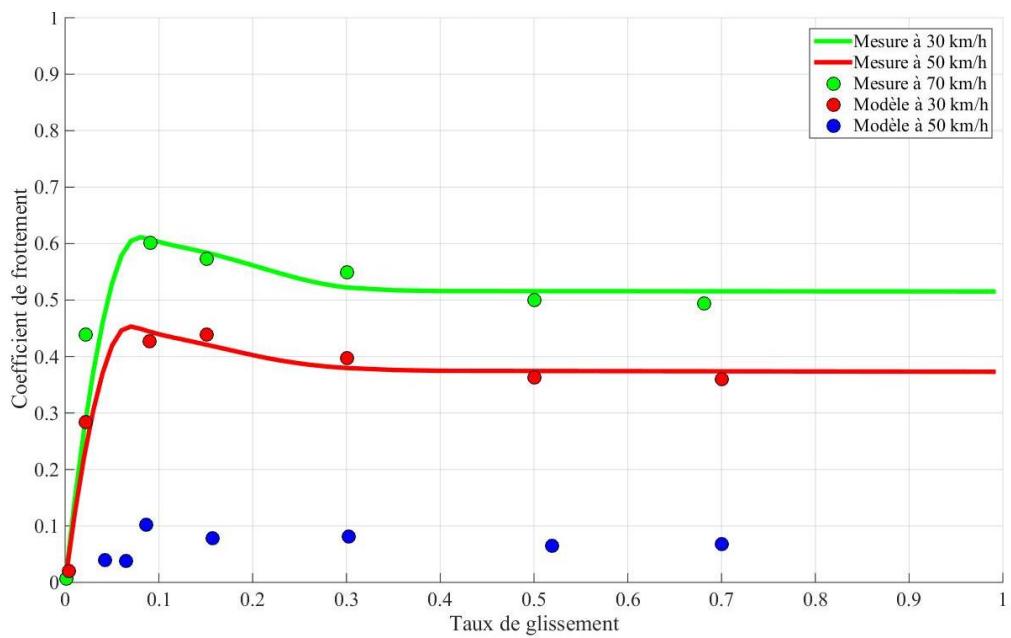


Figure M-5 : Pneumatique AIPCR sur 32 mm d'eau

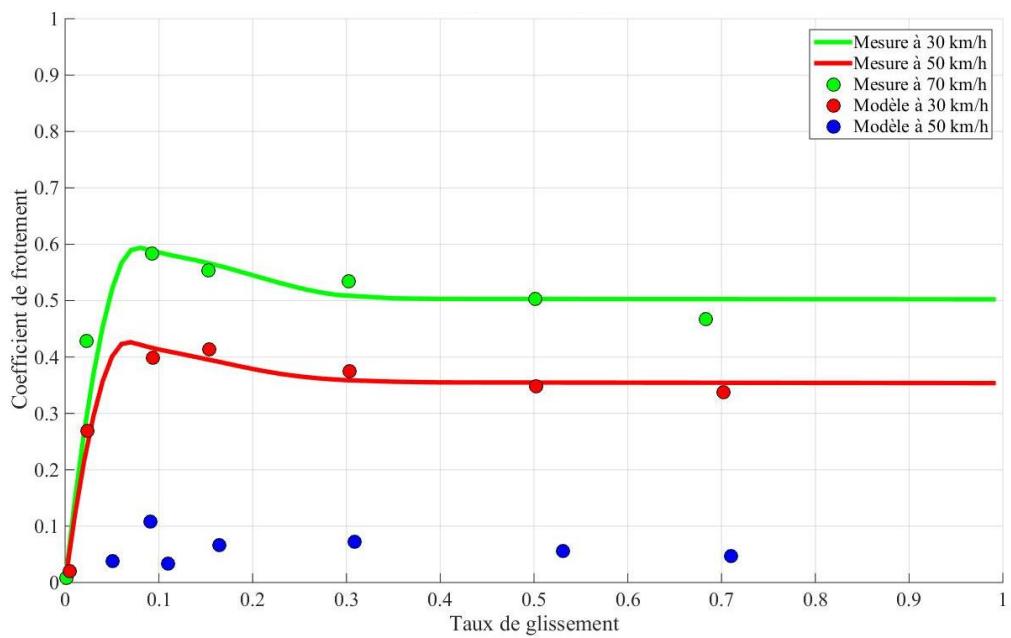


Figure M-6 : Pneumatique AIPCR sur 39 mm d'eau

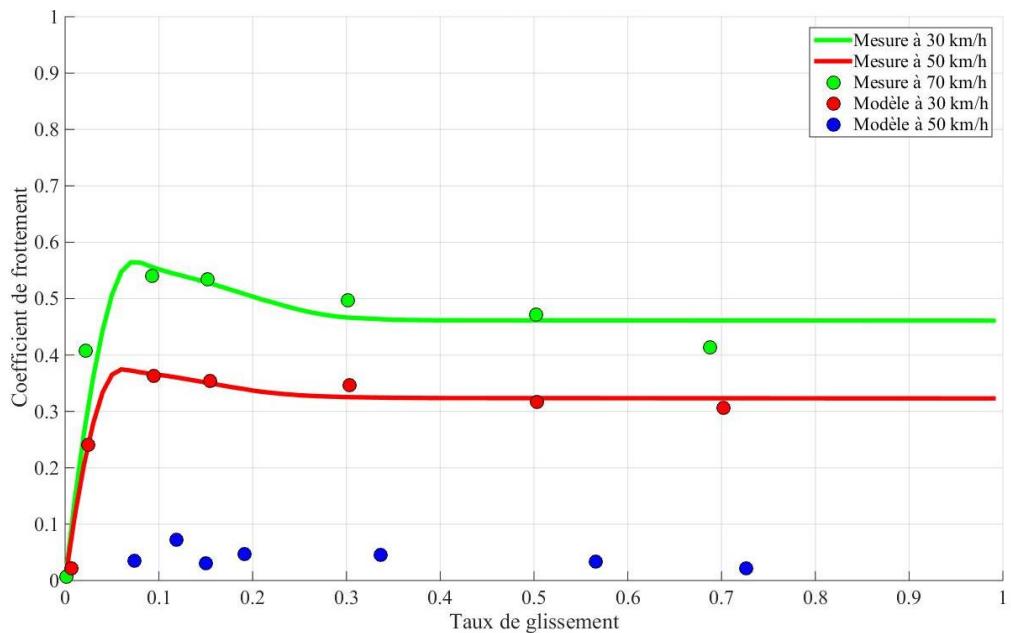


Figure M-7 : Pneumatique AIPCR sur 46 mm d'eau

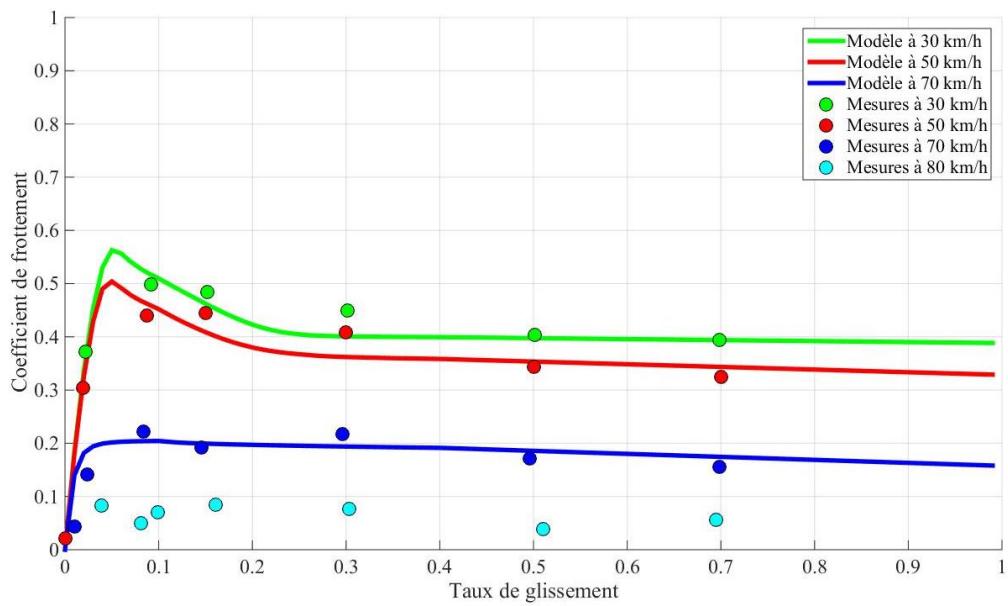


Figure M-8 : Pneumatique « Falcon » sur 4 mm d'eau

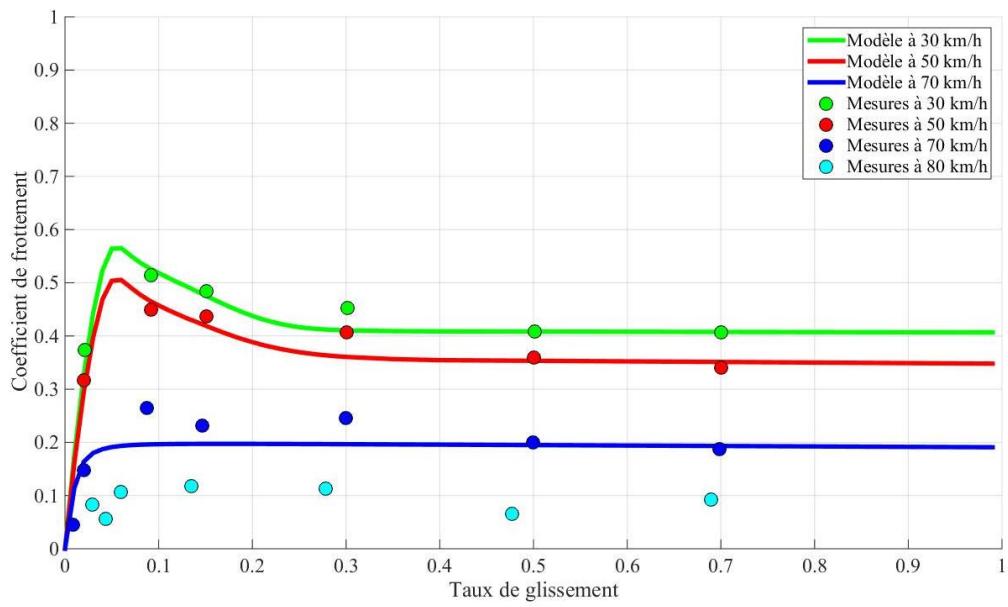


Figure M-9 : Pneumatique « Falcon » sur 11 mm d'eau

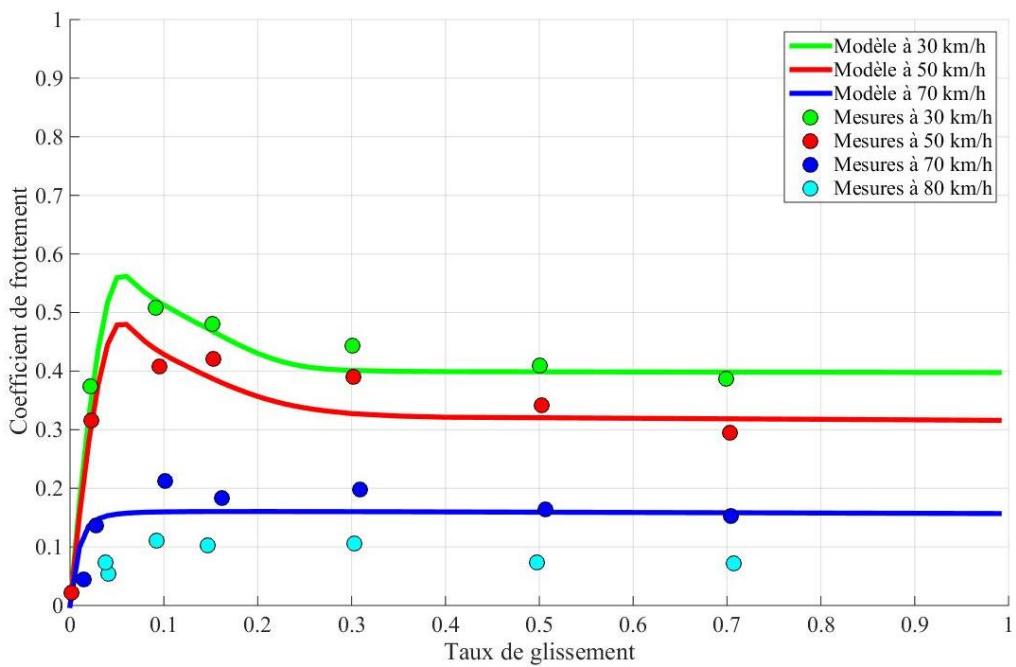


Figure M-10 : Pneumatique « Falcon » sur 18 mm d'eau

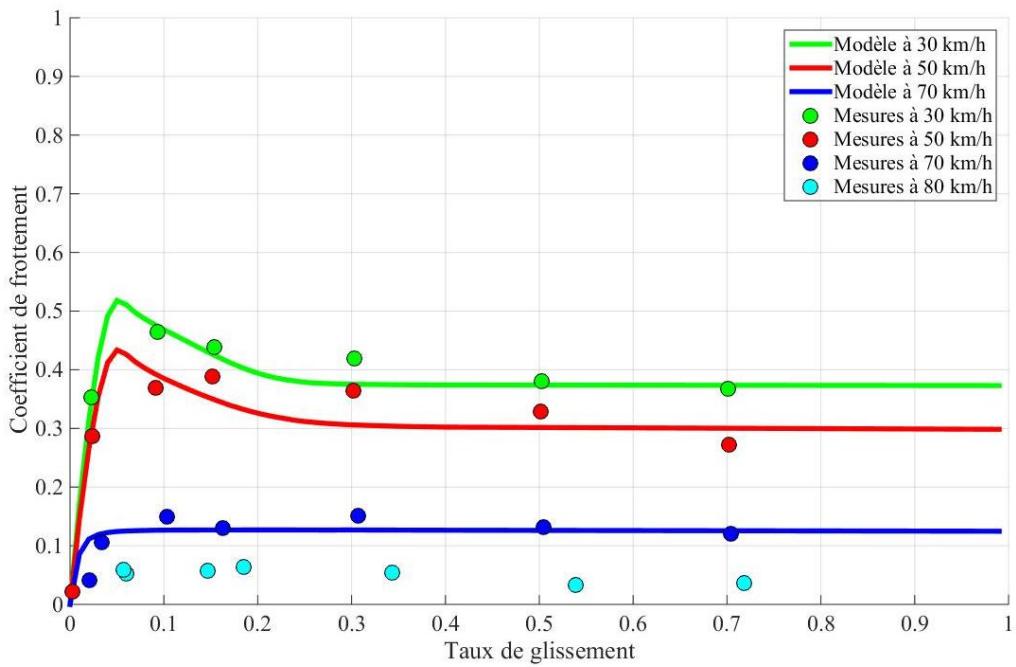


Figure M-11 : Pneumatique « Falcon » 25 mm d'eau

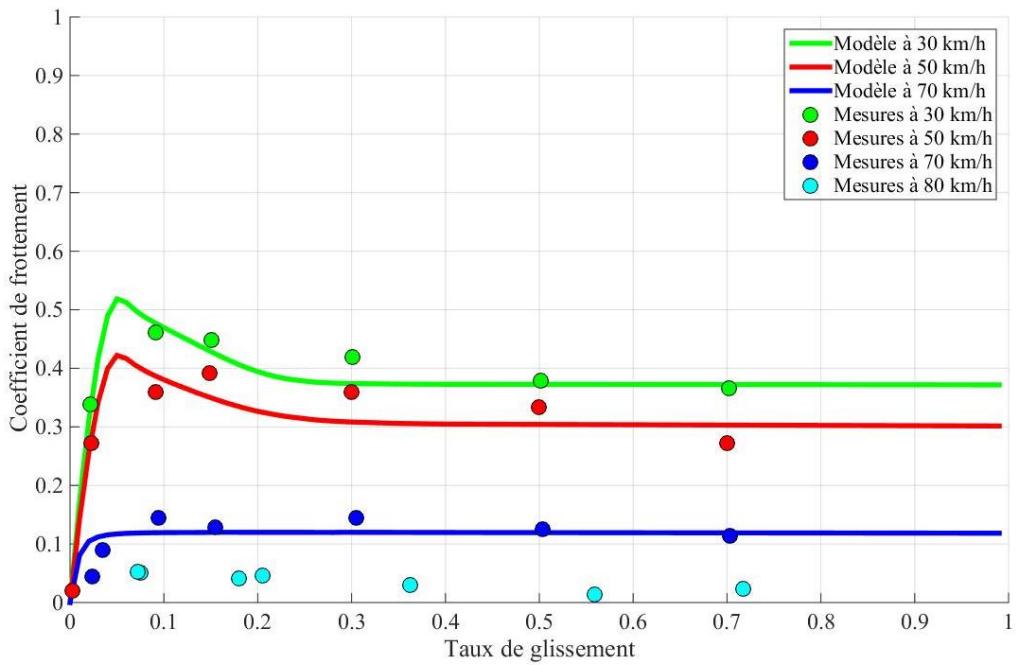


Figure M-12 : Pneumatique « Falcon » sur 32 mm d'eau

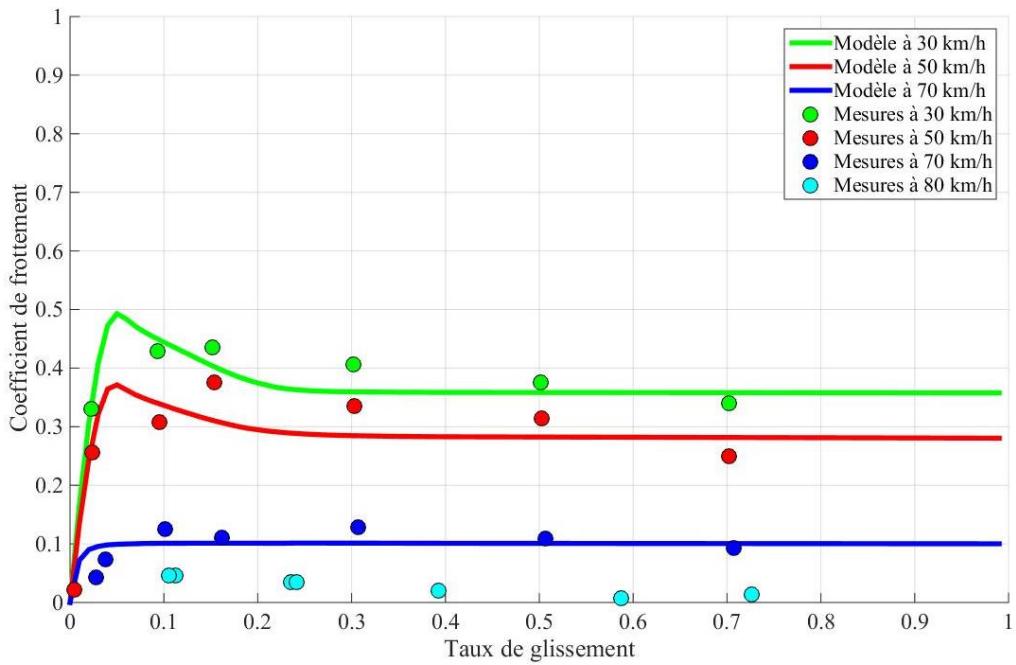


Figure M-13 : Pneumatique « Falcon » sur 39 mm d'eau

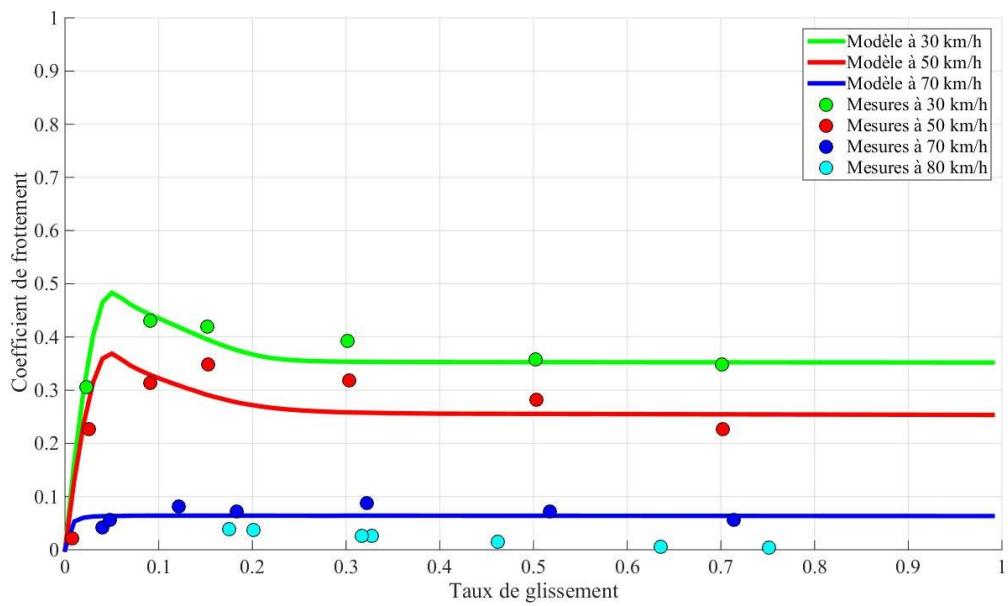


Figure M-14 : Pneumatique « Falcon » sur 46 mm d'eau

Annexe N

Base de données du Joint Winter Runway Friction Measurement Program

La base « Aircraft Data »

La base « Aircraft Data » contient les données relatives aux essais réalisés avec les avions entre 1996 et 2001. Elle comprend les données provenant de 7 avions sur 3 sites différents pour un total de 393 mesures.

Tableau N-1 : Synthèse du contenu de la base de données du Joint Winter Runway friction Measurement Program

Avions	Sites	Années	Nombre de mesures
Falcon 20	North Bay	1996 à 2000	272
FAA B727	North Bay	1997	22
NASA B737	Sawyer Field	1999	8
NASA B757	Sawyer Field	1999	14
Bombardier Dash 8	North Bay	1998	20
Nav Canada Dash 8	North Bay	2001	45
Dornier 328	Munich	2001	12

Cette base de données contient 40 champs qui peuvent être regroupés 5 catégories telles que présentées dans la Figure N-1 :

- La catégorie « signalétique de l'essai » permet d'identifier et de localiser l'essai et contient 7 champs,
- La catégorie « états de surface » décrit l'état de surface de la piste lors de l'essai et contient 5 champs,
- La catégorie « données sur l'avion » permet d'identifier l'avion, sa manœuvre, sa configuration et ses réglages. Elle contient 7 champs,
- La catégorie « paramètres de l'essai » contient les informations relatives aux vitesses d'essai et à la masse de l'avion. Elle contient 6 champs,
- La catégorie « résultats » contient les coefficients mesurés et contient 4 champs.

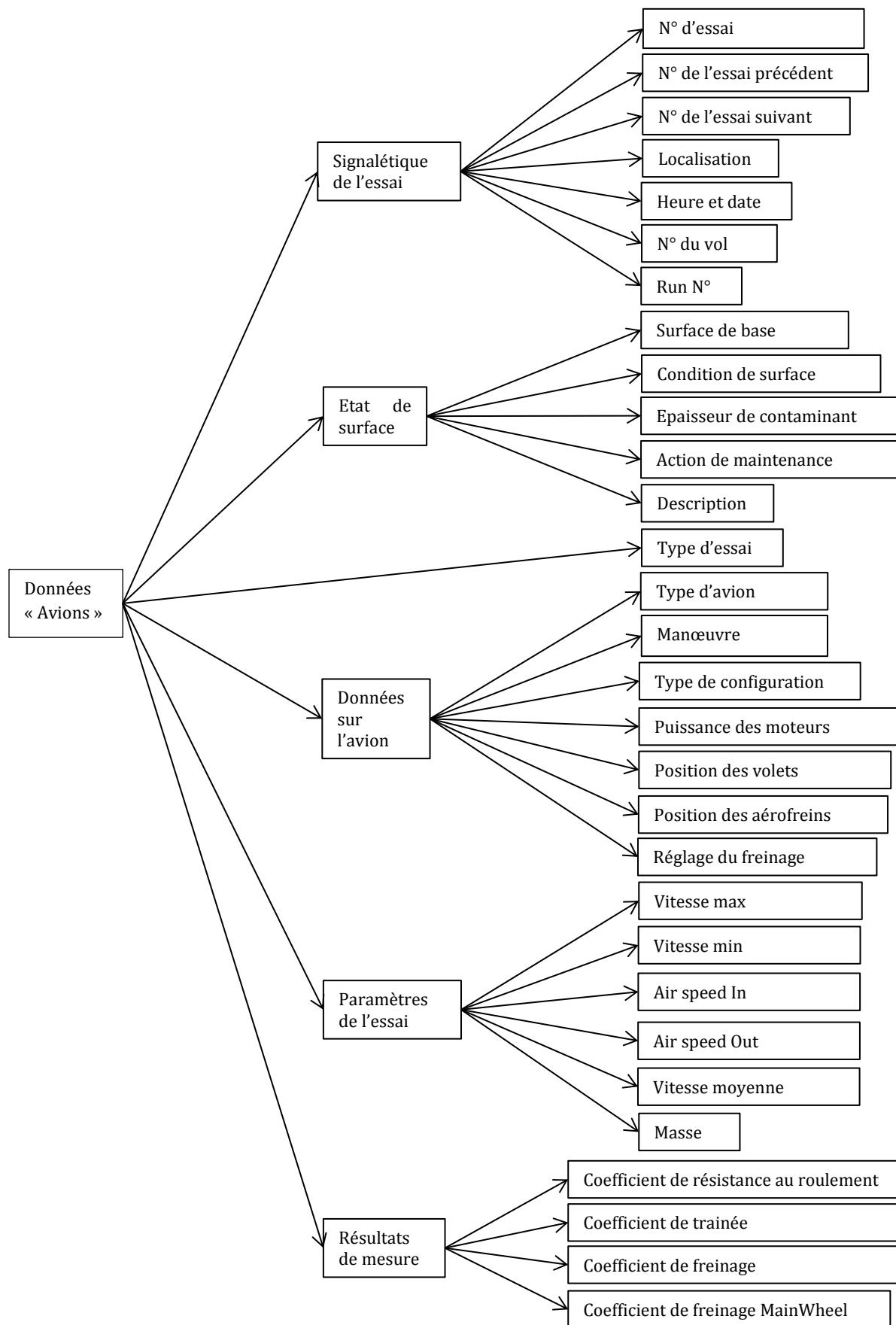


Figure N-1 : Structure de la table « Essais avions »

Les champs surface de base, condition de surface et actions de maintenance ont respectivement 5, 7 et 3 valeurs possibles (cf. Figure N-2) :

Surface de base	Condition de surface	Action de maintenance
Pavement	Dry	None
Compacted snow	Wet	Sand
Ice	Slush	De-icing chemical
Mixed	Mixed	
Rough ice	Light snow	
	Loose snow	
	Loose blown snow	

Figure N-2 : Valeurs possibles des champs surface de base, condition de surface et action de maintenance

La valeur « Pavement » correspond à une chaussée nue, la valeur « Mixte » correspond à une contamination non-uniforme, ou à des conditions changeantes et la valeur « Rough ice » correspond à une glace texturée, scarifiée ou rainurée.

Le champ description décrit avec beaucoup plus de détails l'état de la surface. On trouve dans cette colonne des informations relatives :

- Répartition des différents contaminants (en long, en large)
- Evolution de l'état de la contamination
- Nombre de traitements
- Etc...

Le champ type d'essai a 4 valeurs possibles (cf. Figure N-3) :

Type d'essai
Résistance au roulement
Trainée de contaminant
Coefficient de freinage
Trainée de contaminant et coefficient de freinage

Figure N-3 : Valeurs possibles du champ type d'essai

Les champs type d'avion, manœuvre, configuration, puissance des moteurs, volets et freinage ont respectivement 7, 3, 4, 3, 3, 3 et 3 valeurs possibles (cf. Figure N-4) :

Type d'avion	Manœuvre	Configuration
Falcon 20	Roulage	Décollage
FAA B727	Atterrissage	Décollage continu
NASA B737	Accélération-Arrêt	Décollage interrompu
NASA B757		Atterrissage
Dornier 328 JET		
Nav Canada Dash 8 – Q100		
Bombardier Dash 8 – Q200		
Puissance des moteurs	Position des volets	Position des aérofreins
Idle	15°	In
Discing	40°	Out
Ground idle	Vide : information manquante	Vide : Information manquante
Freinage		
Max		
Aucun		
Vide : Information manquante		

Figure N-4 : Valeurs possibles des champs type d'avion, manœuvre, configuration, puissance des moteurs, position des volets, position des aérofreins et freinage

Note 1 : Les valeurs « Décollage » et « Décollage continue » sont identiques.

Note 2 : La valeur « Idle » signifie une poussée réduite ou moteur au ralenti. « Discing » est un mécanisme propre au Dash 8 qui est similaire à des reverses. « Ground idle » n'est utilisé que pour le Dornier 328 et semble avoir la même signification que « Idle ».

Note 3 : 15° et 40° sont les configurations utilisées pour le Falcon 20. Cette information est manquante pour les autres avions.

Note 4 : Il y a redondance des informations : en effet, une configuration donnée correspond à des réglages donnés des moteurs, des volets et des aérofreins.

Note 5 : La valeur « In » des aérofreins signifie que les aérofreins sont rentrés (décollage et décollage continu). La valeur « Out » signifie que les aérofreins sont sortis (atterrissage et décollage interrompu).

Note 6 : La valeur « Max » du freinage correspond à un freinage sans le système de freinage automatique où le pilote applique les freins au maximum de leur puissance. La valeur « None » correspond aux essais de résistance au roulement et de trainée de contaminant. Aucun essai dans le cadre du JWRFMP n'a été réalisé avec le système de freinage automatique.

Note 7 : Yager [Yager 1988] observe sur le B737 que le freinage manuel conduit à des coefficients de freinage plus élevés d'environ 25 % que le freinage automatique en position

décélération maximale. Cette observation a été faite sur un « slurry seal asphalt » non rainuré et mouillé artificiellement.

Le coefficient de freinage correspond à la force de freinage rapportée à la masse totale de l'avion, et Coefficient de freinage MainWheel correspond à la force de freinage divisée par la masse appliquée sur les trains principaux (environ 90 % de la masse totale de l'avion). Cette information n'est fournie que pour les essais du Falcon 20 en 1996.

Contenu de la table « Ground Vehicle Data »

La table « Ground Vehicle Data » contient les résultats des mesures des appareils de mesure du frottement pour les essais réalisés pendant le JWRFMP. Le Tableau N-2 présente la synthèse des données disponibles pour l'IMAG dans cette base de données pour lesquelles une donnée d'avion est disponible.

Tableau N-2 : Résumé du contenu de la table des essais de corrélations

Années	Site	Dates	Nombre de mesures de l'IMAG
1996	North Bay	7 et 8 mars	11
1997	North Bay	24 au 29 janvier	12
1998	North Bay	28 janvier	2
1999	North Bay	25 au 28 janvier	11
1999	Sawyer Field	2 au 6 février	8
2000	North Bay	18 au 27 janvier	44
2001	North Bay	29 janvier au 1er février 21 au 23 mars	45
2001	Munich	28 février au 1 ^{er} mars	7

Les informations contenues dans cette table peuvent être regroupée en 3 catégories (cf. Figure N-5) :

- La catégorie signalétique de l'essai permet d'identifier et de localiser les essais
- La catégorie états de surface permet de décrire l'état de la surface
- La catégorie machine contient 5 champs relatifs à l'appareil utilisé, sa configuration, la vitesse et le coefficient de frottement sol.

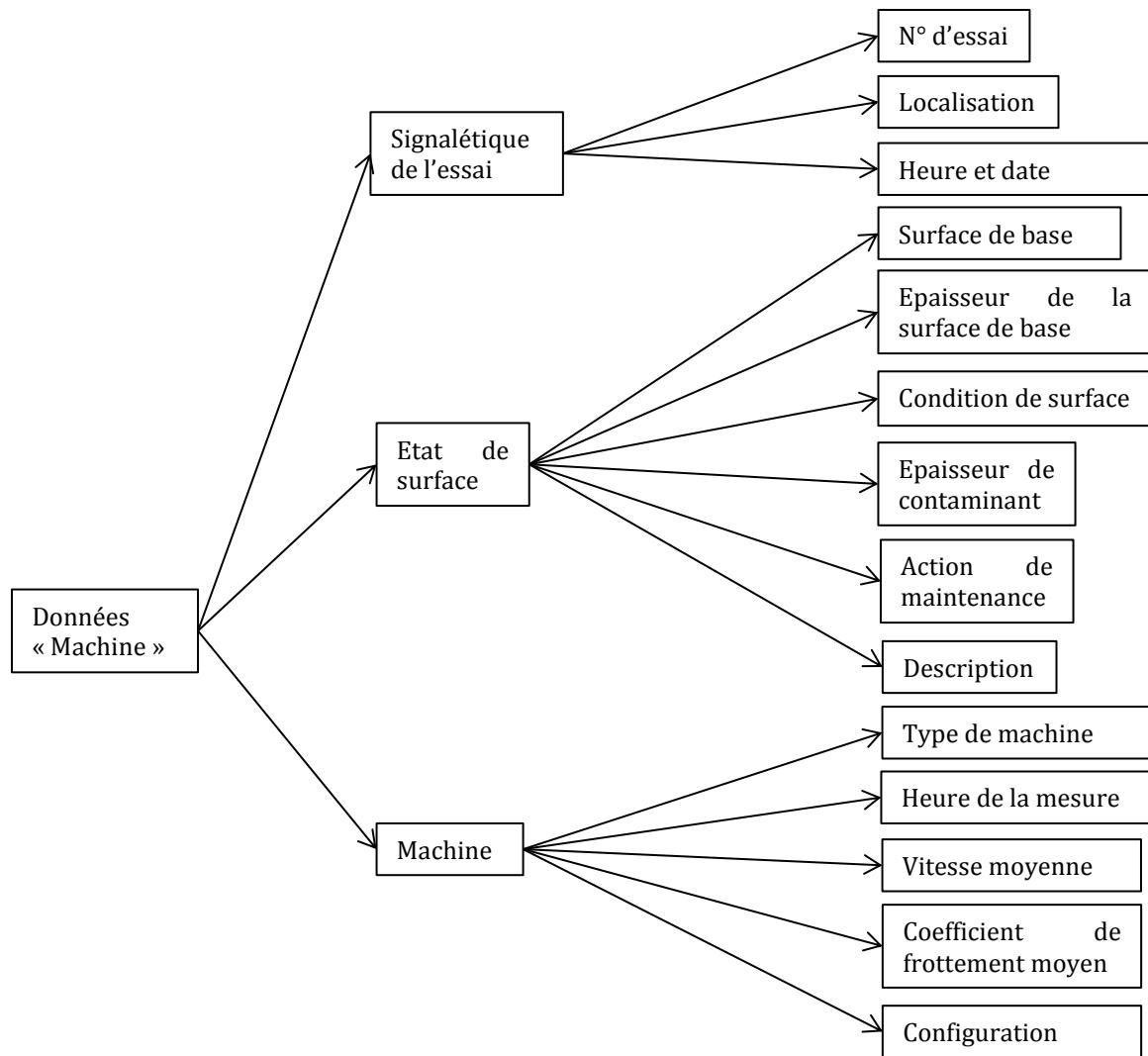


Figure N-5 : Structure de la table « Ground Vehicle Data »

Contenu de la base « Environmental Data »

La base « Environmental Data » peut être représentée en trois catégories (cf. Figure N-6), regroupant les informations relatives à :

- L'identification et la localisation de l'essai,
- L'état de surface,
- La météorologie.

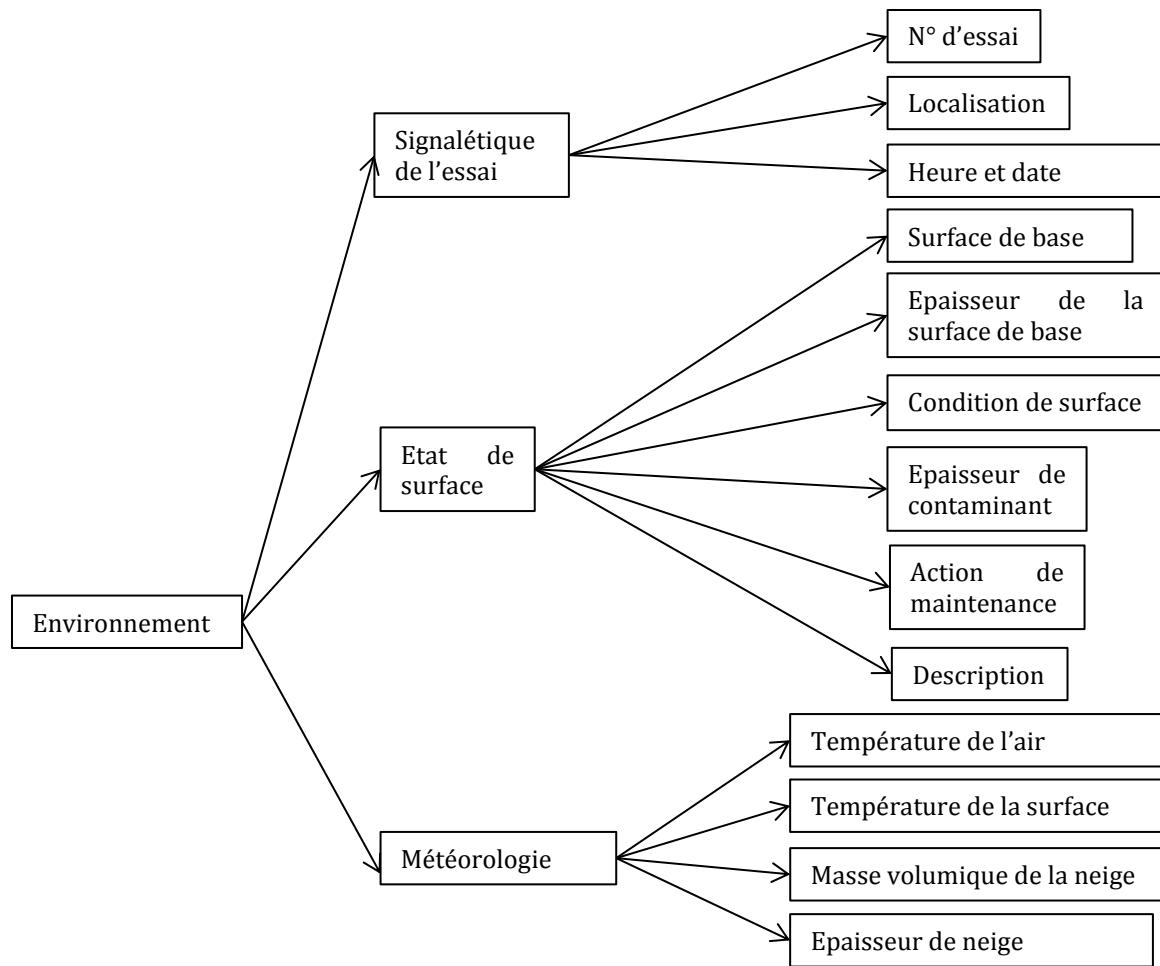


Figure N-6 : Structure de la table environnement

Fusion des tables de données

La base de données du JWRFMP est composée de trois tables distinctes (cf. Figure N-7) :

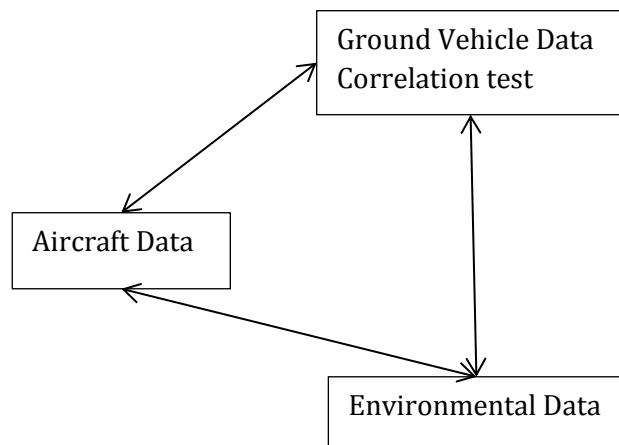


Figure N-7 : Présentation des tables et relations entre les tables

La base de données de travail a été construite en fusionnant les tables « Essais avions », « Essais machines » et « Environnement » sur leur numéro d'essai. Un numéro d'essai correspond à une date, une heure et un site donné. Plusieurs mesures à des vitesses différentes et des configurations différentes des avions ou des machines correspondent à un numéro d'essai.

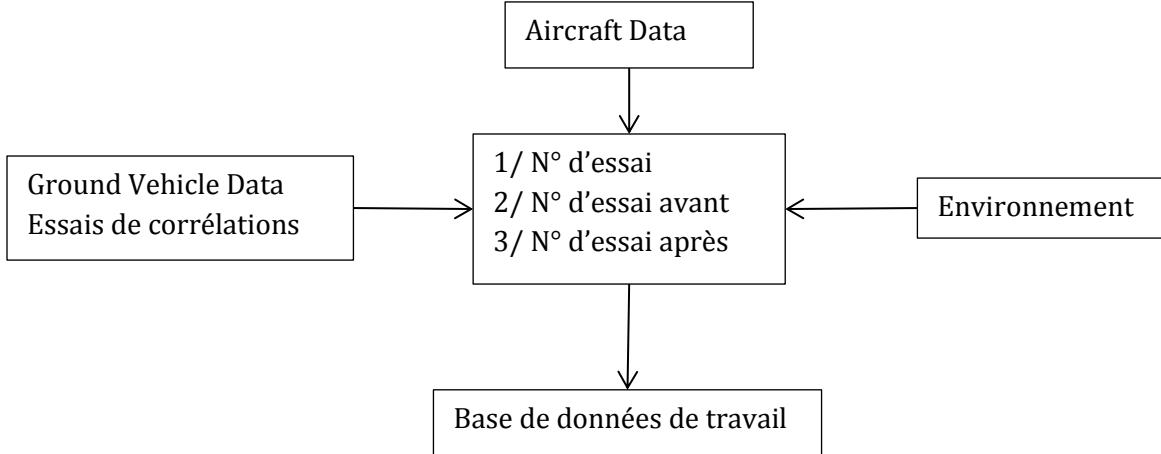


Figure N-8 : Fusion des tables

Les règles suivantes ont donc été appliquées pour la fusion des bases :

- Le coefficient de frottement sol moyen a été calculé pour chaque combinaison Etat de surface/Configuration de la machine/Vitesse d'essai,
- Les moyennes des paramètres météorologiques (température de l'air et de la surface/épaisseur de neige/masse volumique de la neige) ont été calculées pour chaque Etat de surface,
- Les mesures avions ont été dupliquées de façon à associer chaque combinaison Etat de surface/Configuration de machine/Vitesse d'essai à une mesure avion.

Lorsqu'il n'y avait pas de correspondance entre les numéros d'essai, les fusions ont été opérées sur la colonne numéro d'essai précédent ou numéro d'essai suivant de la base « avion », en vérifiant que :

- Les essais aient été réalisés à la même date
- Les essais aient été réalisés sur le même site,
- L'écart entre les heures ne soit pas trop important.

La cohérence entre les états de surface reportés dans chaque base a ensuite été vérifiée.