



# INSA

N°d'ordre NNT : xxx 2017LYSEI033

**THESE de DOCTORAT DE L'UNIVERSITE DE LYON**  
opérée au sein de  
**L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon**

**Ecole Doctorale MEGA ED162**  
**Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique**

**Spécialité de doctorat** : Génie Mécanique

Soutenue publiquement le ~~27/04~~ 2017, par :

**AMINA BACCAR**

Ingénieur électromécanique de l'ENI de Sfax, Tunisie

---

## Étude de la géométrie et de la cinématique du système vis à rouleaux

---

Devant le jury composé de :

Brunetière, Noel, Chargé de Recherche HDR, Université du Poitiers  
Cann, Philippa, Docteur, Imperial College  
Lambert, Jean-Yves, Ingénieur, Elbi  
Bideaux, Eric, Professeur, INSA de Lyon  
Mazuyer, Denis, Professeur, Ecole centrale Lyon  
Lubrecht, Ton, Professeur, INSA de Lyon

Rapporteur  
Rapporteur  
Examineur  
Examineur  
Examineur  
Directeur de thèse







# Remerciements

Cette thèse s'est déroulée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) de l'Institut National des Sciences Appliquées (INSA) de Lyon. Je remercie Messieurs Philippe Boisse, directeur du LaMCoS, et David Dureisseix, ex-directeur du LaMCoS, de m'avoir accueillie.

En premier lieu, je tiens à remercier mon directeur de thèse Pr. Ton Lubrecht, pour la confiance qu'il m'a accordée en acceptant d'encadrer ce travail doctoral, pour son intérêt constant et ses multiples conseils, qui m'a appris rigueur et persévérance et pour toutes les heures qu'il a consacrées à diriger cette recherche. Enfin, j'ai été extrêmement sensible à ses qualités humaines d'écoute et de compréhension tout au long de ce travail doctoral.

Je témoigne toute ma reconnaissance aux membres du jury, notamment à Monsieur Noel Brunetière et Madame Philippa Cann pour avoir accepté d'être rapporteur, ainsi qu'à Monsieur Jean-Yves Lambert, Pr. Eric Bideaux et Pr. Denis Mazuyer d'être examinateur de cette thèse.

Je souhaite également remercier Pr. Eric Bideaux, de laboratoire Ampère pour son accueil dans le laboratoire et sa mise à disposition du Banc d'essai électromécanique. Dans le même axe lié à l'expérimentation, je remercie Monsieur Jérôme Cavoret du LaM-CoS pour son initiation sur les outils expérimentaux que j'ai utilisés dans cette thèse.

Je tiens à remercier les membres du laboratoire pour cette ambiance conviviale et discussions scientifiques ou amicales que nous avons eues. Je remercie plus particulièrement mes collègues de bureau : Hugo, Hafedh, Florian, Ghizlane, Laure, Mathieu, Romain, Florence, Mouhamad, Hanfeng, Eliza, Martin et Lina pour ces années que nous avons partagées studieusement dans la bonne humeur.

A titre personnel, un tendre merci à mon père, mon mari, ma famille, mes amis de Lyon, d'école d'ingénieur et d'enfance qui se reconnaîtront, pour leur soutien et encouragement au cours de ces années.



# Résumé

Ce travail de thèse Cifre, réalisé dans le cadre de la collaboration avec la société Elbi, porte sur la modélisation de la géométrie et de la cinématique du système vis à rouleaux. Ce travail analyse la cinématique et la géométrie du mécanisme de vis à rouleaux satellites (RSM) pour fournir une base fondamentale pour soutenir ses diverses applications. Un modèle 3D du système vis à rouleaux est développé. Un code numérique a été développé en fonction de la géométrie et la cinématique du système de vis à rouleaux. Le champ d'effort et le champ de pression en fonction des défauts de forme et de la géométrie sont obtenus dans ce travail. Ensuite, un modèle 3D du moment de frottement dans le contact entre les surfaces de la vis à rouleaux est développé. La vitesse de glissement et la force de frottement se produisant entre vis/rouleau et entre rouleau/écrou a été calculé conformément à la cinématique, la géométrie et les erreurs de forme. L'efficacité, les pertes par frottement et la durée de vie du mécanisme de la vis à rouleaux en fonction des défauts de forme, de la cinématique et de la géométrie sont obtenues. Ces résultats numériques montrent le rendement important du système de vis à rouleaux en fonction des défauts de forme (autour de 97%). Par ailleurs, une partie expérimentale a été faite sur un banc d'essais électromécanique en collaboration avec le laboratoire Ampère d'Insa de Lyon afin de comparer les résultats expérimentaux avec les résultats théoriques. Ces expériences nous permettent de découvrir plusieurs sources de pertes de frottement dans l'ensemble du banc d'essais, ce qui confirme le faible rendement obtenue expérimentalement (autour de 50 %) pour tout l'ensemble (vérin électromécanique, réducteur). Quelques optimisations ont été effectuées pour améliorer l'efficacité de l'ensemble. Mais il reste difficile de quantifier l'efficacité de système (vis-rouleaux-écrou) expérimentalement. Pour cela, des essais manuels effectués en utilisant le système vis à rouleaux seul confirme les résultats numériques. Une autre partie expérimentale (en utilisant les machines MTM et HFRR) a été faite afin d'obtenir l'influence du lubrifiant sur le coefficient de frottement. Quatre huiles de différentes caractéristiques ont été utilisées. Ces huiles ont été utilisées sur le banc d'essais, mais l'influence du lubrifiant sur le rendement de l'assemblage n'est pas obtenue à cause de la rugosité importante des surfaces de contact du système vis à rouleaux.

Mots clés : vis à rouleaux, frottement, cisaillement, défauts de forme, glissement...

## Abstract

This PhD work, carried out in collaboration with the Elbi company concerns the modeling of the geometry and the kinematics of the roller screw system. This work analyzes the ki-

nematics and the geometry of the planetary roller screw mechanism (RSM) to provide a fundamental basis to support its various applications. A 3D model of the roller screw system is developed. A numerical code has been developed as a function of the geometry and the kinematics of the roller screw system. The force and the contact pressure distribution as a function of form errors and geometry are obtained in this work. Then, a 3D model of the frictional moment was developed. The sliding speed and the frictional force (between screw/roller and roller/nut) was calculated as a function of the kinematics, the geometry and the form error. Efficiency, frictional losses and the lifetime of the roller screw mechanism as a function of the form errors, the kinematics and geometry are obtained. These numerical results show the high efficiency of the roller screw system (around 97 %). Furthermore, experiments were performed on an electromechanical bench in collaboration with the laboratory Ampère of INSA Lyon, to compare these results with theoretical predictions. These experiments reveal several sources of friction losses, which confirms the low efficiency obtained experimentally (around 50 %) for the complete system (electromechanical actuator and gearbox). Some optimizations have been made to improve the efficiency of the assembly. But it remains difficult to quantify the efficiency of the set (screw-roller-nut) experimentally because of the presence of many sources of friction. To attain this goal, manual tests using the single roller screw system confirm the numerical results. Furthermore, another experimental part (using the HFRR and MTM Machines) was carried out to obtain the influence of the lubricant on the friction coefficient. Four oils of different characteristics were used. These four oils were used on the test bench, but the influence of the lubricant on the performance of the system was not obtained due to the high roughness of the contact surfaces of the roller screw system.

Keywords : roller screw mechanism (PRS), friction, shear, form errors, sliding...

# Table des matières

<b>Table des matières</b>	<b>IX</b>
<b>Table des figures</b>	<b>XI</b>
<b>Liste des tableaux</b>	<b>XV</b>
<b>Notation</b>	<b>XVII</b>
<b>Introduction générale</b>	<b>1</b>
<b>1 Étude bibliographique</b>	<b>9</b>
1.1 Introduction . . . . .	10
1.2 Le système de vis-à-billes . . . . .	11
1.2.1 Description /cinématique . . . . .	11
1.2.2 Caractéristiques de la vis à billes . . . . .	12
1.3 Vis à rouleaux satellites . . . . .	12
1.3.1 Description . . . . .	12
1.3.2 Cinématique/ Géométrie . . . . .	13
1.4 Comparaison entre le système vis à billes et le système vis à rouleaux . . . . .	14
1.4.1 Vitesse et accélération . . . . .	15
1.4.2 Pas . . . . .	15
1.4.3 Rigidité et robustesse . . . . .	15
1.5 Théorie de Hertz . . . . .	16
1.6 Frottement . . . . .	18
1.6.1 Loi de Coulomb . . . . .	18
1.7 Lubrification . . . . .	21
1.7.1 Courbe de Stribeck . . . . .	22
1.8 Etat de l’art . . . . .	39
1.9 Conclusion . . . . .	43
<b>2 Étude théorique du système de la vis à rouleaux</b>	<b>45</b>
2.1 Introduction . . . . .	46
2.2 Modélisation . . . . .	46
2.2.1 Modèle tridimensionnel . . . . .	46

---

2.2.2	Modélisation du frottement . . . . .	61
2.3	Modèle global . . . . .	72
2.4	Conclusion . . . . .	74
<b>3</b>	<b>Étude expérimentale du système de la vis à rouleaux</b>	<b>75</b>
3.1	Introduction . . . . .	76
3.2	Résultats numériques . . . . .	76
3.2.1	Distribution de la charge . . . . .	76
3.2.2	Perte de puissance en fonction des défauts de forme . . . . .	81
3.2.3	Aire du contact et distribution de la pression . . . . .	85
3.2.4	La vitesse de glissement en fonction des défauts de forme . . . . .	90
3.3	Résultats expérimentaux . . . . .	92
3.3.1	Description de la machine, protocole expérimental et résultats . . . . .	92
3.3.2	Description de la machine . . . . .	92
3.3.3	Protocole expérimental mis en place . . . . .	93
3.3.4	1 ère partie expérimentale : Résultats initiaux (1 ère vis) . . . . .	96
3.3.5	Résultats expérimentaux après les optimisations (1 ère vis) . . . . .	102
3.3.6	2 ème partie expérimentale : Résultats initiaux . . . . .	109
3.4	Conclusion . . . . .	115
<b>4</b>	<b>Étude expérimentale : influence du lubrifiant sur le coefficient de frottement</b>	<b>117</b>
4.1	Introduction . . . . .	118
4.2	Expérimental . . . . .	118
4.2.1	Lubrifiants . . . . .	118
4.2.2	Matériels . . . . .	121
4.3	Tests et résultats des machines MTM et HFRR . . . . .	127
4.3.1	Lubrifiant Motul 80W90 . . . . .	127
4.3.2	Lubrifiant Total quartz 0W30 . . . . .	132
4.3.3	Lubrifiant Shell Omala 320 . . . . .	137
4.3.4	Lubrifiant Mobil 1 0W20 . . . . .	142
4.4	Tests et résultats de la vis à rouleaux . . . . .	149
4.4.1	Description de la machine . . . . .	149
4.4.2	Résultats . . . . .	150
4.5	Conclusion . . . . .	153
	<b>Conclusion générale</b>	<b>155</b>
	<b>Perspectives</b>	<b>159</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>161</b>

# Table des figures

1	<i>Répartition des émissions de GES en France</i> . . . . .	1
2	<i>Mini excavatrice 100% électrique.</i> . . . . .	4
1.1	<i>Cinématique du système de vis à billes. (ISO 3408-5 :2006)</i> . . . . .	11
1.2	<i>Composants du système vis à rouleaux. (direct industry online)</i> . . . . .	13
1.3	<i>Géométrie des systèmes de la vis à rouleaux et de vis à billes.</i> . . . . .	14
1.4	<i>Théorie de Hertz.</i> . . . . .	17
1.5	<i>Cas de glissement. [http ://www.seigne.free.fr/Cours/Contact.pdf]</i> . . . . .	20
1.6	<i>Cas de non glissement. [http ://www.seigne.free.fr/Cours/Contact.pdf]</i> . . . . .	20
1.7	<i>Cas particulier. [http ://www.seigne.free.fr/Cours/Contact.pdf]</i> . . . . .	21
1.8	<i>Courbe de Stribeck. [STR 02] [BOU 14]</i> . . . . .	22
1.9	<i>Régimes de lubrification, en fonction de <math>\lambda</math> [HUT 92].</i> . . . . .	24
1.10	<i>Machines utilisées</i> . . . . .	25
1.11	<i>Épaisseur de film d'huile en fonction de la vitesse d'entraînement</i> . . . . .	26
1.12	<i>Épaisseur de film d'huile en fonction de la vitesse et du lubrifiant</i> . . . . .	28
1.13	<i>Courbes de frottement en fonction de la vitesse d'entraînement</i> . . . . .	29
1.14	<i>Coefficient de frottement en fonction de la vitesse d'entraînement</i> . . . . .	29
1.15	<i>mesures des coefficients de frottement et d'épaisseur de film d'huile</i> . . . . .	30
1.16	<i>Influence des différents lubrifiant sur le frottement</i> . . . . .	30
1.17	<i>Coefficient de frottement en fonction des additives</i> . . . . .	31
1.18	<i>Coefficient de frottement en fonction des additives</i> . . . . .	32
1.19	<i>Coefficient de frottement et usure en fonction des additives</i> . . . . .	33
1.20	<i>Coefficient de frottement en fonction des additives</i> . . . . .	33
1.21	<i>Coefficient de frottement en fonction des additives</i> . . . . .	34
1.22	<i>Coefficient de frottement en fonction de l'additive zn</i> . . . . .	35
1.23	<i>Coefficient de frottement en fonction de l'additive zn</i> . . . . .	36
1.24	<i>Le frottement en fonction de concentration des additives (AW, EP)</i> . . . . .	37
1.25	<i>Coefficient de frottement en fonction de temps de glissement</i> . . . . .	38
1.26	<i>Rendement du système de vis à rouleaux</i> . . . . .	39
1.27	<i>Étude du système SRS et du système MRS</i> . . . . .	41
1.28	<i>Géométrie du contact entre la vis et le rouleau.[JON 13]</i> . . . . .	42
1.29	<i>Distribution de la contrainte de cisaillement et de la charge</i> . . . . .	42
1.30	<i>Rayon de courbure en fonction de l'angle de contact, côté vis.[JON 13]</i> . . . . .	43

2.1	<i>Modélisation du contact de Hertz non linéaire.</i>	47
2.2	<i>Défauts de fabrication et de montage.</i>	49
2.3	<i>Géométrie et mesures des sommets des filets et les défauts de forme</i>	50
2.4	<i>Mesures des sommets des filets et les défauts de forme, rouleau 2 rodé.</i>	51
2.5	<i>Présentation 1D de la vis à rouleaux</i>	52
2.6	<i>Géométrie du système vis à rouleaux satellites</i>	53
2.7	<i>Présentation 2D du modèle du système de vis à rouleaux</i>	54
2.8	<i>Géométrie du système vis à rouleaux satellites</i>	55
2.9	<i>Profil de la géométrie de contact entre la vis et le rouleau</i>	56
2.10	<i>Coupe 2D de la distribution de la charge</i>	57
2.11	<i>Méthode de Newton Raphson.</i>	60
2.12	<i>Méthode itérative.</i>	62
2.13	<i>Modèle de frottement</i>	63
2.14	<i>Cinématique du contact</i>	65
2.15	<i>Cinématique du contact</i>	66
2.16	<i>Mini Traction Machine (MTM)</i>	68
2.17	<i>Modèle de frottement Théorique/Expérimentale pour les quatre lubrifiants</i>	69
2.18	<i>Modèle statique de frottement</i>	71
2.19	<i>Méthode itérative</i>	73
3.1	<i>Déformation (haut) en fonction des défauts de forme (bas)</i>	77
3.2	<i>Distribution normale des défauts de forme, pour l'intervalle -2 et 2 <math>\mu\text{m}</math>.</i>	78
3.3	<i>Distribution normale des défauts de forme, pour l'intervalle -3 et 3 <math>\mu\text{m}</math>.</i>	79
3.4	<i>Distribution normale des défauts de forme, pour l'intervalle -5 et 5 <math>\mu\text{m}</math>.</i>	80
3.5	<i>Distribution de la charge, -2 et 2 <math>\mu\text{m}</math></i>	81
3.6	<i>Distribution de la charge, -3 et 3 <math>\mu\text{m}</math></i>	81
3.7	<i>Distribution de la charge, -5 et 5 <math>\mu\text{m}</math></i>	82
3.8	<i>Vitesse de rotation pour 12 rouleaux en fonction des défauts de forme.</i>	84
3.9	<i>Perte de puissance en fonction des défauts de forme</i>	85
3.10	<i>Aire de contact en fonction de la charge, sans défauts de forme.</i>	86
3.11	<i>Aire de contact en fonction de la charge, avec défauts de forme.</i>	87
3.12	<i>Distribution de la pression, sans défaut de forme</i>	87
3.13	<i>Distribution de la pression, -2 et 2 <math>\mu\text{m}</math></i>	88
3.14	<i>Distribution de la pression, -3 et 3 <math>\mu\text{m}</math></i>	88
3.15	<i>Distribution de la pression, -5 et 5 <math>\mu\text{m}</math></i>	89
3.16	<i>Coefficient de frottement en fonction de la charge.</i>	90
3.17	<i>Force de frottement et vitesse de glissement local</i>	91
3.18	<i>Schéma représentatif du banc d'essai électromécanique [CHA 15].</i>	92
3.19	<i>Le banc électromécanique. [CHA 15]</i>	93
3.20	<i>Composition de l'ensemble électromécanique.</i>	93
3.21	<i>Cas 1 : Sans moteur et réducteur.</i>	94
3.22	<i>Cas 2 : Avec moteur et réducteur.</i>	95
3.23	<i>Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement</i>	97

3.24	<i>Force de frottement de l'ensemble (la vis à rouleaux et le réducteur)</i>	98
3.25	<i>Force de frottement de l'ensemble (vis-réducteur-moteur)</i>	99
3.26	<i>Mesure de la force de frottement pour la vis à rouleaux seule.</i>	101
3.27	<i>Bagues de guidage du vérin électromécanique.</i>	103
3.28	<i>Force de frottement de l'ensemble (vis à rouleaux et réducteur)</i>	104
3.29	<i>Force de frottement après les modifications</i>	105
3.30	<i>Force de frottement à 10 kN de charge</i>	107
3.31	<i>Force de frottement de l'ensemble avant et après les modifications</i>	108
3.32	<i>Force de frottement de l'ensemble avant les modifications</i>	110
3.33	<i>Force de frottement de l'ensemble avec l'optimisation du réducteur seul</i>	111
3.34	<i>Force de frottement de l'ensemble après les modifications</i>	112
3.35	<i>Différence de frottement à -250 et 250 rad/sec en fonction de la charge</i>	113
3.36	<i>Force de frottement de l'ensemble avant et après les modifications</i>	114
4.1	<i>Caractéristiques du lubrifiant : Shell Omala 320</i>	119
4.2	<i>sl Caractéristiques du lubrifiant : Motul 80W90</i>	120
4.3	<i>Caractéristiques du lubrifiant : Mobil 1 0W20</i>	120
4.4	<i>Caractéristiques du lubrifiant : Total 0W30</i>	121
4.5	<i>La machine MTM (Mini Traction Machine)</i>	122
4.6	<i>La rugosité mesurée pour un disque lisse avant et après les tests.</i>	124
4.7	<i>La rugosité mesurée pour un disque rugueux avant et après les tests.</i>	124
4.8	<i>La machine HFRR (High-Frequency-Reciprocating-Rig)</i>	126
4.9	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Motul 80W90.</i>	128
4.10	<i>Courbe de frottement, Motul 80W90, machine (HFRR)</i>	129
4.11	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Motul 80W90.</i>	131
4.12	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Total Quartz 0W30.</i>	133
4.13	<i>Courbes de frottement, Total 0W30, machine HFRR</i>	134
4.14	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Total Quartz 0W30.</i>	136
4.15	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Shell Omala 320.</i>	138
4.16	<i>Courbe de frottement, Shell Omala 320, machine HFRR</i>	139
4.17	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Shell Omala 320.</i>	141
4.18	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Mobil 1 0W20.</i>	143
4.19	<i>Courbes de frottement, Mobil 1 0W20, machine HFRR</i>	144
4.20	<i>Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Mobil 1 0W20.</i>	146
4.21	<i>Frottement maximal en fonction du lubrifiant et du température</i>	148
4.22	<i>Le banc électromécanique [CHA 15].</i>	149
4.23	<i>Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement, W=0 kN.</i>	151
4.24	<i>Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement, W=10 KN.</i>	152
4.25	<i>Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement, W=35 KN.</i>	152



# Liste des tableaux

2.1	Paramètres d'entrées de la MTM . . . . .	68
2.2	Paramètres du modèle de frottement . . . . .	70
3.1	Robustesse du code en fonction du nombre de contacts . . . . .	78
3.2	Caractéristiques des simulations . . . . .	79
3.3	Caractéristiques des simulations . . . . .	83
3.4	Pertes par frottement en fonction de la charge avant l'optimisation . . . . .	99
3.5	Le coefficient de frottement en fonction de la cinématique et du lubrifiant . . . . .	102
3.6	Pertes par frottement en fonction de la charge après l'optimisation . . . . .	105
4.1	Caractéristiques des lubrifiants . . . . .	121
4.2	Gamme des paramètres des tests . . . . .	123
4.3	Spécifications techniques (HFRR) . . . . .	126



## Notation

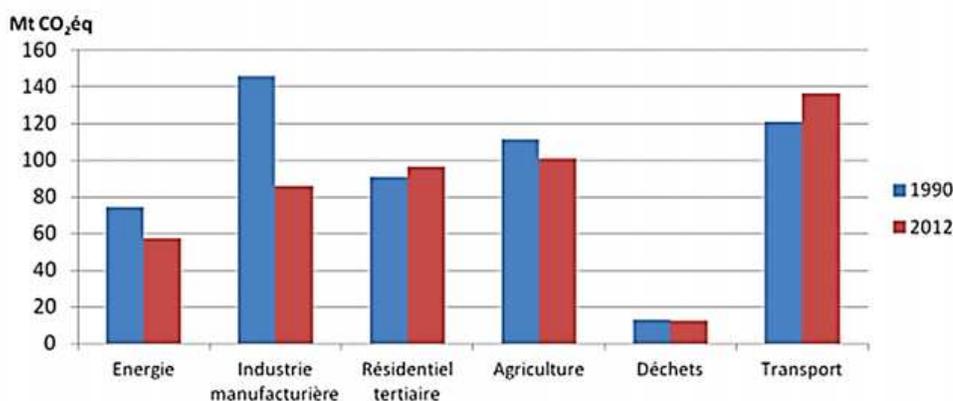
$a$	rayon de contact Hertzien [m]
$C_r$	couple de freinage [N.m]
$d_v$	distance entre le centre de la vis et le point de contact [m]
$d_r$	distance entre le centre du rouleau et le point de contact [m]
$E', E^*$	module d'Young équivalent [Pa]
$E_1$	module d'Young du corps 1 [Pa]
$E_2$	module d'Young du corps 2 [Pa]
$e$	défaut de forme pour chaque contact [ $\mu m$ ]
$F$	charge normale [N]
$F_f$	force de frottement moyenne [N]
$F_v$	charge moyenne pour chaque contact coté vis [N]
$F_r$	charge moyenne pour chaque contact coté rouleau [N]
$F_{ps}, F_c$	force de freinage de porte-satellite [N]
$F_{v-r}$	force de frottement, contact rouleau-vis [N]
$F_{r-e}$	force de frottement, contact rouleau-écrou [N]
$f_d$	coefficient de frottement dynamique [.]
$f_s$	coefficient de frottement statique [.]
$h$	épaisseur de film d'huile [m]
$K$	nombre d'itérations [.]
$k$	raideur de ressort [N/m]
$m$	nombre de rouleaux [.]
$n$	nombre de contacts [.]
$P_h$	pression d'Hertz maximale [Pa]
$R$	rayon équivalent [m]
$R_e$	rayon nominale de l'écrou [m]
$R_r$	rayon nominale de la vis [m]
$R_v$	rayon nominale du rouleau [m]

$SRR$	Slide to Roll Ratio [.]
$T$	température [ $^{\circ}C$ ]
$T_F$	température [ $^{\circ}C$ ]
$U_{ey}, U_{ez}$	projections des vitesse linéaires coté écrou, contact rouleau-écrou, suivant les axes $\vec{y}$ et $\vec{z}$ , [rad/s]
$U_{ry}, U_{rz}$	projections des vitesse linéaires coté rouleau, contact rouleau-écrou, suivant les axes $\vec{y}$ et $\vec{z}$ , [rad/s]
$u_r(chap4)$	vitesse de rotation moyenne entre le disque et la bille [m/s]
$V_v$	vitesse de rotation de la vis [rad/s]
$V_{ps}$	vitesse de rotation du porte-satellite [rad/s]
$V_r$	vitesse de rotation du rouleau [rad/s]
$vv_y, vv_z$	projections des vitesse linéaires coté vis, contact vis-rouleau, suivant les axes $\vec{y}$ et $\vec{z}$ , [rad/s]
$vry, vrz$	projections des vitesse linéaires coté rouleau, contact vis-rouleau, suivant les axes $\vec{y}$ et $\vec{z}$ , [rad/s]
$v_g$	vitesse de glissement [m/s]
$W, w$	charge appliquée sur la vis [N]
$X_0$	vecteur de solutions initial imposé [.]
$X_k$	vecteur de solutions final [.]
$\alpha$	angle de contact [ $^{\circ}$ ]
$\beta$	angle entre les rouleaux [ $^{\circ}$ ]
$\varepsilon_1$	critère d'arrêt, résidu [.]
$\varepsilon_2$	critère d'arrêt, résidu [.]
$\delta_x$	déformation élastique suivant l'axe x [ $\mu m$ ]
$\Delta_y$	déformation élastique suivant l'axe y [ $\mu m$ ]
$\Delta_z$	déformation élastique suivant l'axe z [ $\mu m$ ]
$\Theta_v$	angle de rotation de la vis autour de l'axe y [ $^{\circ}$ ]
$\Theta_r$	angle de rotation du rouleau autour de l'axe y [ $^{\circ}$ ]
$\lambda$	angle d'hélice [ $^{\circ}$ ]
$\lambda(chap4)$	le rapport de l'épaisseur de film d'huile par la rugosité équivalente [.]
$\nu_1$	coefficient de Poisson du corps 1 [.]
$\nu_2$	coefficient de Poisson du corps 2 [.]
$\sigma$	rugosité équivalente [m]
$\sigma_b$	rugosité de la bille [m]
$\sigma_d$	rugosité du disque [m]
$\tau_{max}$	contrainte de cisaillement maximale [Pa]
$\phi_v$	angle de rotation de la vis autour de l'axe z [ $^{\circ}$ ]
$\phi_r$	angle de rotation de la vis autour de l'axe z [ $^{\circ}$ ]
$\eta$	la viscosité dynamique du lubrifiant [Pa·s]

# Introduction générale

Les phénomènes liés à la mondialisation ont conduit l'être humain à circuler et à échanger des biens à travers le monde. Le secteur de transport et les multiples modes de transport sont des sujets de recherche et d'étude depuis des dizaines d'années.

Désormais, l'efficacité des modes de transport devient un enjeu majeur pour l'économie mondiale. En revanche, ces déplacements ont une influence majeure sur l'équilibre environnemental de la planète. D'après le CITEPA (Centre Interprofessionnel Technique d'études de la Pollution Atmosphérique) et le ministère de l'Ecologie et le Développement Durable et de l'Energie, en France, environ de 25% des émissions de Gaz à Effet de Serre sont à cause de secteur des transports en 2008, répartie de la façon suivante : 71,3% par le transport routier, 15,3% dans le transport maritime et fluvial, 12,8% dans le transport aérien et 0,7% dans le ferroviaire. En revanche, concernant la période entre les années 1990 et 2012, la quantité d'émissions de GES a augmenté en France dans quelques secteurs surtout le secteur des transports et il a eu des stabilisations et des diminutions de l'émission de GES dans des autres secteurs. (voir figure 1)



**FIGURE 1:** Répartition des émissions de GES en France par secteur d'activité pour 1990 et 2012.

Les GES représentent tous les composants chimiques qui contribuent à la

création d'un effet de serre en absorbant le rayonnement infrarouge. Les principaux gaz à effet de serre existants à l'état naturel dans l'atmosphère sont la vapeur d'eau ( $H_2O$ ), le dioxyde de carbone ( $CO_2$ ), le méthane ( $CH_4$ ), le protoxyde d'azote ( $N_2O$ ) ou encore l'ozone ( $O_3$ ). L'industrialisation, la consommation d'énergie fossile et l'utilisation de nouveaux composés chimiques tels que les hydrocarbures halogénés (Fréon, CFC,  $CF_4$ ) présent notamment dans les solvants et les appareils frigorifiques ont accéléré de façon substantielle effet de serre ces dernières décennies.

Ces émissions de GES ont augmentées dans le monde entier, spécialement les émissions de  $CO_2$ . Par exemple, la quantité de  $CO_2$  produite par habitant en Chine a doublé passant de 2 000 kg à plus de 4 500 kg/hab/an selon l'IEA (International Energy Agency). Ces augmentations sont dues au fabrication et l'utilisation des engins mobiles routiers et non routiers et NRMM (Non Road Mobile Machinery).

D'après [FRE 10], près de 26 milliards de litres de carburant sont consommés chaque année par les 2 millions d'engins de construction en fonctionnement aux États-Unis, ce qui a engendré le rejet de plus de 75 millions de tonnes de dioxyde de carbone ( $CO_2$ ) dans l'atmosphère.

Afin de minimiser les émissions de GES dans le monde, des organismes implantés aux États-Unis (Environmental Protection Agency) depuis 1996, en Europe (Commission Européenne) et au Japon ont établi de nouvelles législations concernant les émissions de polluants pour les moteurs de véhicules non routiers. Ces normes ont pour objectif de diminuer les taux de particules nocives et de GES émis par les moteurs diesel à usage non routiers à l'horizon 2015. De la même manière que les normes Euro pour les véhicules routiers, des paliers intermédiaires ont été instaurés afin d'atteindre les objectifs progressivement. Plusieurs méthodes ont été suivies afin de diminuer l'émission de GES, la première concerne l'amélioration des techniques de traitement des gaz d'échappement (comme les pots catalytiques ou catalyseurs développés par General Motors dans les années 70), la seconde méthode est basée sur la technique de recirculation des gaz d'échappement (EGR ou Exhaust Gas Recirculation) dans laquelle une partie des gaz d'échappement (5 à 35%) est réinjectée dans la chambre de combustion, la dernière technologie est appelée réduction catalytique sélective (une solution à base d'urée est ajouté dans le carburant pour transformer les particules de NOx en azote et en vapeur d'eau).

Par contre, tous ces sophistications de ces moteurs augmentent sensiblement leurs coûts d'acquisition et de maintenance Par ailleurs, une autre solution permet d'éliminer complètement le rejet de GES, c'est de fabriquer des véhicules 100% électriques basées sur des actionneurs électromécaniques au lieu des actionneurs hydrauliques. Cette transition est pleinement opérationnelle pour des véhicules légères en 2017 avec des véhicules hybrides voir 100 % électriques proposés par certaines marques. Ces recherches et ces améliorations concernent le domaine des véhicules de chantiers aussi. Dans ce cas, il faut choisir la source d'énergie primaire, le système d'alimentation ou générateur

de puissance qui va fournir l'énergie (pile à combustible, réservoir d'hydrogène...) et le système d'actionnement.

Cette technologie de diminution de l'émissions de GES laisse à présager dans le futur la création de zones « zéros émissions ». Ce sujet, relativement vaste, concerne une classe de systèmes importante, dont les engins de chantier. On vise dans ce projet le cas des engins de terrassements (les excavatrices) : qui sont souvent utilisés en ville.

C'est dans ce contexte évolutif que le projet ELEXC (ELECTrical EXCavator) a été lancé début 2012. Il a été porté par Volvo Construction Equipment Belley (VCE), en collaboration avec quatre PME (Elbi, EFS, Prollion et SymbioFCCell) et un groupe international (Bonfiglioli), et labellisé par les pôles de compétitivité ViaMéca et Tenerrdis. Ce projet a pour but de tester la faisabilité d'une architecture spécifique d'excavatrice compact tout électrique. Celle-ci sera basée sur une source d'énergie électrique-hydrogène, et remplacera le système d'actionnement hydraulique classique par une association d'actionneurs électromécaniques (EMA, basée sur les systèmes vis à rouleaux satellites).

L'objectif de ce projet est d'obtenir un système résultant avec zéro émission de GES et une efficacité énergétique accrue tout en conservant les performances de l'excavatrice standard (l'excavatrice hydraulique). Le projet a abouti mi 2015 à un prototype fonctionnel validant en grande partie ces hypothèses. De plus, celui-ci permet une réduction claire des émissions sonores, induisant un avantage compétitif non-négligeable dans la réalisation de travaux nocturnes ou en zones habitées. Le dispositif développé dans le cadre du projet ELEXC est illustré sur la figure 2.

Différents travaux de recherche ont été nécessaires pour ce projet, l'étude détaillée du fonctionnement du système complet incluant celui de fourniture d'énergie, la mise en place d'améliorations de commande destinées à augmenter ses performances en collaboration avec le laboratoire Ampère d'INSA de Lyon, et l'amélioration de la performance du système d'actionnement en collaboration avec le laboratoire LAMCOS.

Dans ce but, trois thèses ont été lancées. La première, soutenue par M. Chauvin en 2015 ([CHA 15]), est basée principalement sur le système de fourniture d'énergie, sur le dimensionnement du système global et sur sa gestion d'énergie. La deuxième, soutenue par M. Gendrin en 2015 ([GEN 15]), s'est focalisée sur la topologie spécifique d'EMA utilisée sur la pelle et sur sa commande. La troisième, dont les travaux sont présentés dans ce manuscrit, s'est concentrée sur l'amélioration de l'efficacité des actionneurs basés sur le système vis à rouleaux satellites.

L'amélioration des performances des véhicules 100% électrique nécessite de concevoir de façon optimale le système étudié. Le choix de l'architecture, de la technologie et du dimensionnement des composants et l'étude des actionneurs sont des



**FIGURE 2:** Mini excavatrice 100% électrique.

paramètres essentiels afin de déterminer la stratégie de gestion d'énergie optimale à partir d'un cahier des charges.

Afin de remplacer la source d'énergie hydraulique utilisée dans les excavatrices conventionnelles par une source d'énergie électrique, une pile à combustible avec la méthode de stockage d'énergie par batterie lithium  $LiFePO_4$  a été utilisé.

La technologie  $LiFePO_4$  (ou LFP) qui a été retenue dans le projet ELEXC a été introduite sur le marché il y a une dizaine d'années. Inventée par John Goodenough de l'Université du Texas en 1996, la cathode est constituée de phosphate de fer lithié à la différence des autres technologies au lithium. La tension nominale d'une cellule est d'environ 3,3 V. Les avantages de cette technologie par rapport aux autres batteries lithium est qu'elle emploie des matériaux plus courants et donc moins onéreux. Ces batteries ont de meilleures performances en terme de nombre de cycles de charge/décharge par rapport aux autres technologies. De plus, sa remarquable stabilité même à haute température la prédestine à des applications embarquées ([KHA 10]).

C'est pourquoi cette technologie a été retenue dans le projet ELEXC. Par contre, la densité énergétique spécifique du gazole est de l'ordre de 48,1 MJ/kg, alors que la densité spécifique énergétique d'une batterie de lithium est beaucoup plus faible (entre 0,54 et 0,72 MJ/kg), ce qui génère une augmentation de la masse et du volume de la mini excavatrice afin d'atteindre une autonomie de fonctionnement de 8 heures par jour. Par ailleurs, le caractère majeur de ces machines de terrassement est leur compacité qui leur permet d'évoluer dans des environnements étroits. Donc face à ce problème, il faut

créer une efficacité énergétique très élevée surtout parce que la mini excavatrice est une machine multi-actionneurs pour lesquelles les tâches à réaliser nécessitent une utilisation simultanée de plusieurs actionneurs.

En plus, ces actionneurs seront amenés à fonctionner dans des conditions relativement sévères, avec des cycles de travail induisant des pics de puissance importants et des impacts avec des environnements raides. Donc l'efficacité et la durabilité du système d'actionnement, dans ce cas applicatif précis, pose donc à juste titre question. Les raisons avancées dans ces derniers paragraphes s'additionnent à l'importance d'améliorer l'efficacité des actionneurs utilisés dans cette machine 100 % électrique, donc il faut minimiser les pertes par frottement dans le système vis à rouleaux.

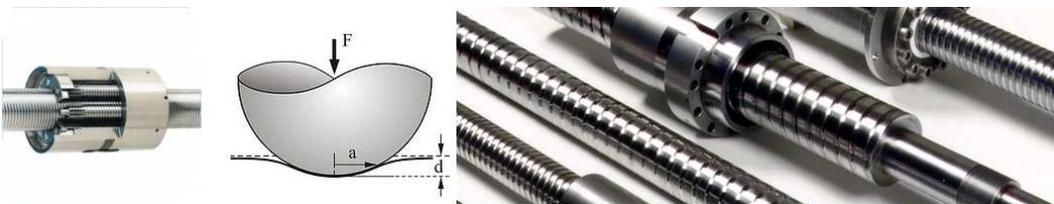
L'amélioration de la performance du système de la vis à rouleaux nécessite d'étudier la géométrie et la cinématique du système. Cette performance est déterminée par la qualité des contacts concentrés dites hertiens.

L'objectif de cette thèse est de trouver la relation entre la micro géométrie et la précision d'usinage des surfaces en contact et les performances mécaniques et tribologiques de l'ensemble de vis à rouleaux.

Pour les roulements et les engrenages, ces relations ont déjà été établies depuis des années. Par contre, le nombre de points de contact dans un roulement ou dans un train d'engrenages, dépasse rarement la dizaine. L'étude de ces système mécaniques est rendu possible grâce à l'absence d'une géométrie et d'une cinématique complexe. Dans un système de vis à rouleaux, le nombre de contacts peut atteindre plusieurs centaines. Même si la mécanique du contact et de la lubrification (ElastoHydroDynamique) de chaque contact est connue, le nombre important de contacts dans une vis à rouleaux, rend les taches décrites ci-dessus compliquées. La résolution d'un système d'équations non linéaires de taille très importante est obligatoire pour l'étude de la cinématique du système de vis à rouleaux.

Ces performances sont à prévoir en termes de précision de positionnement sous différentes charges, frottements sous différentes charges et durée de vie.

L'objectif de ce mémoire est d'étudier la géométrie et la cinématique complexe du système de vis à rouleaux afin d'en améliorer le rendement.



Dans la littérature, on trouve quelques études qui ont été menées afin de modéliser le comportement mécanique du système de vis à rouleaux. Ces travaux restent généraux et ne s'intéressent pas aux phénomènes locaux qui se produisent au niveau du contact entre les filets et les défauts de fabrication et d'usinage.

Un code numérique a été développé en fonction de la géométrie et la cinématique du système de vis à rouleaux. Les données de sortie sont le champ pression pour chaque contact, la déformation de surface, l'aire du contact à l'état d'équilibre. Ensuite, deux parties expérimentales ont été réalisées afin d'obtenir l'influence du choix du lubrifiant sur les pertes par frottement du système de vis à rouleaux ainsi que pour quantifier son rendement.

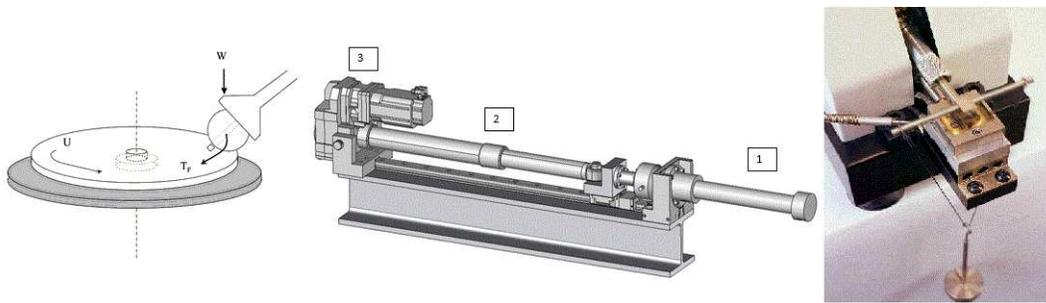
Ce mémoire se décompose en quatre chapitres. Le premier est une étude bibliographique donnant les outils de compréhension pour cette thèse, une description de différents systèmes de transmission de mouvement, principalement du système de vis à rouleaux. Ce chapitre présente les bases théoriques qui permettent de modéliser le système de vis à rouleaux. La théorie qui permet d'étudier le nombre important de contacts dans le système de la vis à rouleaux est également décrite dans le premier chapitre. De plus, ce chapitre présente les résultats des travaux expérimentaux et numériques proposés par la littérature.

Le second chapitre présente la modélisation de la géométrie, la cinématique et la mise en équation du système de vis à rouleaux. Les étapes de la modélisation sont décrits dans ce chapitre. Une analyse d'un contact unique (Hertzien), puis le modèle en 2D et finalement l'assemblage de tout le système en 3D sont définies dans le chapitre 2. L'influence des erreurs de forme et des erreurs de positionnement sur les surpressions et sur le transfert de charge d'un filet à un autre a été étudiée dans cette partie de ce mémoire. L'analyse statique de l'influence combinée de ces différents erreurs sur l'efficacité du système de vis à rouleaux a été étudiée. Ensuite, l'analyse tribologique a été développée. Elle étudie l'influence de la vitesse de roulement et glissement et l'influence du frottement sur le rendement du système de vis à rouleaux. Une explication complète de protocole du modèle numérique sera exposée.

Le troisième chapitre présente les résultats des simulations numériques du système de vis à rouleaux. La distribution de la charge et de la pression en fonction de la géométrie et des défauts de forme et les erreurs de positionnement est présentée. Le rendement du système de vis à rouleaux en fonction de la cinématique est défini. Par ailleurs, des résultats expérimentaux sont présentés au cours du troisième chapitre. Un banc d'essai électromécanique (qui contient un actionneur électrique basé sur le système de vis à rouleaux, un actionneur hydraulique, un moteur et un réducteur / multiplicateur de vitesse) a été utilisé pour cette partie afin de comparer les résultats théoriques avec les résultats expérimentaux. Les essais réalisés et les modifications effectués sur tout l'ensemble sont exposés ainsi que les résultats obtenus.

Dans le dernier chapitre, une partie expérimentale a été réalisée pour étudier l'influence du lubrifiant sur le comportement du système de vis à rouleaux.

Deux machines ont été utilisées dans ces travaux permettant de connaître l'influence du lubrifiant sur le coefficient de frottement sous une charge imposée constante : la machine MTM (Mini Traction Machine) et la machine HFRR. Quatre lubrifiants différents ont été analysés dans ce chapitre. Le MTM utilise deux types de disques, un disque lisse et un autre avec une rugosité 46 fois plus grande que celle du disque lisse. Les tests ont été réalisés pour différentes températures et différentes vitesses de rotation afin de quantifier l'influence de la vitesse, celle de la température et celle de la composition du lubrifiant sur le comportement de frottement.



Par ailleurs, l'influence de chaque lubrifiant sur le frottement de tout l'ensemble du système de la vis à rouleaux a été étudiée en utilisant le banc d'essais électromécanique. Les tests ont été faits sous différentes charges et sous différentes vitesses.



# Chapitre 1

## Étude bibliographique

## 1.1 Introduction

Un des priorités mondiales est de minimiser les émissions de  $CO_2$ , minimiser la consommation énergétique et le bruit. C'est dans ce contexte que le projet ELEXC (ELECTRICAL EXCAVATOR 100% électrique) a été lancé début 2012. Celle-ci sera basée sur le remplacement des actionneurs hydrauliques (utilisés dans les excavatrices classiques) par des actionneurs électromécaniques basés sur le système vis à rouleaux.

Le système étudié doit respecter un certain nombre de contraintes parmi lesquelles : le rendement et la fiabilité du véhicule, la compatibilité de ses composants avec leur environnement...

Parmi les principales études effectuées afin d'améliorer la performance et de réussir le projet de l'excavatrice (système multi-actionneurs) complètement électrique, il faut choisir et améliorer les actionneurs électriques afin d'assurer une autonomie de fonctionnement de l'excavatrice de 8 heures.

Dans ce chapitre bibliographique, quelques bases théoriques seront abordées afin de cerner les connaissances nécessaires à ce travail. L'état de l'art sera décrit.

Tout d'abord, ce chapitre commencera par une description de la géométrie et de la cinématique d'un système de transmission de mouvement : la vis à billes. Les différentes caractéristiques de ce système y seront définies.

La seconde partie du chapitre concernera un deuxième système de transmission : la vis à rouleaux. La définition, les détails de la géométrie et la cinématique y seront présentés.

Dans une troisième partie, nous comparerons les deux systèmes mécaniques (système de vis à billes et système de vis à rouleaux) afin de choisir le système d'actionnement compatible avec le projet de mini-excavatrice.

Une quatrième partie sera consacrée à la théorie de contact développée par Hertz et des développements récents permettant de modéliser le système de vis à rouleaux.

Dans la dernière partie, nous décrirons deux modèles de frottement fréquemment utilisés dans l'étude du contact entre deux solides en mouvement, qui sont le modèle de Coulomb et le modèle de Stribeck [STR 07]. Finalement, des études concernant le système de la vis à rouleaux sont présentées.

Le système de la vis à rouleaux a été peu étudié dans la littérature, donc les bases théoriques qui vont être présentées dans ce chapitre, permettront d'étudier la géométrie et la cinématique de ce système afin d'en améliorer l'efficacité.

## 1.2 Le système de vis-à-billes

La vis à billes est un mécanisme qui permet de convertir un mouvement de rotation en un mouvement de translation linéaire grâce à la technique de recirculation des billes à l'intérieur de l'écrou et vice versa. C'est le même rôle que le système vis-écrou simple, où des billes sont intercalées entre la vis et l'écrou. L'utilité de ces billes est de minimiser le frottement en minimisant le glissement qu'on a dans un système vis-écrou simple. La géométrie interne de ce système est similaire à un roulement classique (bague intérieure, billes, bague extérieure).

Pour des problèmes de déplacement et de positionnement (par exemple en robotique), les vis à billes permettent de réaliser des entraînements performants et précis. Les vis à billes sont particulièrement adaptées aux applications dans les machines-outils et les ensembles automatisés de transfert, emballage, manipulation, assemblage, etc.

### 1.2.1 Description /cinématique

Une vis à billes (figure 1) comprend principalement une vis (1), un écrou (3) et plusieurs billes (2) circulant dans le chemin formé par les filetages de l'écrou et de la vis. Les billes effectuent un certain nombre de rotations autour de la vis avant de retourner à leur position initiale dans l'écrou par un canal de retour.

Le frottement généré entre les principaux composants de ce système (les billes, la vis, l'écrou) est plus faible que celui des vis écrou simples.

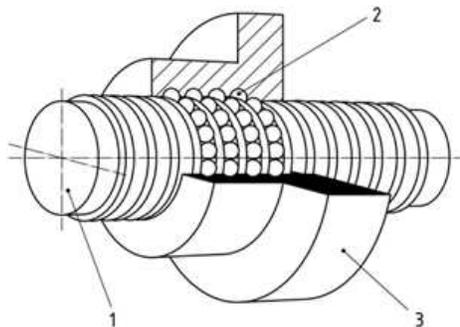


FIGURE 1.1: Cinématique du système de vis à billes. (ISO 3408-5 :2006)

## 1.2.2 Caractéristiques de la vis à billes

Le système vis à billes présente les caractéristiques suivantes :

- Capacité de charge axiale importante par rapport au système de vis conventionnel,
- Grande rigidité,
- Faible frottement au niveau des contacts par rapport au système de vis conventionnel,
- Facilité de montage,
- Possibilité de fonctionner avec de vitesse de rotation importante,
- Précision élevée et rendement important par rapport au système de vis conventionnel,
- Durée de vie élevée par rapport au système vis écrou simple.

La technologie des vis à billes a un rendement très élevé (il peut atteindre 98%) (sources : *www.lmdindustrie.com*, *fr.wikipedia.org*), tandis que celui des vis trapézoïdales reste autour de 50%.

## 1.3 Vis à rouleaux satellites

### 1.3.1 Description

La vis à rouleaux satellites [CAR 54] est un mécanisme capable de transformer un mouvement de rotation en un mouvement de translation linéaire et vice versa (liaison hélicoïdale). C'est l'équivalent d'un système de vis-écrou simple, où des rouleaux, sont intercalés entre la vis et l'écrou.

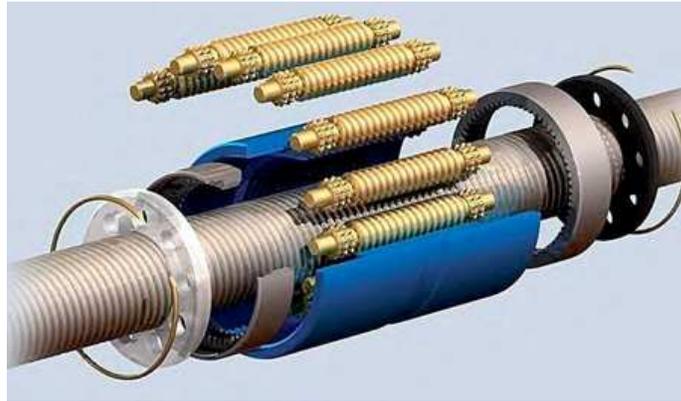
Ce système est défini par la combinaison d'une vis rectifiée et d'un écrou fileté équipé de rouleaux. Ces vis à rouleaux sont caractérisées par une géométrie spécifique du filetage.

Grâce à l'utilisation de rouleaux filetés, le nombre de points de contact augmente. Ce qui augmente la capacité de charge du système. Ceci caractérise le système de vis à rouleaux par rapport aux autres systèmes de transmission (la vis à billes).

Deux types de systèmes de vis à rouleaux sont principalement disponibles : un système avec des rouleaux satellites et un autre avec recirculation des rouleaux. Les vis avec rouleaux satellites consistent en une vis rectifiée, un écrou fileté et des rouleaux satellites. La vis et l'écrou possèdent un nombre de filets d'entrée et un angle de filet variable (en fonction de la dimension et du domaine d'application de la vis à rouleaux).

Par rapport aux vis à billes, la zone de contact entre les éléments roulants (vis, écrou et rouleaux) est plus importante, ce qui réduit la pression de contact et augmente

ainsi la capacité de charge et la durée de vie. D'autre part, pour une même puissance transmise, les vis à rouleaux satellites sont plus compactes, plus précises et moins bruyantes. Le choix de la géométrie de la vis (taille du diamètre...) dépend du domaine d'application du système. D'autre part l'utilisation de pas fins, permet de garantir une précision du positionnement.



**FIGURE 1.2:** Composants du système vis à rouleaux. (*direct industry online*)

### 1.3.2 Cinématique/ Géométrie

Les principaux éléments de la vis à rouleaux satellites sont la vis, l'écrou et les rouleaux satellites.

La vis filetée présente un filetage à entrées multiples. L'angle sur les flancs est variable selon le dimensionnement et le domaine d'application de la vis. Le profil est triangulaire.

L'écrou possède un filetage intérieur identique à celui de la vis. L'écrou comprend un porte-satellites et des couronnes dentées pour guider les rouleaux. Le porte-satellites, qui tourne à l'intérieur des couronnes dentées, a des trous équidistants. Ces trous agissent comme des paliers rotatifs pour les extrémités lisses des rouleaux.

Les rouleaux possèdent un filetage à une entrée, dont l'angle d'hélice  $\beta$  correspond à celui de l'écrou. L'angle d'hélice adapté empêche le mouvement axial entre l'écrou et les rouleaux.

Les flancs du filet des rouleaux sont bombés afin de minimiser le frottement. Les rouleaux présentent à chaque extrémité un pivot cylindrique et une denture. Les

rouleaux sont ainsi maintenus à des distances régulières. Les pivots sont montés dans les alésages des porte-rouleaux. Les porte-rouleaux flottent par rapport à l'écrou et sont maintenus axialement par des bagues élastiques, car ils tournent autour de la vis à une vitesse angulaire plus faible que celle de l'écrou. Les dentures des rouleaux s'engrènent dans celles des couronnes fixées dans l'écrou. Les rouleaux sont ainsi guidés parallèlement à l'axe assurant ainsi un fonctionnement parfait.

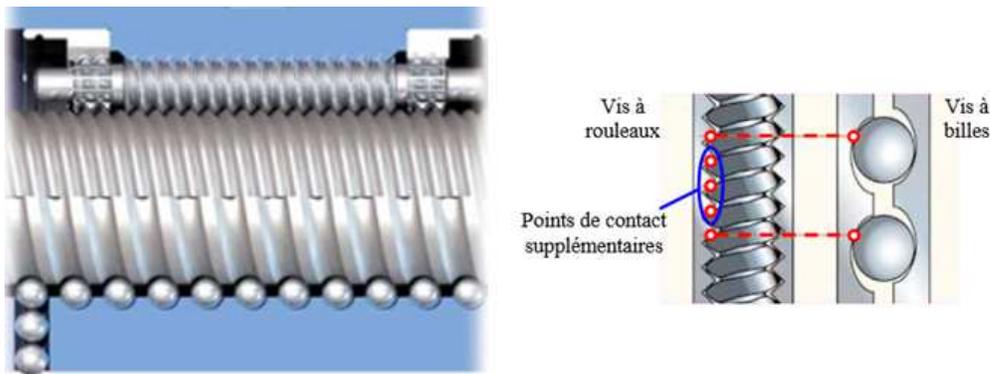
### 1.4 Comparaison entre le système vis à billes et le système vis à rouleaux

Afin de choisir le système compatible pour les actionneurs du projet ELEXC, il faut obtenir une comparaison détaillée entre les deux systèmes de transmissions de mouvement : système vis à rouleaux et vis à billes.

La vis à rouleaux est similaire à la vis à billes à ceci près que les éléments de transfert de charge sont des rouleaux filetés.

Les vis à rouleaux permettent de transmettre la charge de l'écrou à la vis par l'intermédiaire de surfaces bombées sur les rouleaux.

La figure 3 représente la géométrie interne de la vis à rouleaux et de la vis à billes.



**FIGURE 1.3:** Géométrie des systèmes de vis à rouleaux et de vis à billes. (Guide Elitec techniques linéaires)

Concernant la géométrie des deux systèmes, l'angle de contact dans la vis à rouleaux est généralement de 45 degrés, ce qui permet de supporter à la fois les charges axiales et radiales. Pour le cas de la vis à billes, l'angle de contact est beaucoup plus grand que celui de la vis à rouleaux. C'est pour cela, que la vis à billes supporte mieux

les charges axiales que les charges radiales. L'avantage du système de vis à rouleaux comparé à celui de vis à billes réside donc dans le fait que les capacités de charge statique (axiale et radiale) et dynamiques sont plus élevées.

Par ailleurs, la vis à rouleaux possède plus de points de contact que la vis à billes pour transférer la charge. Les rouleaux filetés assurent la fonction de roulement à la place des billes, la charge est partagée par un plus grand nombre de points de contact.

Dans une vis à billes, le contact entre les billes en mouvement inverse existe (Figure 3), ce qui génère un frottement important. Quand la vitesse de rotation augmente, l'usure est plus élevée, ce qui réduit la durée de vie du système. Par contre, dans le cas de la vis à rouleaux, le contact entre les rouleaux en rotation est absent.

### **1.4.1 Vitesse et accélération**

Le système de vis à rouleaux standard ne possède pas de système de recirculation comme celui de la vis à billes. Par conséquent, le phénomène de chargement et de déchargement des billes est absent dans une vis à rouleaux. La vis à rouleaux satellites est donc plus capable de fonctionner sous de grandes vitesses de rotation et de subir des accélérations plus élevées.

### **1.4.2 Pas**

La vis à rouleaux satellites peut être réalisée avec des pas plus petits que ceux de la vis à billes.

La vis à rouleaux satellites peut avoir des pas correspondant à des nombres entiers ou à des nombres réels, ceci dans le but d'éviter l'utilisation d'un réducteur. C'est un avantage comparé à la vis à billes.

### **1.4.3 Rigidité et robustesse**

La différence du nombre de points de contact entre les deux systèmes (beaucoup plus de points de contact dans la vis à rouleaux que dans la vis à billes), augmente la rigidité et la résistance aux chocs de la vis à rouleaux satellites par rapport à une vis à billes.

Donc la vis à rouleaux est plus performant en cas de fortes charges, de vitesses de rotation élevée, de vitesses linéaires élevées et de grandes accélérations. Elle permette aussi d'obtenir une précision et une rigidité plus grande.

Les raisons avancées dans ces derniers paragraphes s'additionnent pour choisir les actionneurs électriques basés sur le système vis à rouleaux pour le projet ELEXC.

### 1.5 Théorie de Hertz

Sous l'hypothèse de corps rigides, lorsque deux solides non conformes sont mis en contact, ils se touchent initialement en un point ou le long d'une ligne. Puis sous l'action d'une charge, ils se déforment autour du premier contact sur une surface finie de petites dimensions par rapport aux dimensions des corps. Ce type de contact appartient à la famille des contacts hertziens pour lesquels les premières solutions ont été proposés par Heinrich Hertz entre 1881 et 1895.

En 1881 [HER 81], Hertz établit la théorie du contact élastique entre deux solides, les hypothèses prises en compte dans cette approche sont les suivantes :

- Les corps sont élastiques, linéaires, isotropes et homogènes,
- La charge imposée est strictement normale au point du contact central, sans tenir compte du frottement entre les deux corps en mouvement,
- Les dimensions de l'aire de contact sont très faibles par rapport aux rayons de courbure des corps en contact,
- Les surfaces sont supposées parfaitement lisses.

Sous l'effet d'une charge normale au plan tangent commun aux deux pièces en contact, des contraintes localisées sont générées lorsque les deux pièces entrent en contact et se déforment légèrement sous l'action de la charge appliquée.

L'élasticité des matériaux en contact, autrement dit, le module élastique joue un rôle important sur le degré de la déformation.

La théorie de Hertz permet de calculer :

- L'aire du contact,
- La déformation élastique,
- La contrainte dans la zone de contact en fonction de la force normale appliquée.

La théorie de Hertz permet de prévoir la forme et les dimensions de la surface de contact ainsi que la répartition de l'effort sur toute la zone de contact.

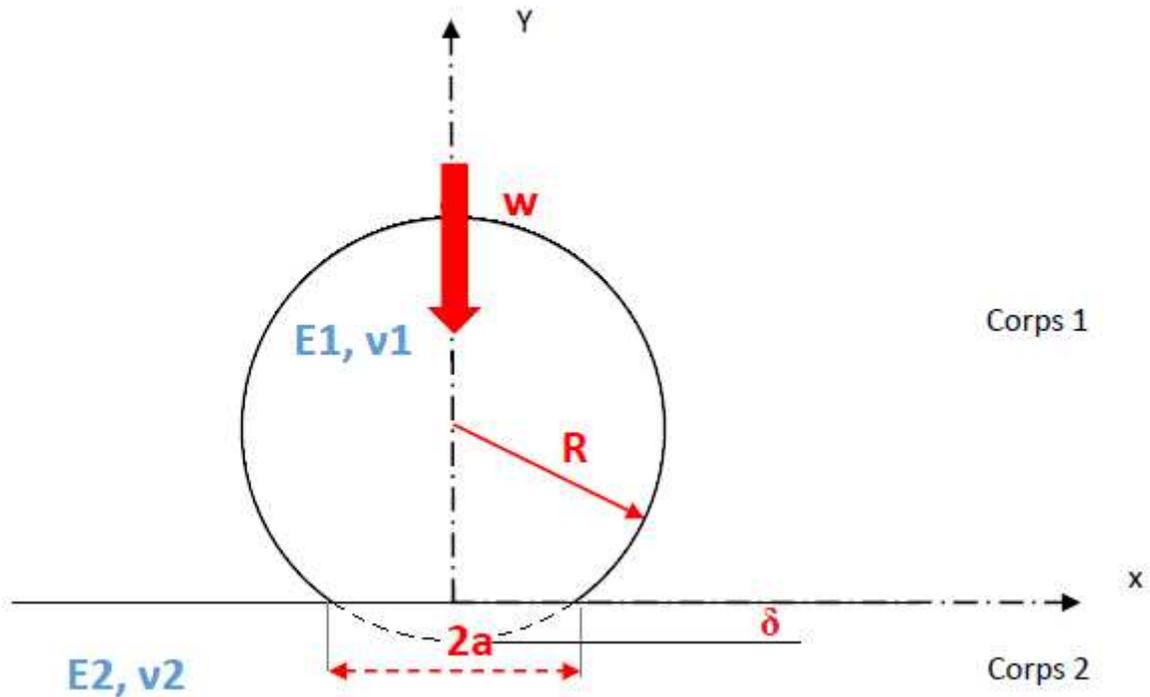
Dans les engrenages et les roulements en mouvement, ces forces de contact sont cycliques. Elles entraînent la fatigue du matériau et l'apparition de fissures sous la surface. La théorie du contact de Hertz fournit les équations nécessaires pour calculer la charge admissible.

L'aire de contact est fonction de la charge appliquée : si la charge augmente, l'aire de contact augmente. Le contact hertzien ponctuel est un contact entre une sphère et un plan (Figure 4), dans ce cas l'aire du contact est circulaire de rayon ( $a$ ) :

$$\begin{aligned} a^2 &= R\delta \\ a &= \sqrt[3]{\frac{3wR}{2E'}} \end{aligned} \quad (1.1)$$

Avec :

- $R$ , rayon équivalent,
- $\delta$ , déformation ou enfoncement hertzien.
- $w$ , la charge imposée.
- $E'$ , le module d'Young équivalent.



**FIGURE 1.4:** *Théorie de Hertz.*

L'hypothèse de Hertz montre que la relation entre la charge  $w$  et la déformation  $\delta$  est non linéaire :

$$w = \int_0^a P(r) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr = (2/3) \cdot P_h \cdot \pi \cdot a^2 \quad (1.2)$$

$$r = \sqrt{(x^2 + y^2)} \quad (1.3)$$

où  $P_h$ , est la pression maximale au niveau du contact :

$$P_h = \frac{3 \cdot w}{2 \pi \cdot a^2} \quad (1.4)$$

où  $E'$  désigne le module d'Young équivalent normalisé par les coefficients de Poisson  $\nu_1, \nu_2$  :

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (1.5)$$

Avec :

- $E_1$ , module de Young du corps 1,
- $E_2$ , module de Young du corps 2,
- $\nu_1$ , coefficient de poisson du corps 1,
- $\nu_2$ , coefficient de poisson du corps 2.

A partir des équations précédentes, on obtient alors la déformation maximale suivante (en  $x=0$  et  $y=0$ ) :

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{9w^2}{4E'^2R}} \quad (1.6)$$

La répartition de la pression au niveau du contact hertzien circulaire est calculée à partir des équations suivantes :

$$p(x, y) = \begin{cases} P_h \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/a)^2}, & \text{si } x^2 + y^2 \leq a^2 \\ 0, & \text{sinon.} \end{cases}$$

## 1.6 Frottement

### 1.6.1 Loi de Coulomb

Le frottement entre deux solides est un phénomène compliqué, ce phénomène comprend une déformation élastique et/ou plastique de la surface des corps en contact,

les interactions avec des particules d'usure, les réactions chimiques,....

Afin d'améliorer la performance des actionneurs électriques (projet ELEXC), il faut étudier les pertes par frottement internes du système vis à rouleaux. On trouve dans la littérature des modèles développés pour étudier le phénomène de frottement sec comme la loi de Coulomb.[COU 85]

La loi de Coulomb fournit un modèle simple pour décrire l'intensité des frottements qui s'exercent entre deux solides en contact.

Il y a deux types de frottement, le frottement dynamique (glissement) généré si les deux solides en contact, glissent l'un contre l'autre et le frottement statique (adhérence). Dans les deux cas, les actions qui s'exercent au niveau du contact comportent :

- Une composante normale  $N$  correspondant à la pression de contact sur l'élément de surface,
- Une composante tangentielle  $T$  qui s'oppose à la vitesse.

### 1.6.1.1 Cas de glissement

Considérons deux solides en contact ayant une vitesse relative de glissement non nulle (Figure 5). Le solide  $S_1$  est considéré comme support du solide  $S_2$ . La réaction notée  $R_2$  appliquée au point  $I_2$  est décomposée en deux forces :

- La composante normale  $N_2$ , perpendiculaire à la surface de contact en I.
- La composante tangentielle notée  $T_2$ , contenue dans le plan de contact en I ; cette composante est colinéaire et de sens opposé à la vitesse de glissement  $V_{g2/1}$ .

Enfin selon la loi de Coulomb, la norme de la composante tangentielle de la réaction  $R_2$  est proportionnelle à la norme de la composante normale.

$$V_{g2/1} \neq \vec{0} \quad (1.7)$$

$$|T_2| = f_d \cdot N_2 \quad (1.8)$$

Où  $f_d$  est le coefficient de frottement dynamique. C'est également possible d'obtenir ce coefficient par l'angle  $\varphi_d$  (entre le vecteur  $\vec{R}_2$  et la composante normale  $\vec{N}_2$ ), voir la figure 5. On a donc  $f_d = \tan(\varphi_d)$

Afin de résoudre ce problème mécanique, dans le cas de glissement, il faut obtenir la composante normale  $N_2$  de la force de contact pour connaître la composante tangentielle  $T_2$ .

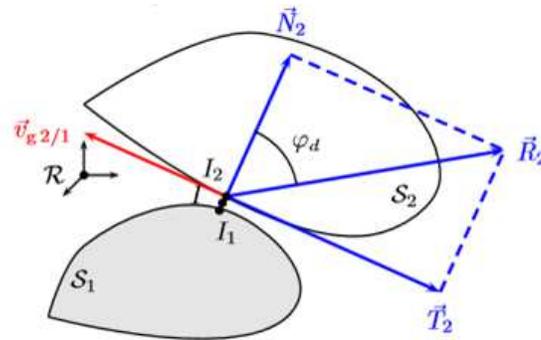


FIGURE 1.5: Cas de glissement. [<http://www.seigne.free.fr/Cours/Contact.pdf>]

### 1.6.1.2 Cas de non glissement

Dans ce cas, la vitesse de glissement est nulle ( $V_{g2/1} = \vec{0}$ ). Les deux solides adhèrent l'un à l'autre (figure 6). La résultante  $R_2$  est inclinée par rapport à la normale, de façon à assurer l'équilibre. Cette inclinaison est limitée par l'angle de frottement  $\varphi_s$  (limitée par la cône de frottement (en rouge sur la figure 6)). D'après la loi de Coulomb, la relation entre la composante normale et la composante tangentielle de la réaction du solide  $S_2$  sur le solide  $S_1$  est définie par l'inégalité suivante :

$$|T_2| \leq f_s \cdot N_2 \quad (1.9)$$

$$V_{g2/1} = \vec{0} \quad (1.10)$$

avec  $f_s$ , le coefficient de frottement statique. On peut encore définir ce coefficient par l'angle maximal  $\varphi_s$  entre le vecteur  $\vec{R}_2$  et sa composante normale  $\vec{N}_2$ , voir la figure 6.

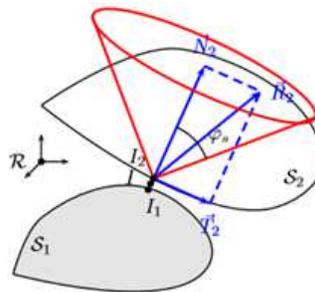


FIGURE 1.6: Cas de non glissement. [<http://www.seigne.free.fr/Cours/Contact.pdf>]

### 1.6.1.3 Cas particulier

Le système suivant concerne deux solides en mouvement. Dans ce cas, l'interaction de contact obéit au principe des actions réciproques. L'expression suivante décrit la relation entre les deux réactions des deux solides  $S_1$  et  $S_2$  au point de contact  $I_1$ , voir figure 7.

$$\vec{R}_1 = -\vec{R}_2$$

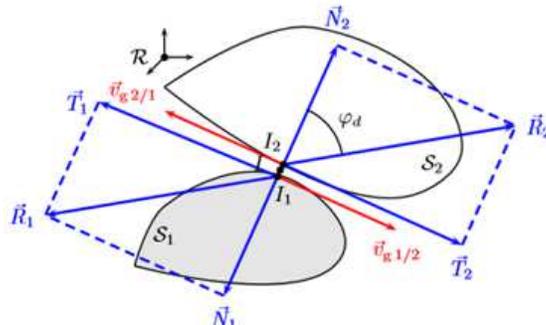


FIGURE 1.7: Cas particulier. [<http://www.seigne.free.fr/Cours/Contact.pdf>]

Les deux solides glissent l'un sur l'autre. Les réactions  $R_2$  et  $R_1$  sont inclinées par rapport à la normale, créant un angle de frottement  $\varphi_d$ . La vitesse de glissement au niveau du contact entre les deux solides  $S_1$  et  $S_2$  est définie par l'équation suivante :

$$V_{g2/1}^{\vec{}} = V_{I2/R}^{\vec{}} - V_{I1/R}^{\vec{}} \quad (1.11)$$

Par le principe des actions réciproques et en privilégiant la force  $R_2$ , la puissance des forces intérieures au contact, est :

$$\vec{P}_{int} = \vec{T}_2 \cdot V_{g2/1}^{\vec{}} \quad (1.12)$$

## 1.7 Lubrification

Toujours dans le cadre d'amélioration de l'efficacité des actionneurs électriques du projet ELEXC, le phénomène de lubrification est étudié dans la partie suivante de ce chapitre. Le choix du lubrifiant joue un rôle important sur le comportement du frottement pour un système mécanique.

Dans le cas du système de vis à rouleaux, il y a de nombreux contacts entre les principaux composants de ce système. Par conséquence, l'utilisation d'un lubrifiant

performant est importante. L'huile ou la graisse doit être envoyée à l'ensemble des zones en contact pour limiter le frottement, éviter l'usure et pour augmenter la durée de vie du système. Pour un système de vis à rouleaux, l'épaisseur de film du lubrifiant est faible par rapport aux autres systèmes mécaniques car généralement les vitesses de rotation sont faibles. Le régime de lubrification des vis à rouleaux planétaires est généralement le régime mixte.

### 1.7.1 Courbe de Stribeck

La courbe de Stribeck [STR 02] définit les régimes de lubrification d'un contact donné. Il représente le coefficient de frottement en fonction des paramètres physiques (la viscosité du fluide, la vitesse d'entraînement et la charge normale). Chaque contact possède sa propre courbe de Stribeck. La figure 8 donne une illustration de cette courbe.

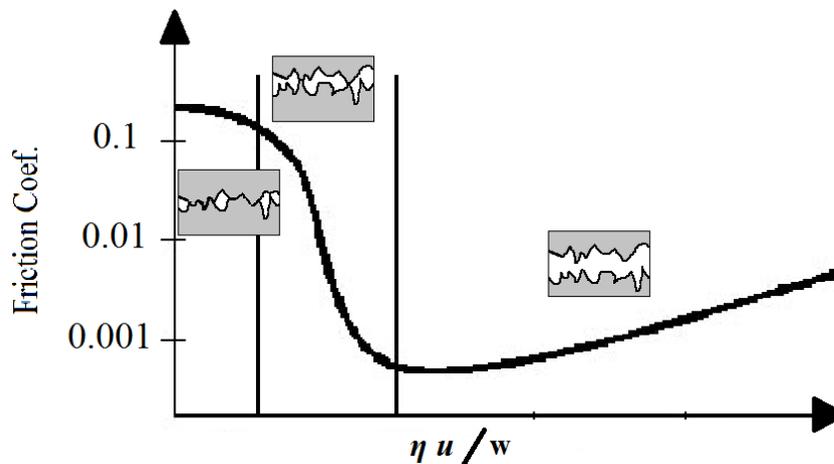


FIGURE 1.8: Courbe de Stribeck. [STR 02] [BOU 14]

On peut distinguer dans cette courbe les trois zones qui correspondent à trois régimes de lubrification différents :

#### Régime limite :

Dans ce cas, le frottement est plus élevée, car cette zone correspond à une vitesse faible, une charge très élevée ou une faible viscosité. Ce régime est caractérisé par des zones de contact importantes entre les solides. En effet, le lubrifiant ne porte pas de charge. La charge est entièrement portée par les contacts rugueux entre les deux solides (les aspérités de contact). Le lubrifiant sert seulement à transporter les additifs dans le

contact.

### Régime mixte :

Le film de lubrifiant supporte une partie de la charge. Dans ce régime, la rugosité de la surface joue un rôle important, car c'est elle qui détermine la pente de la courbe dans cette zone. Lorsque la surface est lisse, la pente devient très élevée et la transition vers le régime hydrodynamique est rapide.

### Régime hydrodynamique :

Le lubrifiant porte toute la charge. La lubrification peut être soit hydrodynamique soit élastohydrodynamique, selon le niveau de pression générée. Pour le régime hydrodynamique, la pression maximale est de l'ordre d'une centaine de Mega Pascal tandis qu'elle est de l'ordre de Giga Pascal en régime élastohydrodynamique.

#### 1.7.1.1 Courbe de Stribeck modifiée

Une courbe Stribeck modifiée a été développée (figure 9). Cette courbe représente le coefficient de frottement en fonction de l'épaisseur du film d'huile minimal  $h$  et la rugosité équivalente des deux surfaces  $\sigma$

La formule de Hamrock et Dowson pour un contact ponctuel sera utilisée dans la partie expérimentale de ce présent travail, pour calculer l'épaisseur du film d'huile centrale pour chaque température et vitesse de rotation. [HAM 75]

$$h = 2.69R \left( \frac{u_r \eta}{E'R} \right)^{0.67} (\alpha E')^{0.53} \left( \frac{W_c}{E'R^2} \right)^{-0.067} (1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (1.13)$$

La formule pour calculer la rugosité équivalente des deux surfaces de contact est la suivante :

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (1.14)$$

où  $\sigma_1$  est la rugosité (RMS) de la surface 1 et  $\sigma_2$  est celle de la surface 2.

Hutchings [HUT 92], Neale [NEA 97] and Bayer [BAY 94] ont utilisé cette relation pour caractériser l'efficacité de la lubrification dans les conditions de glissement.

La figure 9 montre la courbe de Stribeck modifiée, l'axe horizontal représente la valeur de  $\lambda$  ( $\lambda = h/\sigma$ ) [CAN 94]. Les trois différents régimes de lubrification sont indiqués. Le régime hydrodynamique se produit pour des valeurs élevées de  $\lambda$ . Dans ce cas le contact métal/métal est absent, d'où une faible usure. Bayer estime que ce régime

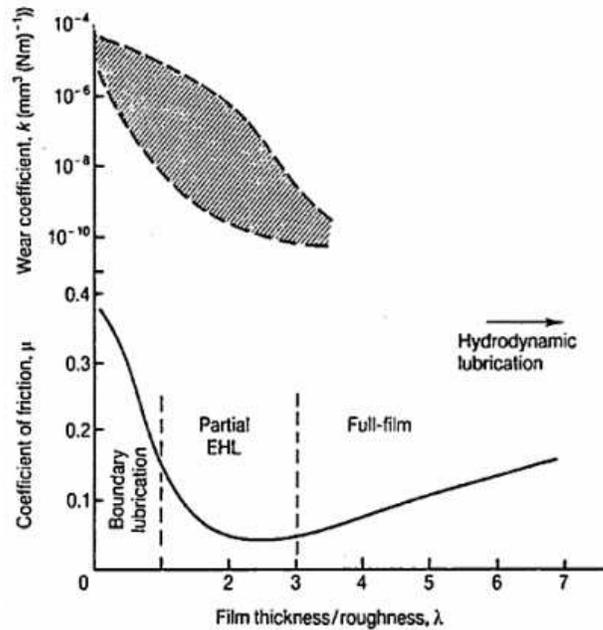


FIGURE 1.9: Régimes de lubrification, en fonction de  $\lambda$  [HUT 92].

commence quand  $\lambda$  est égal à 3, tandis qu'il démarre à partir de  $\lambda = 5$  pour Neale.

La lubrification mixte est définie pour une valeur de  $\lambda$  entre 1 et 3. Les aspérités du contact et le film d'huile portent la charge dans ce cas. [JAC 90]

Lorsque la valeur de  $\lambda$  est inférieure à 1, le contact métal/métal est dominant. C'est ce qu'on appelle le régime de lubrification limite. Le fluide ne porte pas de charge. Le coefficient de frottement est important et constant.

### 1.7.1.2 Littérature- Influence du lubrifiant sur le coefficient de frottement

La lubrification est une technique permettant de réduire le frottement et l'usure entre deux corps en contact et en mouvement l'un par rapport à l'autre. La composition du lubrifiant, le matériau, l'état de la surface, les paramètres physiques (vitesse de rotation des deux corps, charge, température, glissement...), jouent un rôle important sur la valeur de frottement.

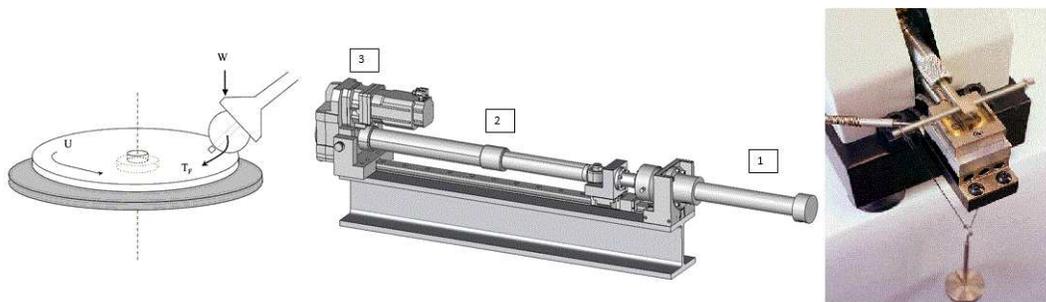
L'optimisation de la surface et de la performance du lubrifiant a été le sujet de recherche pendant des dizaines d'années.

Les huiles à base minérale et à base synthétique ont été utilisés dans toutes

sortes d'applications depuis le début de l'industrialisation : des systèmes de transmission mécanique, des systèmes hydrauliques, des moteurs automobiles...

Différents types d'additifs sont utilisés pour améliorer les performances et la longévité des lubrifiants. En fonction des besoins et exigences spécifiques des performances, plusieurs classes d'additifs peuvent être utilisés. Ceux-ci comprennent des détergents, des dispersants, des pressions extrêmes (EP), anti-usure (AW), des agents améliorant l'indice de viscosité et diminuant la corrosion.

Dans ce travail, une partie expérimentale (sur les machines MTM, HFRR et un banc d'essais électromécanique, Figure 10) a été réalisée afin d'obtenir l'influence des différents lubrifiants (de différentes caractéristiques, viscosités, compositions) sur le frottement et puis sur la performance de système mécanique vis à rouleaux. L'objectif est de minimiser le frottement dans la vis à rouleaux en choisissant le bon type de lubrifiant.



**FIGURE 1.10:** Machines utilisées dans le présent travail pour obtenir l'influence du lubrifiant sur le coefficient de frottement

Quatre lubrifiants ont été choisis :

- Motul 80W90 : une huile à base minérale à haute viscosité, contient d'EP, anti-corrosion et une quantité de Molybdène.
- Mobil 1 0W20 : une huile à base synthétique à faible viscosité, PAO, contient du zinc, phosphore, magnésium, calcium.
- Total Quartz 0W30 : une huile synthétique à faible viscosité (par rapport au Motul et Omala), contient d'AW, anti-corrosion, de sulfate, de sulfure.
- Omala 320 : est l'huile la plus visqueuse des quatre, de base synthétique polyalkylene glycol PAG, contient d'EP (extrême pression), d'AW, de anti-corrosion, de sulfure, soufre, phosphore.

Des informations détaillées des quantités des additives ne sont pas disponibles car se sont des huiles industriels.

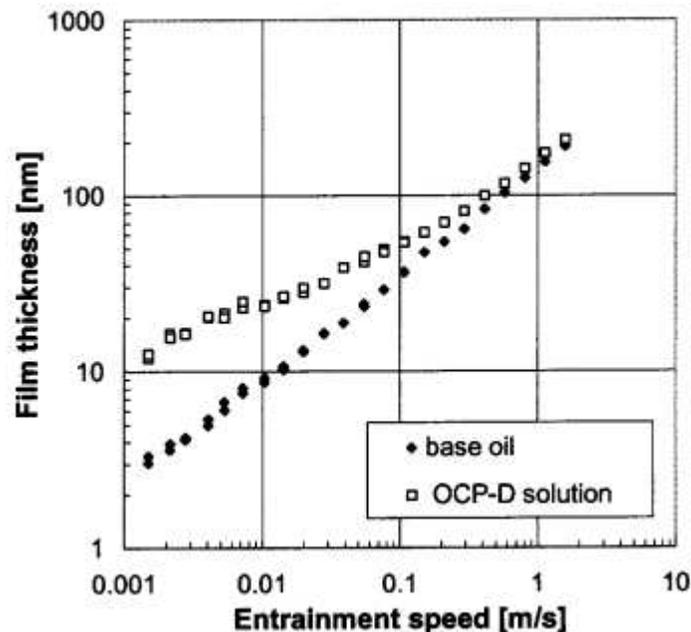
Dans la littérature, on trouve quelques études théoriques et expérimentales qui ont mesuré et calculé le coefficient de frottement en fonction des différents paramètres physiques afin d'améliorer l'efficacité d'un système mécanique.

La machine MTM (mini traction machine) utilisée par Glovnea et al. [GLO 05]

permet d'étudier l'influence du lubrifiant sur le frottement. Une huile de base paraffinique minérale et une solution de polymère ont été utilisées dans leur travail. Le contact entre une bille et un disque en acier a été étudié (pour des surfaces lisses ( $R_q = 13 \text{ nm}$ ) et des surfaces rugueuses ( $R_q = 155 \text{ nm}$ )).

L'influence de la lubrification et l'état de surface sur l'épaisseur de film d'huile ont été représentés sur les figures 11, 12, 13. La méthode (Ultrathin film interferometry) a été utilisée pour mesurer l'épaisseur du film formé dans les contacts entre les surfaces lisses et stries transversales. Cette technique fournit à la fois l'épaisseur de film moyenne à l'intérieur de la zone du contact et un profil du film à travers le diamètre de contact. En outre, les mesures de l'épaisseur du film pour les surfaces rugueuses ont été faites en utilisant la méthode : "spacer layer imaging method". Ceci permet de mesurer l'épaisseur du film sur l'ensemble de contact et ainsi d'étudier l'influence de la rugosité qui varie dans les deux directions.

Dans la figure 11, l'huile de base présente une dépendance linéaire entre l'épaisseur de film d'huile et la vitesse, comme prévu par la théorie élastohydrodynamique. Cette figure montre le régime hydrodynamique en utilisant la solution de polymère dans le cas de contact lisse (d'après Glovnea et al. [GLO 05], la solution polymère servira à réduire les variations de pression et le contact métal/métal, comme un lubrifiant ayant une viscosité importante).



**FIGURE 1.11:** Épaisseur de film d'huile en fonction de la vitesse d'entraînement, disque et bille en acier, contact lisse. [GLO 05]

Même dans le cas de contact rugueux, pour le cas de roulement pure, la solution polymère est plus performante que l'huile de base utilisée. La figure 12 représente les mesures de l'épaisseur de film d'huile en fonction de la vitesse et du lubrifiant pour le cas de roulement pure et contact rugueux. Dans la figure 12, les carreaux vides représentent le résultats de la solution polymère et les carreaux remplis en noir montrent les résultats de l'huile de base. Les résultats de la figure 12 révèle que la solution polymère augmente l'épaisseur du film par rapport à l'huile de base dans des conditions de surface rugueuse.

Ensuite, après avoir obtenu l'allure de l'épaisseur de film d'huile en fonction de la vitesse de rotation pour les deux huiles et pour les deux billes de rugosités différentes, il reste à connaître l'efficacité de ces lubrifiants sur le coefficient de frottement en fonction de la rugosité dans les conditions de glissement. Les figures 13a et 13b représentent l'allure du frottement en fonction de la vitesse de rotation dans des conditions de glissement importantes (50%).

Depuis ces résultats, on constate qu'en utilisant la solution polymère, un film limite entre les surfaces de contact est toujours existant quelque soit le contact lisse ou rugueux, en cas de glissement ou de roulement pure. Ce film limite augmente la séparation des surfaces jusqu'à 10 nm par rapport à l'huile de base seul. Donc, la formation de ce film produit une réduction significative de frottement (pour les contact lisse et rugueux et pour les cas de roulement pure et de glissement). La figure 13a montre que à faible vitesse, le régime de lubrification est mixte (séparation complète des courbes). Par ailleurs, à partir de 0.03 m/s, le passage au régime hydrodynamique est effectué (les courbes se superposent). Ce phénomène sera observé aussi dans le chapitre 4. En revanche, le passage de régime mixte au régime hydrodynamique est effectué dans le cas de contact rugueux que à partir de 3 m/s (100 fois plus le cas lisse), avec un facteur du rugosité de 10. Il manque des informations sur la valeur de la rugosité des disques après les essais pour mieux comprendre ce phénomène.

En 2002, Spikes [SPI 02], a étudié l'influence des additifs sur le coefficient de frottement et sur l'épaisseur de film d'huile dans des conditions de glissement importantes. Il a utilisé la machine MTM. Un contact entre une bille et un disque en acier a été étudié, il a mesuré le frottement et l'épaisseur de film d'huile en fonction de la vitesse d'entraînement. Spikes a effectué des tests sur un contact lubrifié lisse acier/acier ( $R_q=10$  nm). Deux huiles ont été utilisées : une huile à base minérale et une huile à base minérale + .2 wt. % de solution de molybdène. Les résultats de ces tests n'ont montrés aucun effet de la solution molybdène sur le frottement. Cependant, avec des disques plus rugueux ( $R_a=100$  nm), ce additif a nettement réduit le frottement. Ceci est représenté sur la figure 14. Dans les régimes de lubrification mixte et limite, la solution contienne d'additifs montrent un coefficient de frottement très faible d'environ 0.05. Ceci suggère que l'additif agit en réduisant le frottement métal/métal.

Par ailleurs, ils ont mesurés le coefficient de frottement à 120 degrés pour 50% de glissement, en utilisant une huile à base minérale et trois lubrifiants de différentes concentrations de polymère (OCP-1 (non film-forming), PMA (film-forming), OCP-D

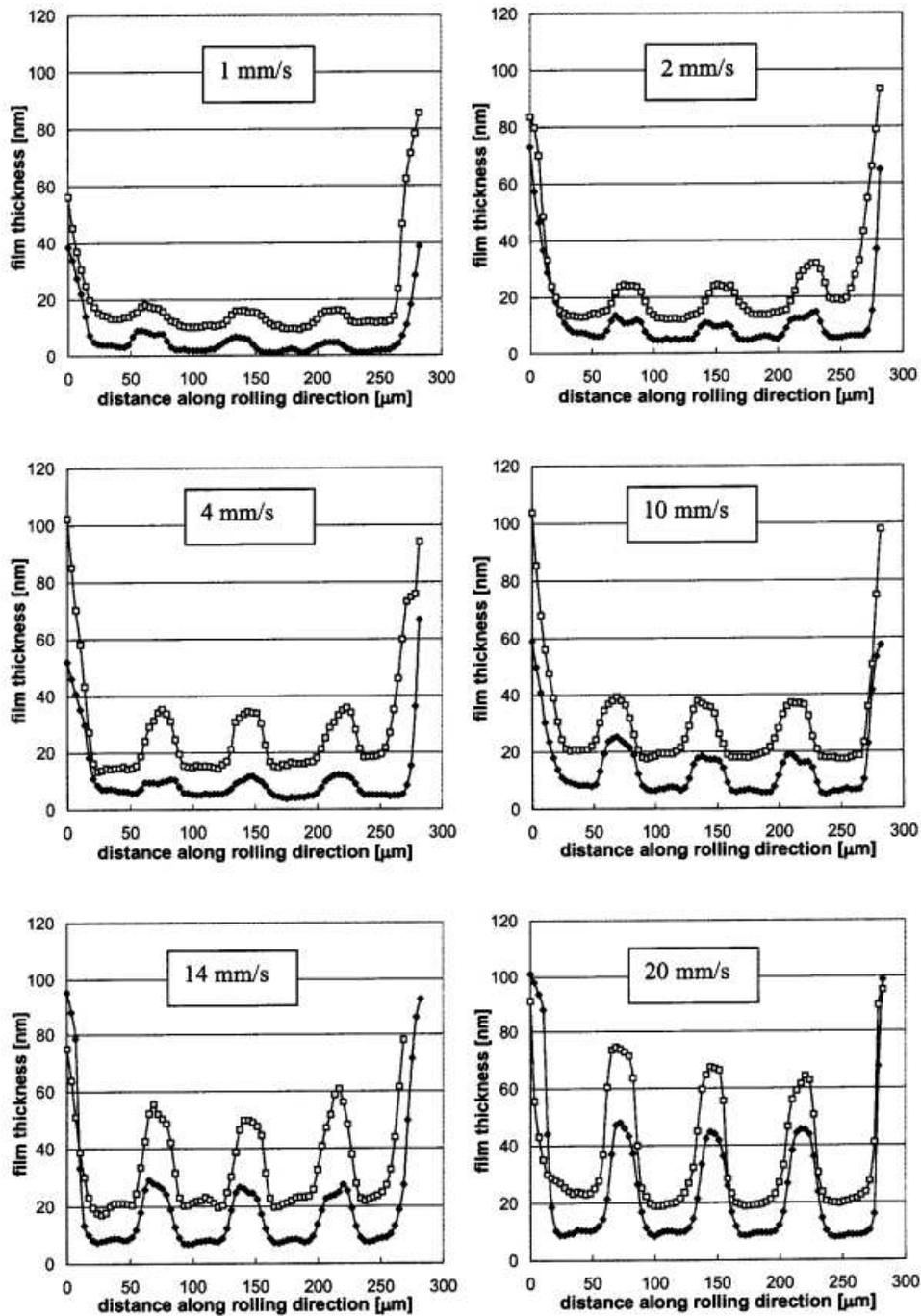
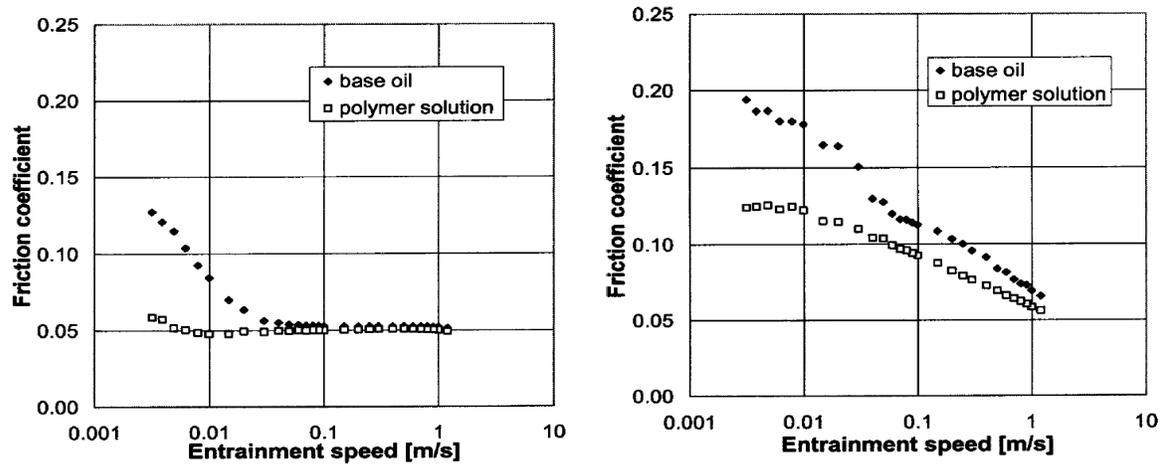


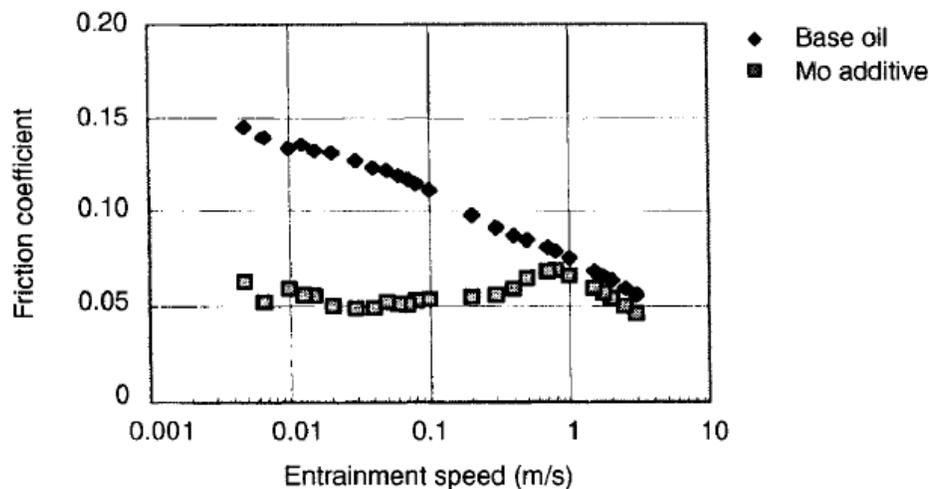
FIGURE 1.12: Épaisseur de film d’huile en fonction de la vitesse d’entraînement et du lubrifiant, disque et bille en acier, contact rugueux. [GLO 05]

(film-forming)) Figure 15.

Les courbes de Stribeck obtenues dans la figure 15 (à gauche) montrent que



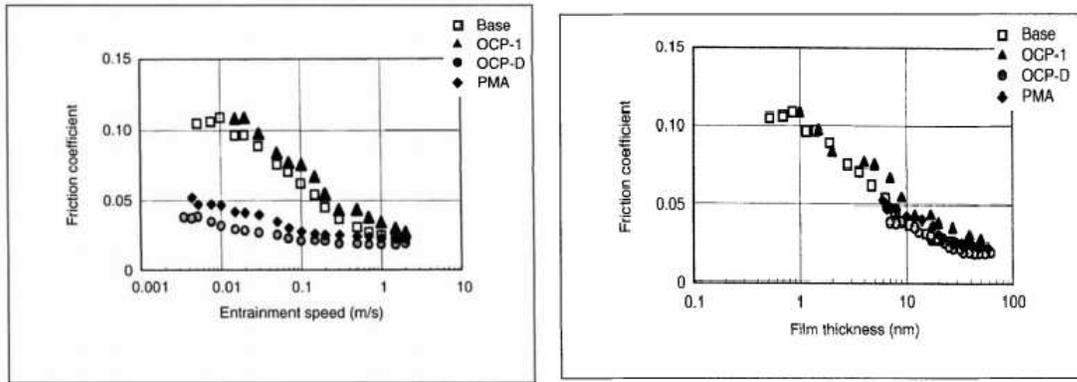
**FIGURE 1.13:** Courbes de frottement en fonction de la vitesse d'entraînement, 50 % de glissement, 13a : résultats pour un disque lisse, 13b : résultats pour un disque rugueux. [GLO 05]



**FIGURE 1.14:** Coefficient de frottement en fonction de la vitesse d'entraînement, pour 50% de glissement, 80 degrés, pour une huile de base minérale et une huile de base avec 0.2 wt.% de molybdène, contact rugueux [SPI 02]

les solutions polymères forment un film hydrodynamique par rapport au cas de l'huile de base et l'huile OCP-1, même à faibles vitesses d'entraînement. Comme on peut voir clairement que les solutions de polymères adsorbantes déplacent efficacement la courbe de Stribeck vers la gauche (Figure 15 à droite).[SPI 02]

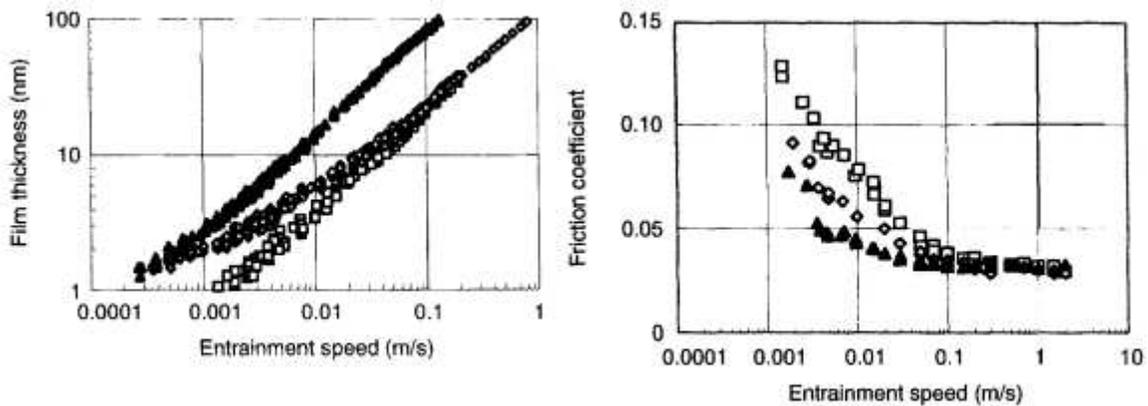
La figure 16 représente les mesures de frottement en fonction de la vitesse



**FIGURE 1.15:** Coefficient de frottement en fonction de la vitesse d’entraînement (figure à gauche) et coefficients de frottement en fonction d’épaisseur de film d’huile (figure à droite), cas de 50% de glissement, 120 degrés, pour une huile de base minérale et des différentes concentrations de polymère. [SPI 02]

d’entraînement pour trois différents lubrifiants : un lubrifiant à base de PAO avec une faible viscosité à 40 degrés, une huile à base PAO avec 10 wt. % de mélange d’ester, une huile synthétique ester avec une viscosité élevée à 40 degrés.[SPI 02]

Les résultats montrent que l’ester pur donne des films EHD plus épais que le PAO, tout simplement grâce à la viscosité plus élevée (Figure 16). Le faible frottement à faible vitesse de l’ester se produit parce que les molécules d’esters polaires sont plus fortement attirés par les surfaces solides polaires que l’huile PAO.[SPI 02]

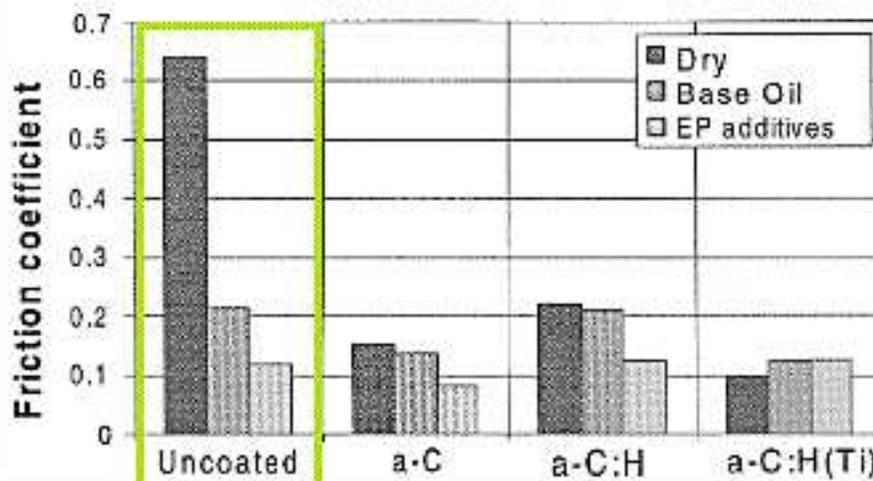


**FIGURE 1.16:** Influence des lubrifiants (PAO, blend et ester) sur l’épaisseur de film d’huile et le frottement [SPI 02]

Dans le travail de De Gee et al. [DEG 95] des lubrifiants à base de Polyalphaoléfine (PAO) et de polypropylène glycol (PPG), ainsi que des huiles minérales ont été testés pour caractériser leur performances sur le réduction de frottement et de l'usure dans des conditions de lubrification limite et des conditions de glissement.

Il constate que le lubrifiant à base de PAO est nettement meilleure (frottement et usure plus faible) que celle des huiles minérales grâce à l'huile de base.

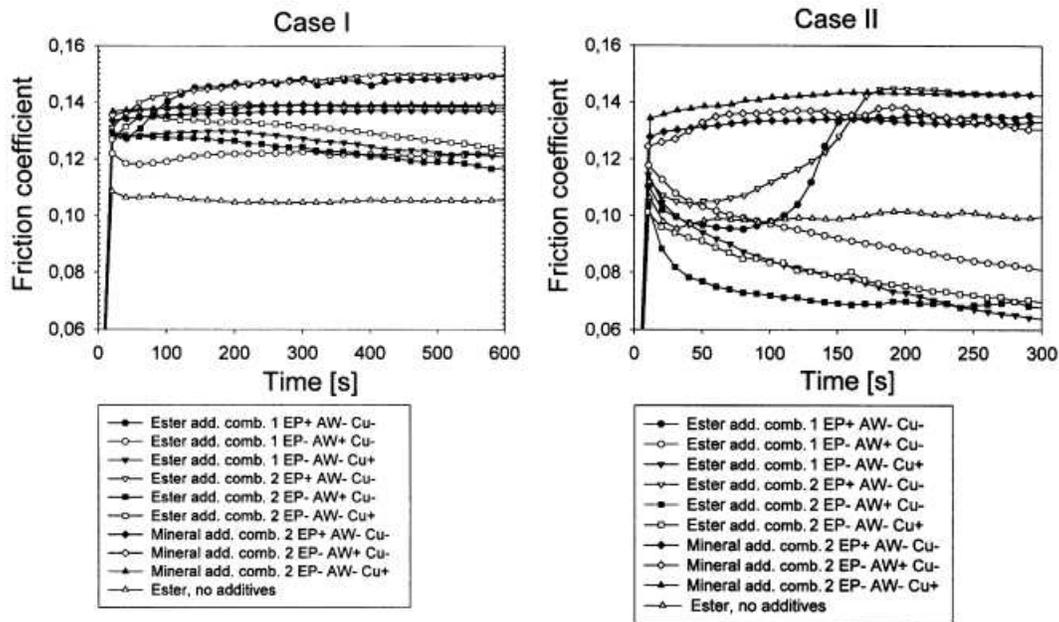
D'autres travaux ont étudié l'influence de l'additive EP sur le coefficient de frottement pour un contact acier/acier (bille et disque en acier) lubrifié par une huile à base minérale. Par exemple Ronkainen et al. [RON 98] ont constaté une réduction importante de frottement en cas d'utilisation de l'additive EP (Figure 17).



**FIGURE 1.17:** Coefficient de frottement en fonction des additives, avec l'utilisation de lubrifiant à base minérale [RON 98]

L'influence du taux de concentration et de composition chimique de trois types d'additifs sur le frottement sont présentés pour un lubrifiant de base synthétique et d'une huile de base minérale [DAV 58]. Un additif extrême-pression (EP), deux anti-usure (AW) et les deux passivants métallique (Cu) ont été utilisés. Un total de 33 mélanges de différents lubrifiants ont été testés dans la machine quatre billes. Les résultats de ces tests expérimentaux montrent que le lubrifiant à base synthétique avec un niveau élevé d'additif EP génère un frottement élevé (quelles que soient les compositions chimiques différentes et des niveaux de concentration de l'AW et Cu-passivation), tandis qu'un niveau faible génère des coefficients de frottement inférieurs. Le lubrifiant à base d'huile minérale a des coefficients de frottement plus uniformes indépendamment des combinaisons d'additifs (figure 18).

Dans le travail de Yao et al. [YAO 09] des liquides ioniques Bisimidazolium ( $C_{10}(m2im)_2(Ntf2)_2$ ,  $C_{10}(m2im)_2(PF6)_2$  et  $C_{10}(m2im)_2(BF4)_2$ ) ont été évalués



**FIGURE 1.18:** Coefficient de frottement en fonction des additives, avec l'utilisation de deux huiles de base : base minérale (à gauche) et base synthétique (à droite) [DAV 58]

comme des additifs anti-usure AW dans l'huile de base polyéthylène glycol à température ambiante.

Les résultats (figure 19) ont montrés que les additifs AW peuvent réduire efficacement le frottement et l'usure en cas de glissement par rapport aux cas sans additifs.

En particulier,  $C_{10}(m_{2im})_2(NTf_2)_2$  montrent de meilleures propriétés anti-usure avec une concentration optimale de 2%, une réduction de l'usure par des dizaines de fois par rapport à l'huile de base a été observée (Figure 19 à droite). Ces résultats montrent une bonne miscibilité des liquides ioniques (additifs AW) avec de l'huile de base.

Dans le travail de KALIN et al. [KAL 06b], deux additifs ont été utilisés : extrême-pression (EP) à base de dialkyl dithiophosphate, AW/EP à base de phosphate. La machine utilisée pour réaliser ces tests est les billes sur plan. Un contact acier/acier (contact lisse :  $R_a$  du disque est égale à  $0.05 \mu m$ ) et  $R_a$  du bille vaut  $0.03 \mu m$ ) lubrifié par une huile à base PAO a été étudié. Les résultats expérimentaux (partie cadrée en rouge dans la figure 20) montrent que l'utilisation de l'additif EP et AW/EP conduisent à un coefficient de frottement quasiment égal à celui de l'huile de base sans additifs. En générale, l'écart type important du frottement ne permet pas des conclusions très nettes.

Dans le travail de Podgornik et al. [POD 03], deux additifs ont été utilisés : extrême-pression (EP) à base de sulfure, AW à base de ZDP. Un contact acier/acier lubrifié par une huile pure (PAO) a été étudié.

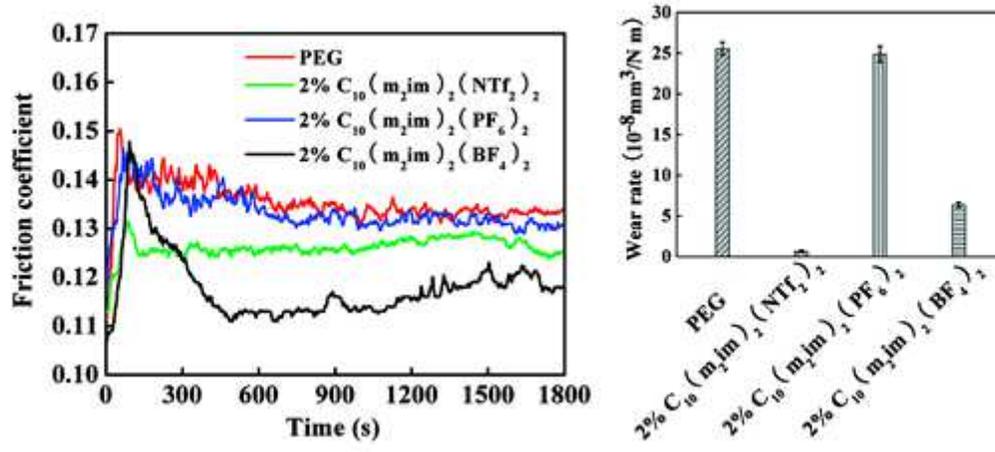


FIGURE 1.19: Coefficient de frottement et usure en fonction des additives, avec l'utilisation de l'huile de base polyéthylène glycol [YAO 09]

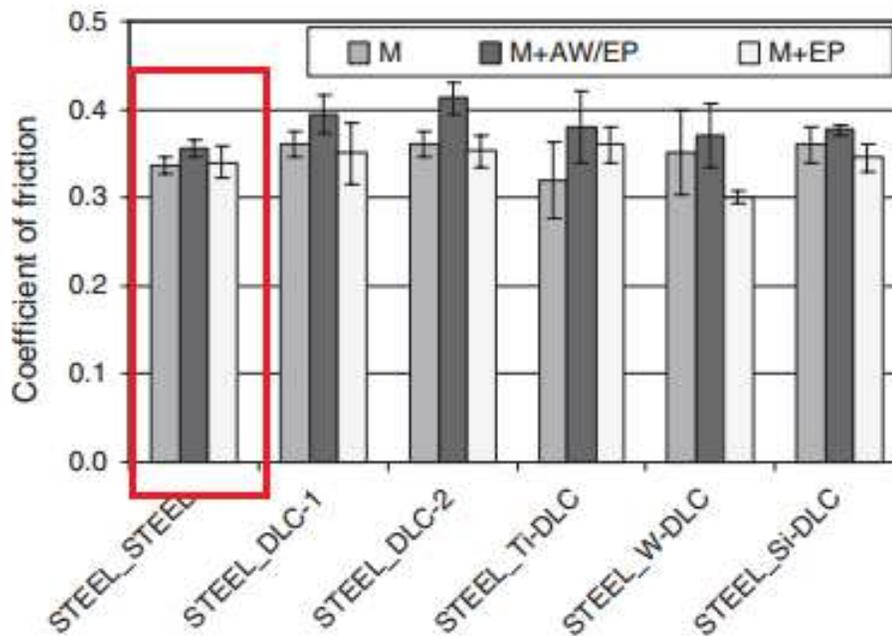
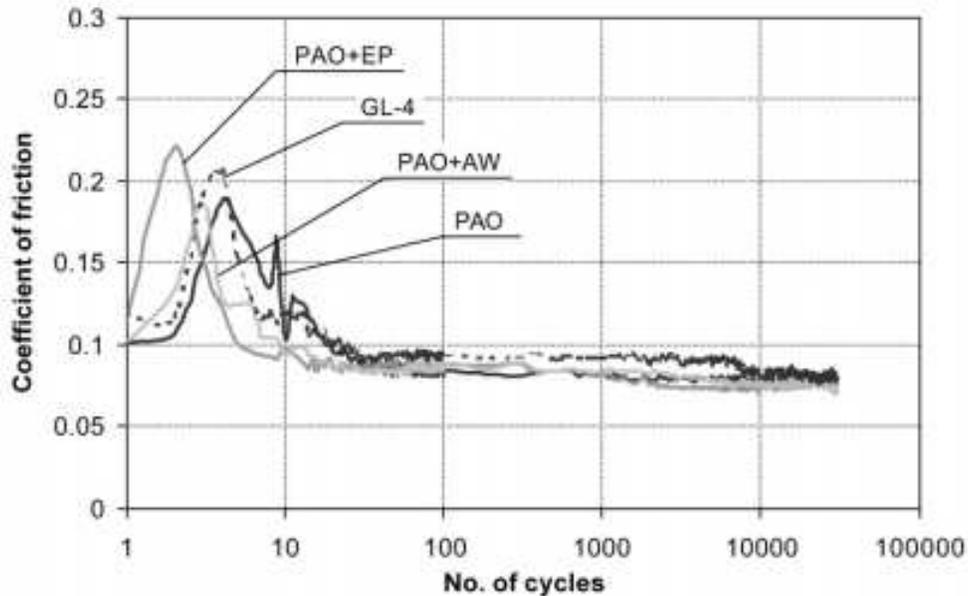


FIGURE 1.20: Coefficient de frottement en fonction des additives, avec l'utilisation de lubrifiant de base minérale [KAL 06b]

La figure 21 montre les courbes de frottement pour un contact acier/acier, ce qui

correspond à la charge normale de 700 N. La rugosité du disque est égale à  $0.1 \text{ } [\mu\text{m}]$ . En utilisant l'huile à base de PAO sans additifs, le frottement diminue à partir de 5 jusqu'à 30 cycles pour atteindre une valeur constante de 0.08. Les valeurs de frottement des premiers cycles sont difficiles à comprendre (les 5 premiers cycles). [POD 03]

Par ailleurs, l'addition de l'additive EP ou de l'additif AW, ou les deux, a réduit le nombre de cycles initiaux de 30 à 10-20 afin d'atteindre  $f=0.08$ .



**FIGURE 1.21:** Coefficient de frottement en fonction des additifs [POD 03]

Fu et al. [FU 98] ont utilisé deux lubrifiants de différentes bases afin d'obtenir l'influence sur le coefficient de frottement et l'usure. Les tests expérimentaux ont été réalisés sur la machine (pin-on-cylinder). Une huile minérale (Mobil Super 2T) et une huile synthétique (Mobil 1), ont été utilisés comme lubrifiants.

Ces tests montrent (figure 22) que l'huile synthétique est plus efficace par rapport l'huile minérale dans la réduction de frottement pour un contact acier/acier. Mais il n'est pas claire si cette différence est obtenue par les huiles de base, les additifs ou les deux.

Podgornik et al. [POD 05] ont étudié l'influence des additifs AW et EP sur le coefficient de frottement dans les conditions de glissement pour un contact acier/acier lubrifié par une huile à base PAO. La rugosité du disque utilisé dans les tests est égale à

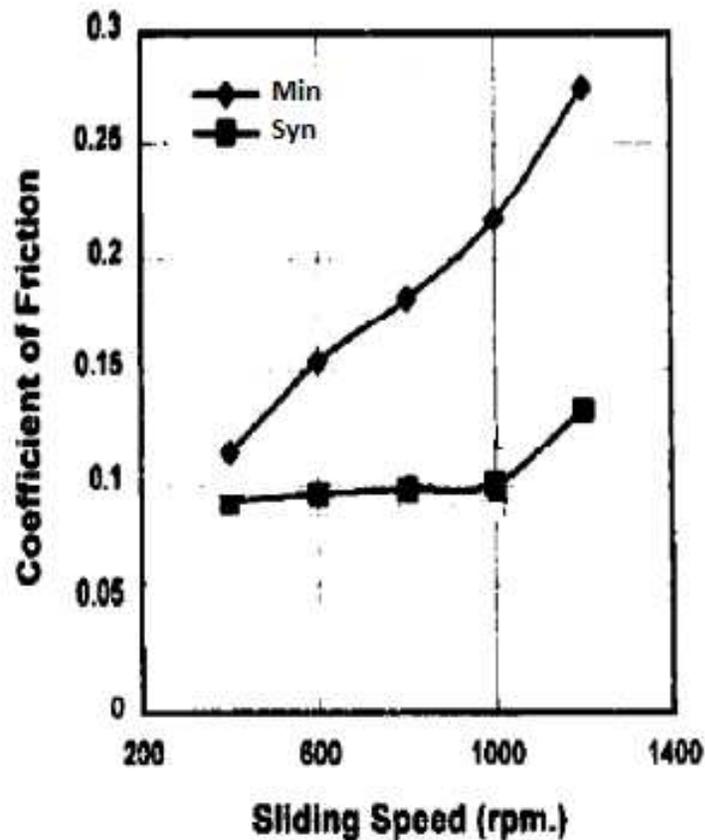


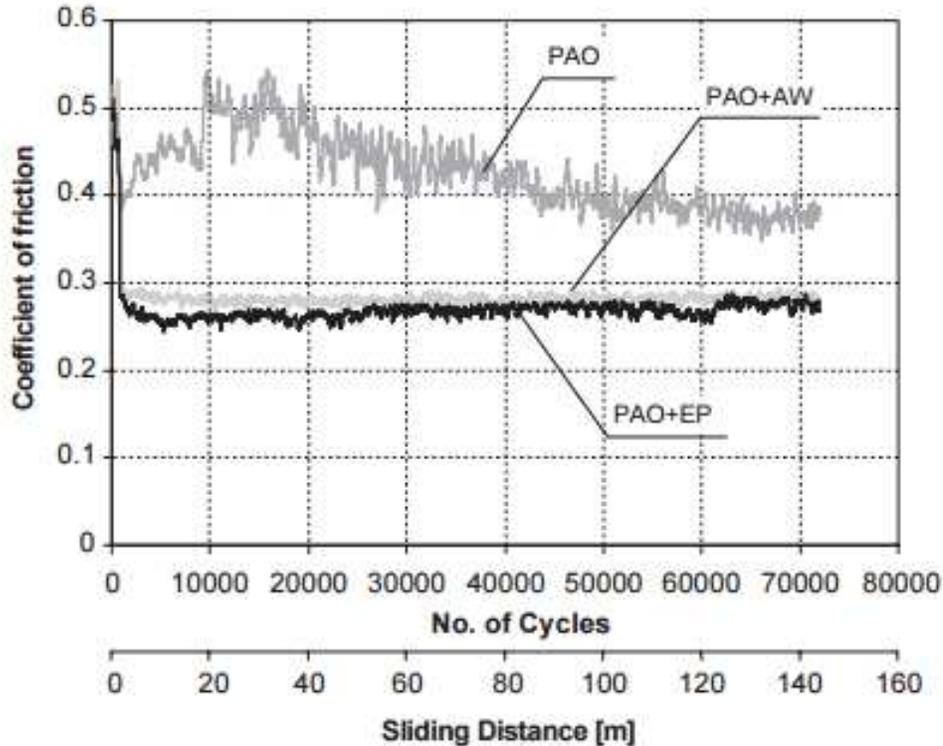
FIGURE 1.22: Coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement, contact acier/acier, 25 N, pour une huile minérale et une huile synthétique [FU 98]

0.05 [ $\mu\text{m}$ ].

Dans ce cas, les résultats montrent (Figure 23) que le coefficient de frottement d'huile à base de PAO atteint la valeur d'équilibre (0.4) après environ 45 000 cycles. Par ailleurs, l'ajout des additifs EP (riches en soufre) ou AW (riches en phosphore) à l'huile PAO améliore le rodage et réduit le frottement jusqu'à 30% (valeur de frottement atteint 0.28 après 2000 cycles). Avec l'ajout des additifs (AW, EP), on observe un coefficient de frottement constant en fonction du nombre de cycles et une réduction importante de frottement et de l'usure. On peut aussi remarquer que le bruit du signal de frottement est fortement réduit avec l'utilisation des additifs, ce qui indique une diminution de l'usure.

Dans une autre partie de leur travail, Podgornik et al. [POD 05] présentent l'influence de la concentration des additives (AW et EP) sur la réduction du coefficient de frottement. (Figure 24, contact acier/acier : barres rayés).

Ils ont conclu que l'ajout des additifs (AW, EP) à l'huile PAO peut minimiser le frotte-

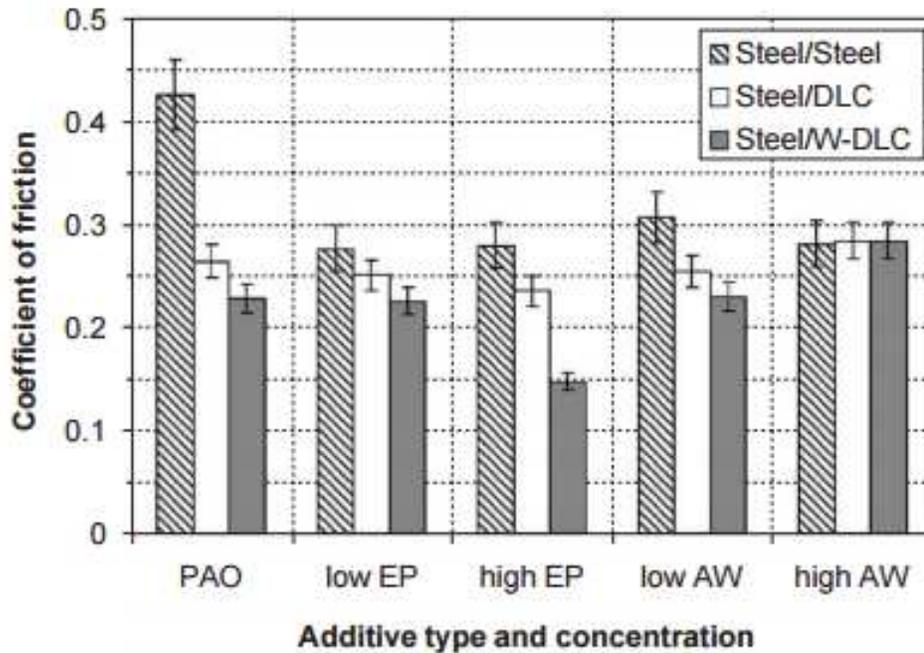


**FIGURE 1.23:** Influence des additifs EP et AW sur le coefficient de frottement pour un contact acier/acier, lubrifiant à base de PAO, 50 °C [POD 05]

ment jusqu'à 40% par rapport au cas sans additives. Par contre, la concentration semble avoir une très faible influence.

Kovalchenko et al. [KOV 02] ont étudié l'influence des additifs (AW et EP à base de soufre) sur le coefficient de frottement en utilisant 3 types de lubrifiants : huile pure synthétique (de base PAO), huile à base minérale, huile formulé à base PAO : Mobil 1 (combinaison de l'huile de base et des additifs). La machine (ball-on-flat) a été utilisée dans ce travail. La charge normale imposée au cours des tests est égale à 20 N, la vitesse de glissement est égale à 0.05 m/s, un contact acier-acier a été étudié dans une partie de leur travail.

Le coefficient de frottement des huiles (synthétique PAO et huile paraffinique) est différent dans le temps par rapport au frottement de l'huile Mobil 1. Cette constatation reflète l'effet des additifs AW dans le Mobil 1. (Figure 25) D'après Kovalchenko et al., grâce aux additifs AW, une réduction du contact métal/métal se produit, ce qui entraîne une faible variation des contributions du film d'huile et de frottement. Par conséquent, le coefficient de frottement est plus stable pendant toute la durée de l'essai. Dans les essais avec des huiles (synthétique PAO et paraffinique), plus de contact métal/métal

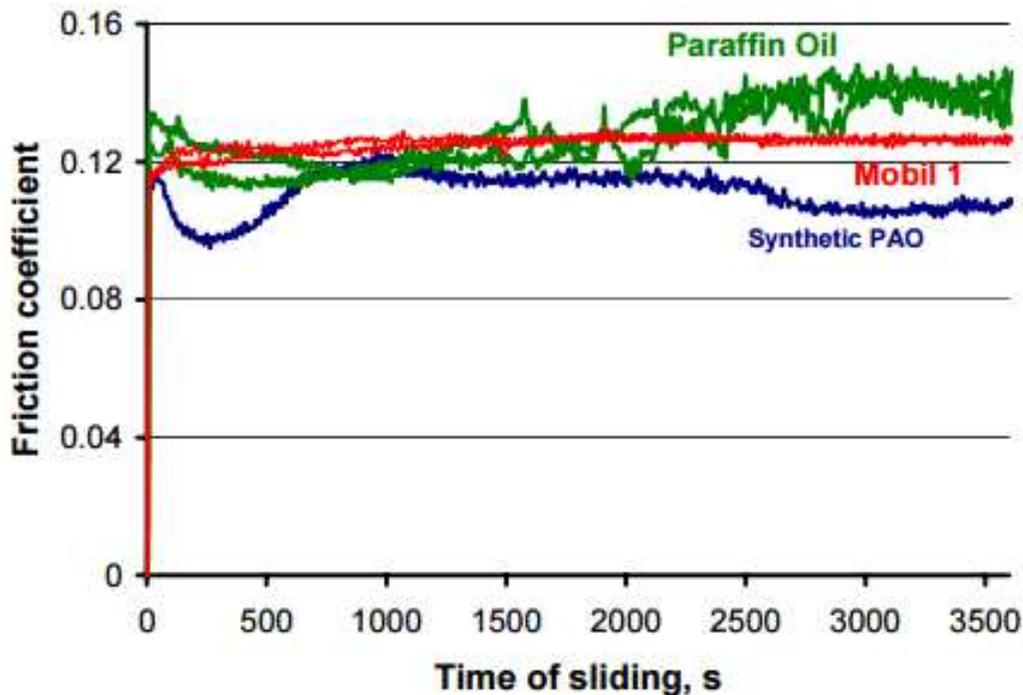


**FIGURE 1.24:** Coefficient de frottement en fonction de la concentration des additifs (AW, EP) pour un contact acier/acier lubrifié par une huile à base PAO.[POD 05]

et plus d'usure se produisent au cours du temps, donc plus de variations du coefficient de frottement obtenue. Par ailleurs, on observe que le bruit du signal de frottement est diminué pour le Mobil 1, ce qui signifie une faible usure (due aux additifs).

Par ailleurs, des autres travaux ont été consacrés sur l'influence des additifs sur l'usure et le coefficient de frottement pour un contact acier/acier. Kalin et al. [KAL 06c] ont observé une réduction de 50% de l'usure en ajoutant des additifs AW/EP (à base de phosphates) aux huiles à base minérale, deux huiles synthétiques (pure ester, combinaison d'ester et additifs). Toutefois, les résultats montrent que les différences entre les divers types d'huile sont faibles (les huiles + additifs). Juozas et al. [PAD 13] ont étudié l'effet des différents mélanges (Fe, Cu et Co nanoparticules et leurs combinaisons) ajoutés à l'huile minérale sur le frottement pour un contact acier/acier. Les essais tribologiques ont montré que chaque ensemble de nanoparticules a significativement réduit le coefficient de frottement et l'usure (jusqu'à 1,5 fois) par rapport au cas de l'huile de base. L'utilisation de nanoparticules de Cu fournit l'usure et le coefficient de frottement les plus faibles.

Des autres chercheurs ont utilisé les lubrifiants industriels dans des différents systèmes mécaniques afin d'obtenir l'influence du lubrifiant sur la performance du système. Par exemple Fernandes et al. [FER 16] ont étudié l'influence du lubrifiant sur



**FIGURE 1.25:** Influence des lubrifiants (huile paraffinique, Mobil 1 et huile synthétique à base PAO) sur le coefficient de frottement en fonction du temps, contact acier/acier.[KOV 02]

l'épaisseur de film d'huile pour chaque étage d'un engrenage multi-étages. Une partie expérimentale a été réalisée en utilisant trois huiles de différentes bases : une huile à base minérale, une huile à base PAO et une huile à base polyalkylene glycol. Toutes ces huiles ont la même viscosité à 40 degrés. Les essais ont été effectués à deux températures différentes 60 et 80 degrés. Les résultats ne montrent pas une différence de la valeur de l'épaisseur de film d'huile.

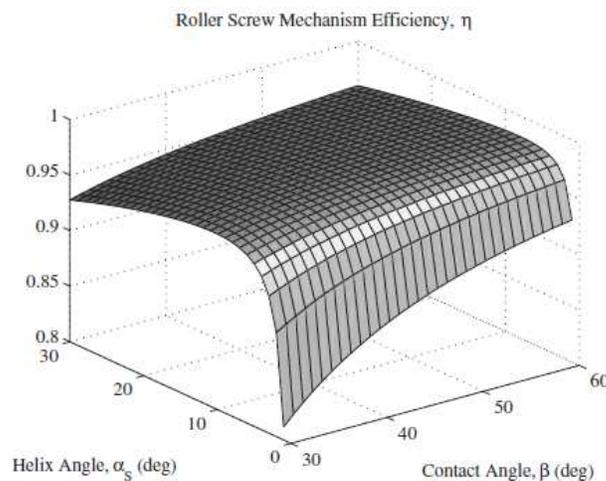
Dans une partie du travail de Marques et al. [MAR 14], une boîte de vitesses à deux étages avec des engrenages hélicoïdaux et quatre huiles pour engrenages entièrement formulés avec la même viscosité ont été utilisés afin d'avoir l'influence du lubrifiant sur l'efficacité du système. Les quatre lubrifiants utilisés sont : une huile minérale mixée avec 40% de PAMA, une huile à base minérale, une huile à base Polyalkylene Glycol et une huile à base PAO. Les essais expérimentaux ont montré que les différents lubrifiants avec le même niveau de viscosité peuvent avoir des comportements différents concernant

les pertes de puissance. Le lubrifiant à base de Polyalkylene glycol PAGD a fait mieux que toutes les autres huiles sélectionnées (perte de 30% d'énergie de moins par rapport à l'huile minérale), c'est grâce à l'huile de base et ses additifs.

## 1.8 Etat de l'art

Dans la littérature, on trouve quelques études sur la modélisation du comportement mécanique des systèmes de vis à rouleaux. Velinsky et al. [VEL 09] par exemple ont étudié l'effet de glissement sur la cinématique et le rendement du système de vis à rouleaux.

L'analyse de la cinématique de la vis à rouleaux satellites a été effectuée afin de comparer l'efficacité de ce système avec le système vis à billes en fonction de la géométrie et de la cinématique. La figure 26 représente le résultat du modèle théorique créé qui définit l'efficacité du système vis à rouleaux en fonction des paramètres géométriques (l'angle de contact et l'angle d'hélice). Le rendement maximal calculé du système de vis à rouleaux est de 0.985 avec un angle d'hélice égal à 8 degrés.



**FIGURE 1.26:** Rendement du système de vis à rouleaux en fonction de l'angle d'hélice et de l'angle de contact [VEL 09].

Sokolov et al. [SOK 05] ont étudié les mêmes relations cinématiques que Velinsky et al. [VEL 09].

Hojjat et al. [HOJ 09] ont étudié la géométrie du système de vis à rouleaux et le mouvement linéaire entre la vis et le rouleau. Le but de leur travail est d'analyser l'influence de la géométrie sur la performance du système global. Une étude des erreurs de déviation pour

un système avec un seul rouleau et une autre avec plusieurs rouleaux ont été effectuées. Enfin, une validation des résultats théoriques par des résultats expérimentaux a été faite permettant de conclure que les erreurs de déviation sont plus importantes pour le système MRS (multiple rouleaux) que pour le système SRS (avec un seul rouleau). Les résultats peuvent donc être améliorés en améliorant la phase de fabrication (Figure 27).

Jones et al. [JON 13] ont étudié et comparé deux modèles numériques et analytiques afin de définir la position des points et des angles de contact entre les principaux éléments du système de vis à rouleaux. Les rayons de courbure ainsi que les différents paramètres de la géométrie sont également déduits afin d'améliorer la rigidité du système de vis à rouleaux et de diminuer les contraintes au niveau des contacts (Figure 28).

D'autre part, Ma et al. [MA 12] ont étudié les déformations au niveau des contacts entre les éléments du système de vis à rouleaux, afin de définir la répartition des contraintes en utilisant un modèle 3D d'éléments finis.

Ma et al. ont modélisé le contact Hertzien elliptique entre vis, rouleau et écrou afin de définir la déformation hertzienne au niveau des contacts. Ensuite, ils ont défini la déformation au niveau des deux filets du rouleau, et ont étudié la géométrie du système. Les résultats montrent que la rigidité axiale du côté de l'écrou est inférieure à celui du côté de la vis. Le moment de frottement augmente avec l'augmentation de la charge axiale.

Blinov et al. [BLI 96] ont développé une méthode numérique permettant de déterminer les positions des différents points de contact entre les éléments du système de vis à rouleaux en fonction de la géométrie.

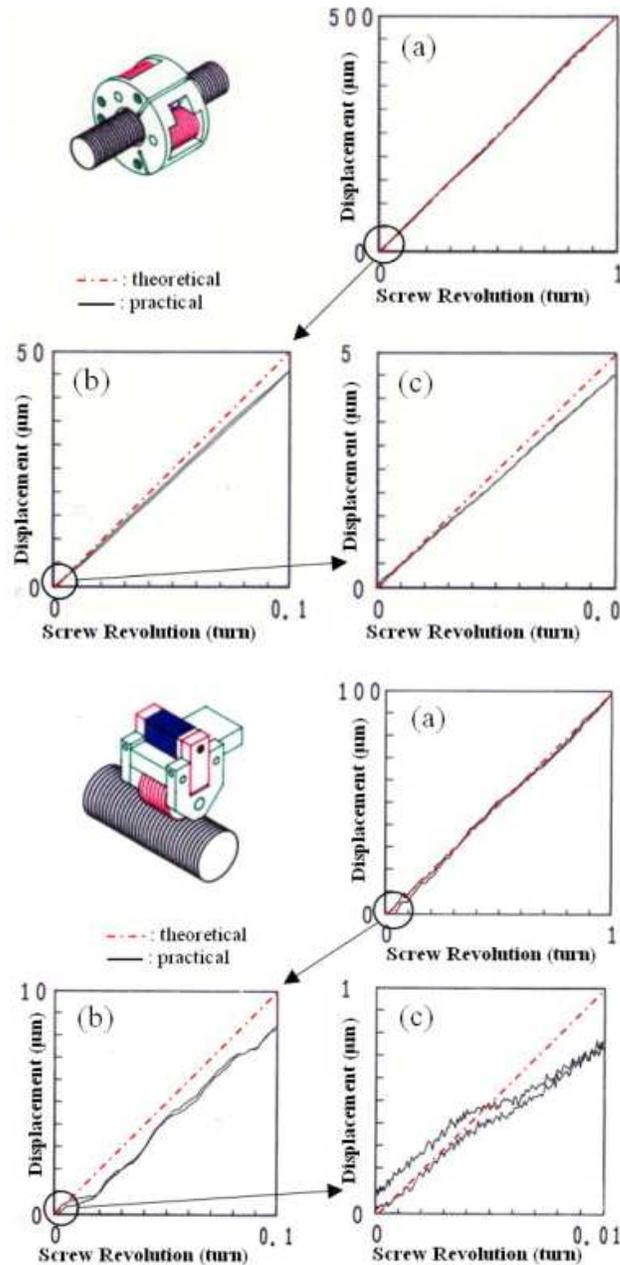
Ryś et al. [RYS 14] ont développé un modèle de calcul de la répartition de la charge entre les éléments dans une vis à rouleaux. Ils considèrent les déformations d'éléments roulants comme les déformations de volumes rectangulaires soumis à des contraintes de cisaillement. Les déformations des filets de la vis et de l'écrou sont prises en compte. Ce modèle utilise la méthode des éléments finis. Une comparaison entre les résultats du modèle numérique et les résultats analytiques a été faite (Figure 29).

La distribution de la contrainte de cisaillement et la répartition de la charge dans la direction axiale montrent un plus grand écart entre les résultats numériques et les résultats analytiques. Cela vient de l'hypothèse de la rigidité des rouleaux.

Jones et al. [JON 13] ont modélisé la géométrie du système de vis à rouleaux afin de calculer le rayon de courbure en fonction de l'angle de contact. Les contacts entre vis/rouleaux et rouleaux/écrou ont été étudiés. Ces analyses ont été effectuées pour les deux types de systèmes de vis à rouleaux (planétaire et avec recirculation). La position du point de contact et le rayon de courbure ont été calculés (Figure 30).

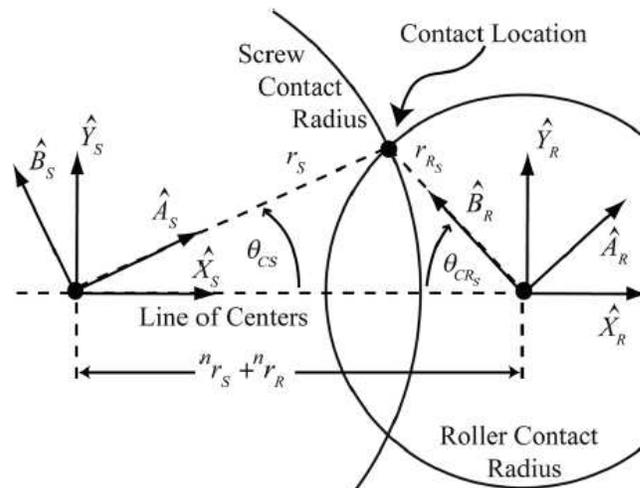
Les résultats montrent que les angles de contact du rouleau sont différents par rapport à ceux de la vis et de l'écrou et sont également différents sur les côtés opposés du rouleau.

D'autre part, Jones et al. [JON 12] ont étudié la cinématique du système de vis à rouleaux en tenant compte des défauts axiaux. Les vitesses de glissement ont été calculées pour les contacts rouleau/écrou et vis/rouleau. Les résultats montrent que la vitesse de glissement côté écrou est plus importante que celle côté vis.

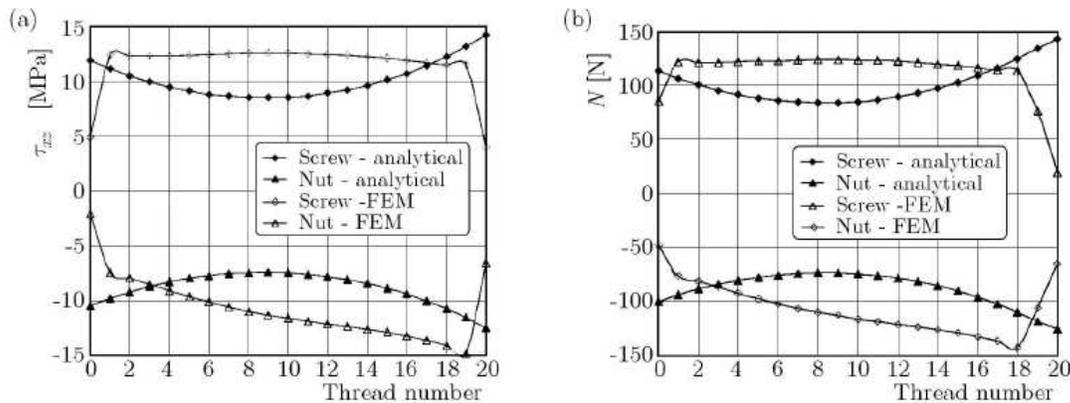


**FIGURE 1.27:** Étude du système SRS et du système MRS en fonction des erreurs de déviation.[HOJ 09]

Otsuka et al. [OTS 87] and Kozyrev [KOZ 87] ont développé des modèles statiques basés sur la théorie de Hertz afin de comparer la rigidité du système de vis à rouleaux et du système de vis à billes, sachant que Otsuka et al. [OTS 89] ont également comparé leurs résultats théoriques à des résultats expérimentaux.



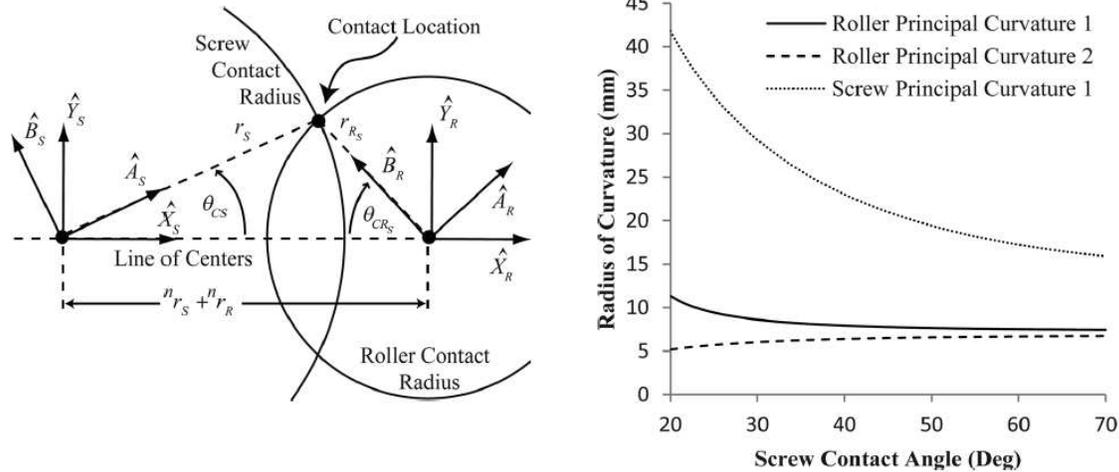
**FIGURE 1.28:** Géométrie du contact entre la vis et le rouleau.[JON 13]



**FIGURE 1.29:** (a) Distribution de la contrainte de cisaillement pour la vis et l'écrou en fonction du nombre des filets, (b) Distribution de la charge côté vis et côté écrou en fonction du nombre des filets.[RYS 14]

Ces travaux concernent la description des phénomènes locaux qui se produisent au niveau des contacts entre les filets grâce à l'analyse des efforts entre les dentures.

D'autres recherches ont été faites concernant les modèles théoriques sur l'efficacité et la durée de vie du système de vis à rouleaux [LEM 96]. Des tests pour étudier la charge dynamique du système de vis à rouleaux ont été réalisés [SCH 96]. Des simulations de la transmission de puissance mécanique pour un actionneur électromécanique à base d'un système de vis à rouleaux en tenant compte de l'effet d'inertie et du frottement ont été faites [KAR 09]. Une méthode de calcul est proposée pour obtenir la répartition de la charge en fonction du déplacement.[SOK 08]. L'effet de l'humidité et de la lubrification



**FIGURE 1.30:** Rayon de courbure en fonction de l'angle de contact, côté vis.[JON 13]

entre les composants de vis à rouleaux en mouvement oscillatoire a été étudié [FAL 03]. Ryakhovsky et al. [RYA 02] ont développé des relations géométriques. Sokolov et al. [SOK 06] ont étudié les forces générées entre les principaux composants du système de vis à rouleaux (les charges transmises par les filets du rouleau, la pression maximale du contact). Jiajun et al. [JIA 11] ont développé un modèle de rigidité statique basé sur la mécanique de contact hertzienne et ils ont comparé les résultats à des mesures expérimentales. Tselishchev et Zharov [TSE 08] proposent une méthode numérique pour calculer le déplacement des éléments élastiques dans le système vis à rouleaux planétaire.

## 1.9 Conclusion

Les bases théoriques présentées dans ce chapitre montrent les avantages et les inconvénients des différents systèmes mécaniques de transmission. Pour le projet de mini excavatrice 100% électrique, le système vis à rouleaux a été choisi pour ses meilleurs caractéristiques par rapport au système vis à billes (rendement élevé, capacité de charge plus élevée, précision, vitesse de rotation plus élevée...).

Afin d'améliorer la performance du système vis à rouleaux, des bases théoriques ont été présentées dans ce chapitre permettant de modéliser ce système mécanique. La théorie de Hertz et les différents modèles de frottement ont été présentés afin de pouvoir choisir les bases de modélisation les mieux adaptées aux diverses applications du système de vis à rouleaux.

Quelques travaux antérieurs concernant les lubrifiants, les additifs et la vis à rouleaux satellites ont été rappelés en précisant la contribution de chacun.

Dans la suite de ce mémoire, en se basant sur l'étude bibliographique, une modélisation tridimensionnelle caractérisant le système vis à rouleaux avec déviation de forme et de positionnement de surface sera définie.

Enfin, une partie expérimentale a été réalisée afin de mesurer les pertes dans la vis à rouleaux.

Les précédents travaux présentés dans la dernière partie de ce chapitre modélisent la macro-géométrie de la vis à rouleaux. La caractéristique de ce travail est la modélisation tridimensionnelle de la micro-géométrie complexe et de la cinématique du système de vis à rouleaux en tenant compte les défauts de forme. La répartition de la charge au niveau des contacts a été calculée. La modélisation du frottement, du glissement et du cisaillement a été faite.

## **Chapitre 2**

# **Étude théorique du système de la vis à rouleaux**

## 2.1 Introduction

Le chapitre 1 a mis en évidence les bases théoriques qui permettent d'analyser la cinématique complexe du système de vis à rouleaux. Afin d'assurer une autonomie suffisante de fonctionnement de la mini excavatrice, il faut améliorer le rendement du système d'actionnement (le réducteur, les actionneurs électromécaniques : la vis à rouleaux). Pour atteindre l'objectif il faut étudier les pertes par frottement dans les principaux contacts du système vis à rouleaux.

L'objectif de cette partie est de présenter la méthode numérique permettant d'étudier la géométrie et la cinématique complexe du système de vis à rouleaux afin de modéliser les contacts multiples entre ses principaux éléments.

En premier lieu, pour étudier l'efficacité du système, il faut commencer par l'étude de la cinématique, modéliser le système physique et le transformer en un modèle numérique robuste.

La modélisation du système de vis à rouleaux nécessite la prise en compte des défauts de forme au niveau des surfaces de contact introduites par la fabrication, le montage, etc...

Ensuite, il faut prendre en compte les différentes erreurs géométriques afin d'effectuer l'analyse statique de l'influence combinée de ces différentes erreurs sur le comportement mécanique de tout le système.

Dans ce contexte, une analyse tribologique, de la vitesse de roulement et de glissement est faite et un modèle tridimensionnel du frottement de l'ensemble en translation et rotation est défini.

## 2.2 Modélisation

### 2.2.1 Modèle tridimensionnel

#### 2.2.1.1 Description

La modélisation d'un système mécanique est basée sur la mise en équation mathématique de leurs cinématiques et de leurs géométries permettant de les étudier en régime permanent ou transitoire.

En particulier, ce chapitre présente la modélisation des contacts multiples entre les principaux composants du système de la vis à rouleaux (la vis, un nombre imposé de rouleaux et l'écrou) en se basant sur la théorie de Hertz qui est décrite dans le chapitre précédent.

Dans le but d'étudier le contact Hertzien circulaire entre les principaux composants du système de vis à rouleaux (entre les surfaces bombées des rouleaux et les

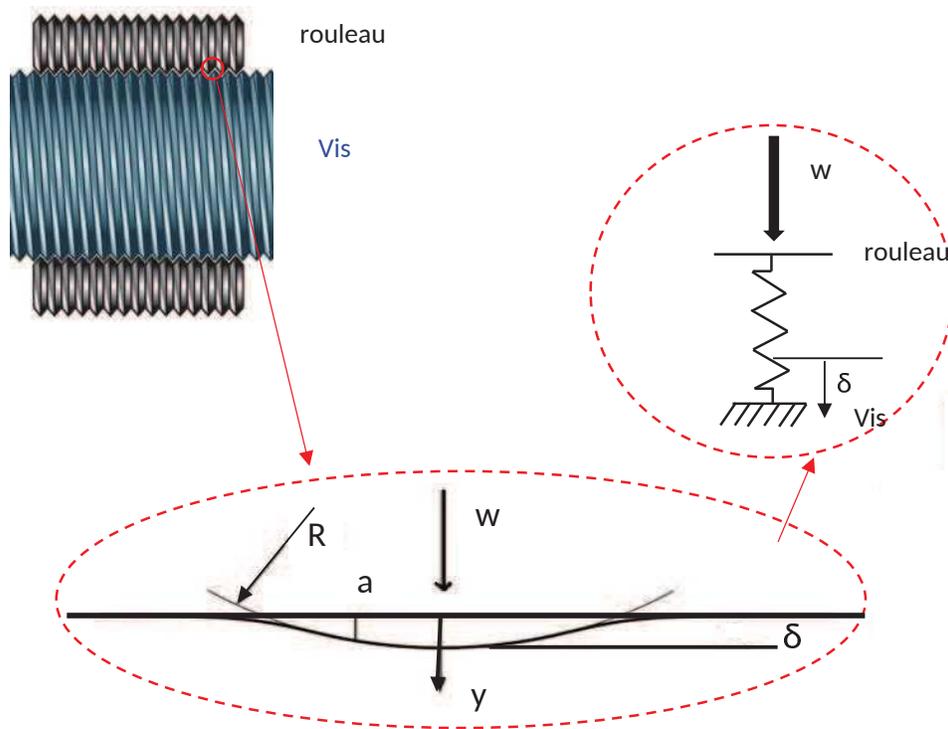


FIGURE 2.1: Modélisation du contact de Hertz non linéaire.

surfaces planes de la vis et de l'écrou), la modélisation de chaque contact par un ressort non linéaire soumise à une charge axiale  $w$  (Figure 1) a été développée. La relation entre la charge axiale  $w$  et la déformation au niveau du contact  $\delta$  est définie par l'équation suivante :

$$w = k(\delta) \cdot \delta \quad (2.1)$$

En se basant sur les équations de Hertz, la raideur de chacun des ressorts non linéaires est décrite par l'équation suivante :

$$k(\delta) = \frac{\partial w}{\partial \delta} = \frac{2}{3} \cdot E^* \cdot R^{\frac{1}{2}} \cdot \delta^{\frac{1}{2}} \quad (2.2)$$

Avec :

- $R$ , rayon de courbure équivalent (défini dans le chapitre 1),
- $\delta$ , déformation engendrée par le contact sphère plan,
- $E^*$ , module de Young (défini dans le chapitre 1).

Afin d'établir l'équilibre d'un ressort non linéaire et d'obtenir la valeur de la déformation élastique au niveau de chacun des contacts, on a développé un modèle

numérique basé sur la géométrie du système vis à rouleaux.

Il est généralement admis que la fabrication et le montage des pièces filetées ne peuvent pas être réalisés sans défauts géométriques (défauts de forme ou écarts géométriques, défauts de montage...), donc ces derniers sont des sources des pertes pour les systèmes de transmission de mouvement : comme les engrenages, le système de vis à rouleaux, etc.

### 2.2.1.2 Défauts de fabrication et de montage

Ces défauts peuvent être classés en deux groupes :

#### Les écarts de forme :

Ce sont les erreurs qui proviennent essentiellement du processus de fabrication, par exemple, fixation imparfaite de la pièce ou de l'outil, déformation au cours de la fabrication de la pièce ou de l'outil.

- Erreurs de profil : dues à l'écart entre le profil théorique et le profil réel.
- Erreurs de distorsion : dues à l'écart entre la trace de l'hélice réelle et idéale. Elles sont généralement consécutives à des défauts de taillage et/ou de rectification.
- Erreurs de déviation : est un défaut de montage.

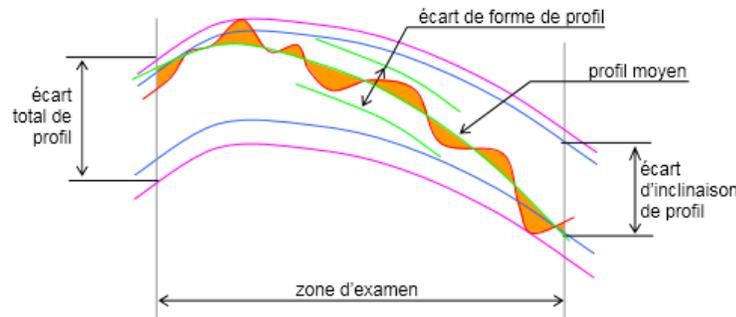
#### Les écarts de montage :

Ce sont les erreurs obtenus principalement au cours du montage :

- Défauts d'alignement ou de parallélisme,
- Excentricités.

Il n'existe pas d'études concernant l'influence des défauts de forme et des défauts de positionnement sur le comportement du système de vis à rouleaux. D'un point de vue fonctionnel, il est important de déterminer la répartition des efforts entre les dents au cours du fonctionnement de ce système en fonction de ces défauts. Pour cela, on étudie l'influence des défauts de forme sur l'efficacité du système vis à rouleaux.

La géométrie particulière et complexe du système de vis à rouleaux rend



**FIGURE 2.2:** Défauts de fabrication et de montage.

délicate la détermination théorique des rigidités de denture en fonction des défauts locales. C'est pour cela qu'une méthode numérique a été développée.

Un générateur aléatoire a été utilisée pour introduire les différentes valeurs des défauts de forme pour chaque contact entre les principaux composants de la vis à rouleaux (les rouleaux, la vis et l'écrou).

L'intervalle des défauts de forme (données d'entrées dans la modélisation numérique étudié) a été calculé à partir des mesures expérimentales faites en utilisant le microscope HIROX. Dans cette partie, on a utilisé deux rouleaux rodés de différentes diamètres et longueurs (diamètres : 14.03 mm et 11.49 mm). La hauteur des filets des deux rouleaux vaut 2 mm.

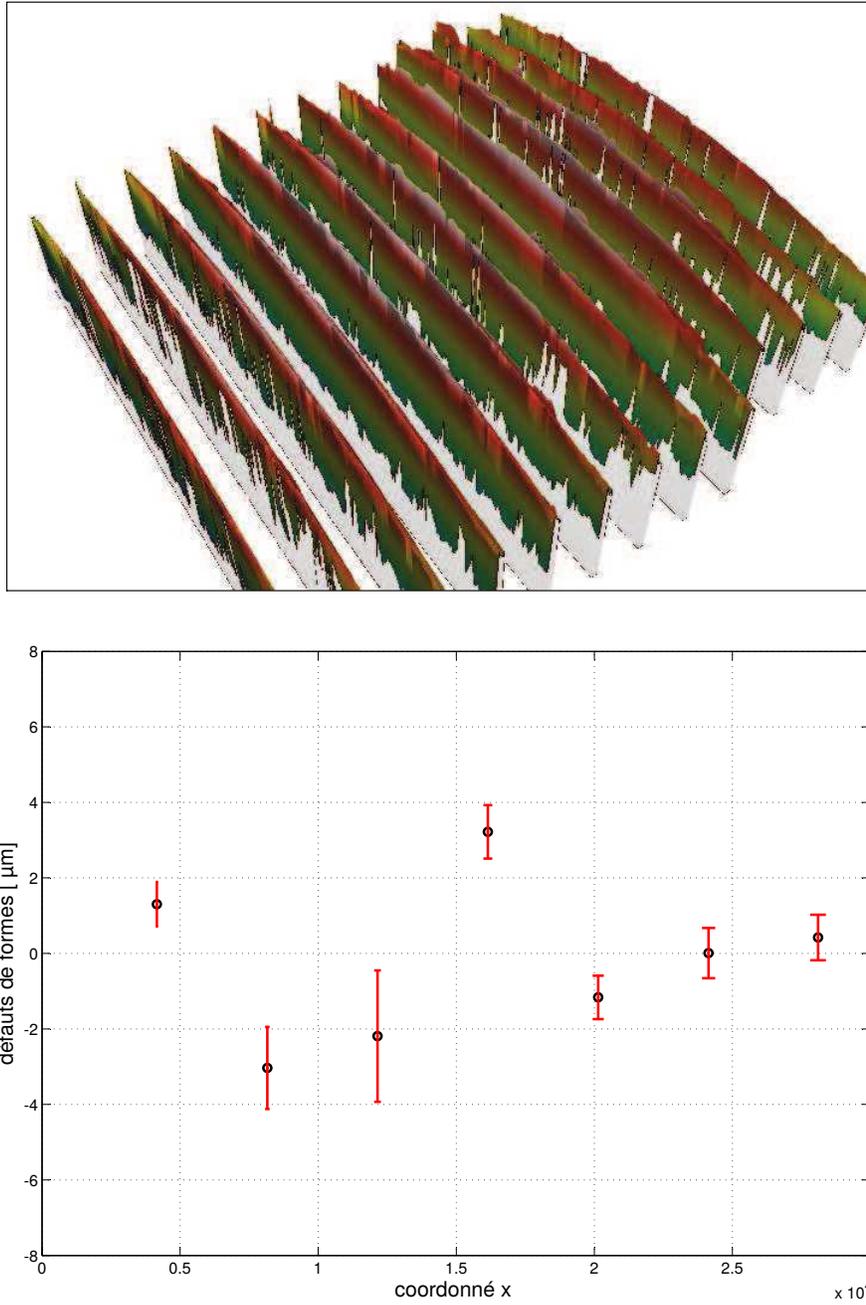
Les figures 3 et 4 représentent respectivement la géométrie des filets et un des mesures des défauts de forme pour le grand rouleau et un pour le petit rouleau (plus des détails sur les autres mesures sont fournies dans l'Annex A). Dans ces figures, les cercles représentent la moyenne de défauts de forme à une position précise et les barres rouges montrent l'écart type des défauts de forme pour chaque position.

Ces mesures permettent de définir la valeur maximale des défauts de forme. Avec les trois mesures réalisées pour chacun des rouleaux, on obtient un défaut moyenne de  $1.7 \mu\text{m} \pm 1$  pour le petit rouleau et  $3 \mu\text{m} \pm 0.8$  pour le grand rouleau. Ces défauts de forme sont modélisés par des épaisseurs de cale  $e$  rajoutées à chaque contact (à chaque ressort). Ces cales sont représentées en rouge sur la figure 5 (sachant que la valeur de l'épaisseur de cale peut être négatif). Cette figure montre la modélisation des contacts multiples entre la vis et le rouleau en fonction des défauts de forme (présentation 1D).

L'équation du ressort non linéaire s'écrit sous la forme suivante :

$$F = k(\delta - e).(\delta - e) \quad (2.3)$$

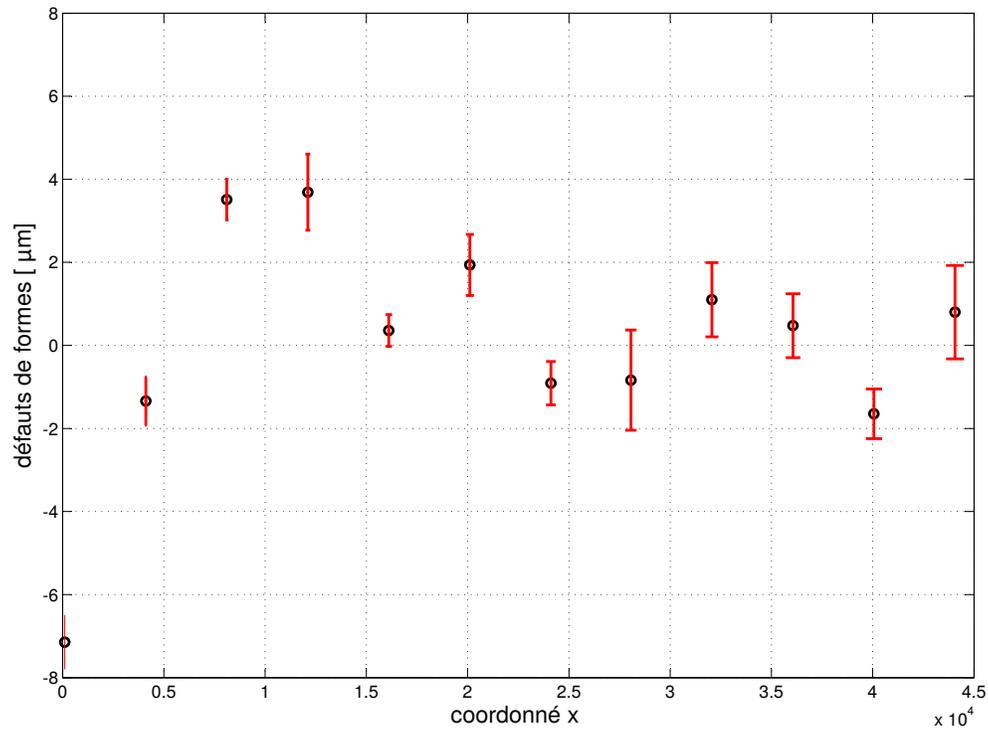
Avec :



**FIGURE 2.3:** Géométrie et mesures des sommets des filets et les défauts de forme, rouleau 1 rodé.

-  $e$ , une valeur (négative ou positive) qui définit le défaut de forme pour chaque contact.

En se basant sur le paragraphe 2.1, pour chaque contact, l'équation de déformation



**FIGURE 2.4:** Mesures des sommets des filets et les défauts de forme, rouleau 2 rodé.

est donnée sous la forme suivante :

$$k(\delta - e) = \frac{\partial w}{\partial (\delta - e)} = \frac{2}{3} \cdot E^* \cdot R^{\frac{1}{2}} \cdot (\delta - e)^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

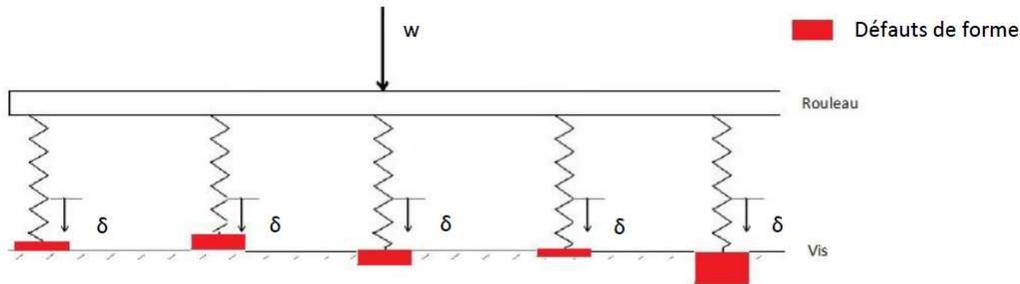
L'équation d'équilibre du ressort non linéaire devient alors :

$$F(\delta - e) = \frac{2}{3} \cdot E^* \cdot R^{\frac{1}{2}} \cdot (\delta - e)^{\frac{3}{2}} \quad (2.5)$$

### 2.2.1.3 Hypothèses

Dans cette étude, les hypothèses suivantes sont retenues :

- Le contact entre les deux filets est supposé circulaire (entre les surfaces bombés des rouleaux et les surfaces planes de la vis et de l'écrou.



**FIGURE 2.5:** Présentation 1D des contacts entre la vis et un rouleau, avec la présence des défauts de forme.

- Les données d'entrée dans le modèle numérique sont des données réelles (la charge, les paramètres géométriques et cinématiques (les rayons, le rayon de courbure, les angles (angles d'hélice, angle de contact, angle entre les rouleaux...), le pas, la vitesse de rotation de la vis, le nombre de rouleaux, le nombre de contacts par côté de rouleaux...)).

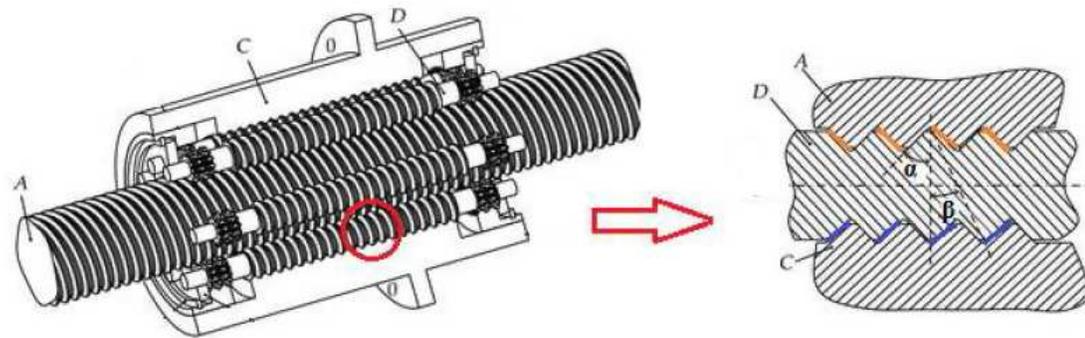
- Les vitesses de rotation sont faibles (se sont les conditions générales de fonctionnement du système de vis à rouleaux).

- Le plan de contact entre deux filets est le plan d'action théorique.

### 2.2.1.4 Mise en équations

La figure 6 à gauche représente la géométrie du système vis à rouleaux. Ce système contient 3 composantes : la vis (A), les rouleaux (D) et l'écrou (C), qui sont représentés aussi schématiquement par les axes en pointillés sur la figure 7. Par ailleurs, la figure 6 à droite représente un zoom sur la géométrie de contact entre le rouleau, la vis et l'écrou. La couleur bleu représente les contacts entre l'écrou et les rouleaux et la couleur orangé représente les contacts entre la vis et les rouleaux : se sont des contacts sphère/plan. (Figures 6 et 7). Dans ce modèle, la vis est soumise à une charge  $W$ , l'écrou est fixe.

Donc, pour chaque contact une valeur (positive ou négative) de défaut de forme a été ajouté. Par ailleurs un défaut de positionnement a été également définie pour chaque contact. La représentation 2D de la géométrie du contact (Figure 7) montre les angles qui représentent les défauts de positionnement pour chaque élément du modèle. Donc chaque contact  $i$  possède un défaut de positionnement. Les angles qui définissent ces défauts sont :  $\theta_{vi}$  pour la vis,  $\theta_{r1i}$  pour le premier rouleau,  $\theta_{r2i}$  pour le deuxième rouleau. Le

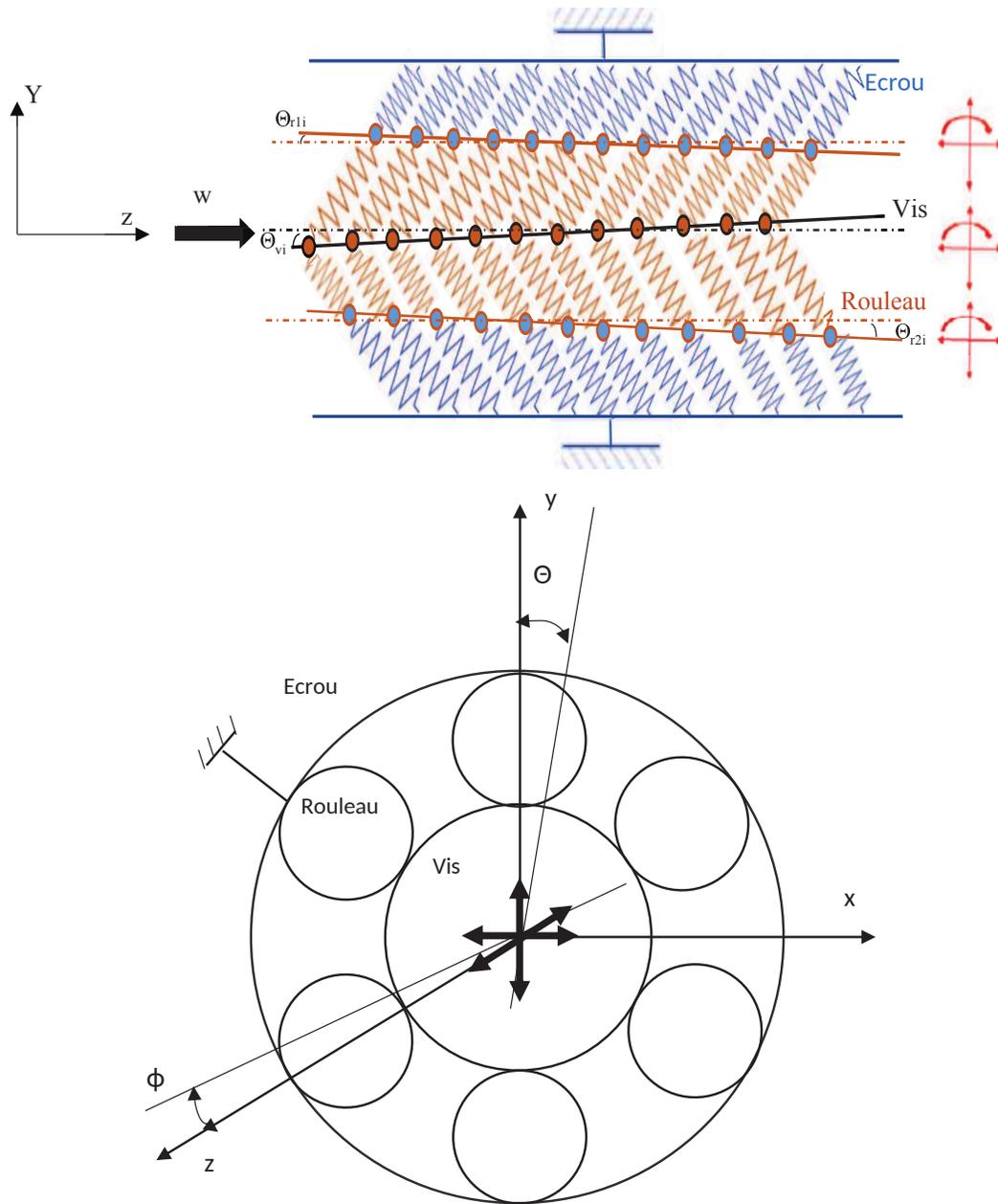


**FIGURE 2.6:** Géométrie du système vis à rouleaux satellites

défait de positionnement est représenté pour un contact "i" entre l'écrou, la vis et les rouleaux.

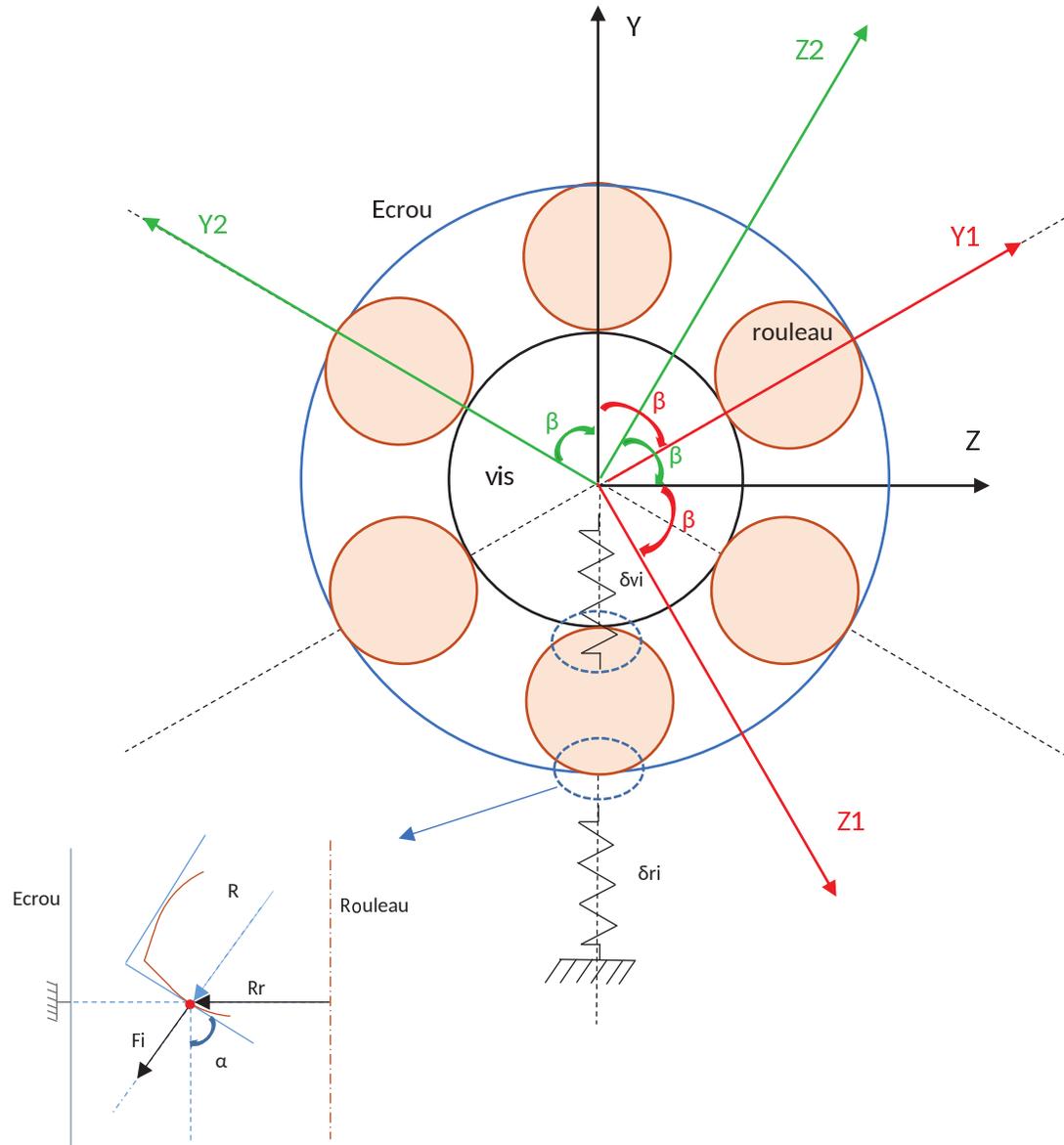
Ensuite, le modèle 2D a progressivement évolué vers une représentation tridimensionnelle intégrant toujours les défauts de forme et les défauts de positionnement. Dans ce modèle tridimensionnelle, chaque rouleau et à la vis sont associés à cinq degrés de liberté, trois translations suivant les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  et deux rotations autour des axes  $y$  et  $z$ . Le comportement de ce système est donc représenté par 35 degrés de liberté (DDL) (cas du système avec 6 rouleaux) qui correspondent aux déplacements élastiques superposés aux mouvements des corps rigides.

Dans ce travail, deux cinématiques ont été utilisées : soit l'écrou soit la vis est fixe. Par ailleurs, le nombre de rouleaux est variable dans le système vis à rouleaux : ça dépend de la dimension, le pas de la vis et le domaine d'application de ce système. Dans notre cas, les données géométriques, le nombre de rouleaux ont été définis par la société (ELBI) à partir des besoins du projet ELEX. Donc deux géométries ont été modélisées : une vis avec 6 rouleaux (figure 8) et une vis avec 12 rouleaux. Entre les rouleaux, un angle  $\beta$  est imposée en fonction de la géométrie. Un repère est définie pour chaque rouleau afin de faciliter les projections des forces sur le repère principale  $(x,y,z)$ . Tous les calculs sont faits dans le repère  $(x,y,z)$ . Un zoom sur la géométrie de contact circulaire entre le rouleau et la vis est montré par la figure 9. L'angle  $\lambda$  est l'angle d'hélice et l'angle  $\alpha$  est l'angle de contact. (Figure 9)



**FIGURE 2.7:** Présentation 2D du modèle du système de vis à rouleaux (12 contacts par rouleau, trois degrés de liberté (DDL) associés à chacun des rouleaux et à la vis).

Afin d'obtenir l'équilibre statique du système, le principe fondamental de la statique a été utilisé dans cette partie. L'équilibre des forces  $F$  (les forces réparties sur tous les contacts entre la vis, les rouleaux et l'écrou, figure 10) et l'équilibre des moments  $M$  sont :



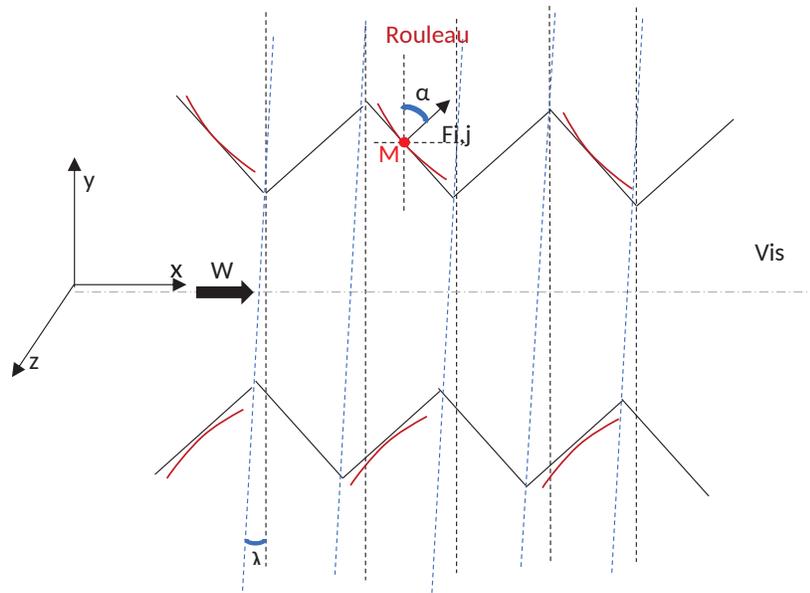
**FIGURE 2.8:** Géométrie du système vis à rouleaux satellites

$$\sum_{i=1, j=1}^{n, m} \vec{F}_{i, j} = \vec{0} \quad (2.6)$$

$$\sum_{i=1, j=1}^{n, m} \vec{M}_{i, j} = \vec{0} \quad (2.7)$$

où :

-  $i, j$  représentent respectivement le nombre de contacts et le nombre de rouleaux.



**FIGURE 2.9:** Profile de la géométrie de contact entre la vis et le rouleau

-  $n, m$  représentent respectivement le nombre maximal de contacts et le nombre maximal de rouleaux.

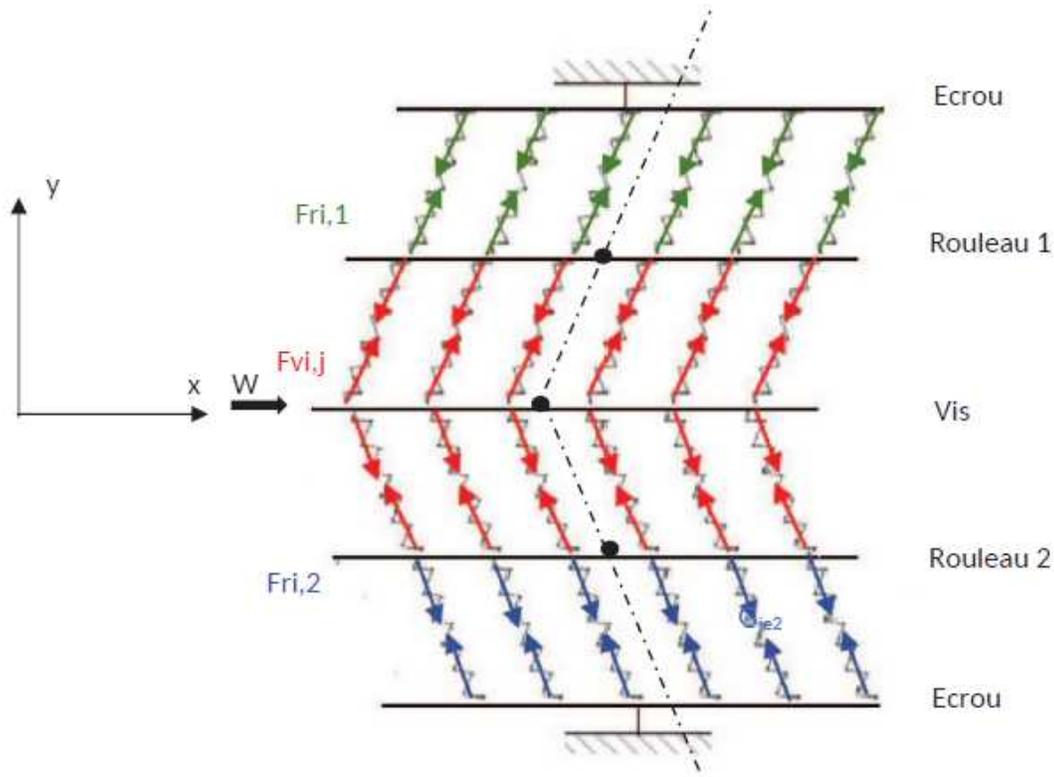
La figure 10 représente la répartition de la charge sur les multiples contacts (coupe 2D du modèle). Les charges représentées en rouge définissent l'effort distribué côté vis tandis que les autres couleurs (vert et bleu) représentent la distribution de la charge côté écrou pour les deux rouleaux.

Les valeurs initiales des défauts de forme et des défauts de positionnement sont des données d'entrées du modèle numérique.

Le système des variables est défini par les déplacements des ressorts non linéaires suivant les axes  $x$ ,  $y$  et  $z$  et les rotations suivant les axes  $y$  et  $z$ .

En premier temps, la mise en équation de chacun des sous-systèmes (de chacun rouleau et de la vis) est faite. Les calculs sont faits dans le repère principale  $(x, y, z)$ , donc les projections des deux autres repères ont été faits (les axes présentés dans la Figure 8). Les équations qui correspondent au changement de repère des rouleaux sont les suivantes :

$$\begin{aligned}
 x &= x_1 = x_2 \\
 y_2 &= \cos(\beta) * y - \sin(\beta) * z \\
 z_2 &= \cos(\beta) * z + \sin(\beta) * y \\
 y_1 &= \cos(\beta) * y + \sin(\beta) * z \\
 z_1 &= \cos(\beta) * z - \sin(\beta) * y
 \end{aligned}$$



**FIGURE 2.10:** Coupe 2D de la distribution de la charge entre les éléments de la vis à rouleaux.

Ensuite, dans un deuxième temps, on étudiera chaque sous-système séparément puis on effectuera l'assemblage afin d'obtenir le système d'équations du système global. Les relations entre la charge imposée sur la vis et les charges partielles distribuées pour chacun des contacts sont les suivantes :

$$\vec{W} = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} F_{vi, j} = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} k_{vij} (\delta_{vi, j} - e_{vi, j}) * (\delta_{vi, j} - e_{vi, j}) \quad (2.8)$$

$$\sum_{i=1, j=1}^{n, m} k_{vij} (\delta_{vi, j} - e_{vi, j}) * (\delta_{vi, j} - e_{vi, j}) * dv_{i, j} = \vec{0} \quad (2.9)$$

où :

- $i, j$  représentent respectivement le nombre de contacts et le nombre de rouleaux.
- $F_v$  définit la charge moyenne pour chaque contact coté la vis.
- $dv$  désigne la distance entre le point de contact et le centre de la vis.

-  $n, m$  représentent respectivement le nombre total de contacts pour chaque côté et le nombre total de rouleaux imposé par les données géométriques.

Les projections de l'équation d'équilibre des forces (8) suivant les axes  $z$ ,  $y$  et  $x$  ont été définies en fonction de la géométrie (coté vis) :

$$W = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fv_{i,j} \cos(\alpha - \theta_{v_{i,j}} - \varphi_{v_{i,j}}) \quad (2.10)$$

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fv_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{v_{i,j}} - \varphi_{v_{i,j}}) \cos(\lambda) \cos(\beta - \varphi_{v_{i,j}}) \quad (2.11)$$

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fv_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{v_{i,j}} - \varphi_{v_{i,j}}) \sin(\lambda) \sin(\beta - \varphi_{v_{i,j}}) \quad (2.12)$$

où :

- $Fv$  définit la charge distribuée sur chacun des contacts  $i$  et rouleaux  $j$ .
- $\theta_v$  est la rotation de la vis autour de l'axe  $y$ .
- $\varphi_v$  est la rotation de la vis autour de l'axe  $z$ .
- $\beta$  est l'angle entre les rouleaux suivant le plan  $(\vec{y}, \vec{z})$ .
- $\lambda$  est l'angle d'hélice.

Les projections de l'équation d'équilibre des moments(9) suivant les axes  $y$  et  $z$  ont été définies en fonction de la géométrie (coté vis) :

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fv_{i,j} dv_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{v_{i,j}} - \varphi_{v_{i,j}}) \cos(\lambda) \cos(\beta - \varphi_{v_{i,j}}) \quad (2.13)$$

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fv_{i,j} dv_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{v_{i,j}} - \varphi_{v_{i,j}}) \sin(\lambda) \sin(\beta - \varphi_{v_{i,j}}) \quad (2.14)$$

La même méthode a été utilisée afin de définir le système d'équations pour chacun des rouleaux. L'équilibre de  $m$  rouleaux est défini par les équations suivantes :

$$\sum_{i=1, j=1}^{n, m} \vec{F}_{ri,j} = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} k\vec{r}_{ij} (\delta_{v_{i,j}} - e_{ri,j}) * (\delta_{ri,j} - e_{ri,j}) = \vec{0} \quad (2.15)$$

$$\sum_{i=1, j=1}^{n, m} k\vec{r}_{ij} (\delta_{ri,j} - e_{ri,j}) * (\delta_{ri,j} - e_{vi,j}) * dr_{i,j} = \vec{0} \quad (2.16)$$

où :

- $F_r$  définit la charge moyenne pour chaque contact côté vis et côté écrou.

-  $dr$  désigne la distance entre le point de contact et le centre du rouleau.

Les projections de l'équation d'équilibre des forces (15) suivant les axes  $z$ ,  $y$  et  $x$  ont été définies en fonction de la géométrie :

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fr_{i,j} \cos(\alpha - \theta_{r_{i,j}} - \varphi_{r_{i,j}}) \quad (2.17)$$

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fr_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{r_{i,j}} - \varphi_{r_{i,j}}) \cos(\lambda) \cos(\beta - \varphi_{r_{i,j}}) \quad (2.18)$$

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fr_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{r_{i,j}} - \varphi_{r_{i,j}}) \sin(\lambda) \sin(\beta - \varphi_{r_{i,j}}) \quad (2.19)$$

où :

- $\theta_r$  est la rotation du rouleau autour de l'axe  $y$ .
- $\varphi_r$  est la rotation du rouleau autour de l'axe  $z$ .

Les projections de l'équation d'équilibre des moments (16) suivant les axes  $y$  et  $z$  ont été définies en fonction de la géométrie :

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fr_{i,j} dr_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{r_{i,j}} - \varphi_{r_{i,j}}) \cos(\lambda) \cos(\beta - \varphi_{r_{i,j}}) \quad (2.20)$$

$$0 = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} Fr_{i,j} dr_{i,j} \sin(\alpha - \theta_{r_{i,j}} - \varphi_{r_{i,j}}) \sin(\lambda) \sin(\beta - \varphi_{r_{i,j}}) \quad (2.21)$$

Après avoir défini tous les sous-systèmes d'équations d'équilibre, il reste à trouver le vecteur des solutions  $\vec{X}$  du système d'équations non linéaire. Le vecteur des variables de ce système est défini en fonction des déformations et des rotations suivant  $y$  et  $z$  de chaque sous système.

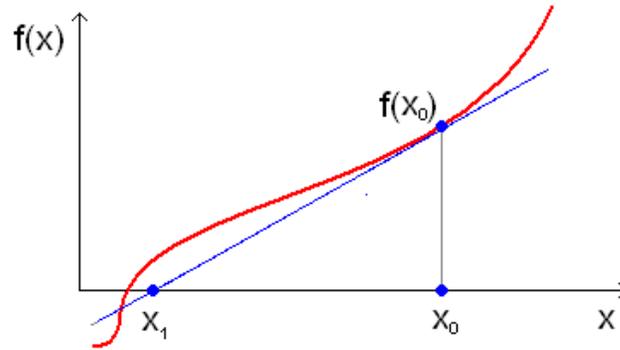
$$X = [ x_1 \quad \dots \quad x_i \quad \dots \quad x_n ]$$

où :

$$x = [ \delta_x \quad \delta_y \quad \delta_z \quad \varphi \quad \theta ]$$

La méthode utilisée pour résoudre les système d'équations non linéaires est la méthode de Newton Raphson. La figure 11 représente le schéma 1D de cette méthode.

L'interprétation géométrique de cette méthode (que soit pour une seule fonction non



**FIGURE 2.11:** Méthode de Newton Raphson.

linéaire (Figure 11), ou pour un système d'équations non linéaires) peut être décrite comme suit : Pour résoudre le système d'équations d'équilibre de système de vis à rouleaux  $F(X) = 0$ , il faut partir premièrement d'une estimation du vecteur solution initial  $\vec{X}_0$ . Ensuite, on calcule à chaque itération l'intersection de la droite tangente à des fonctions du vecteur  $F(X)$  avec l'axe des abscisses où  $F(X) = 0$ , afin de résoudre le système d'équations suivant : (Figure 11)

$$F(X_K) = 0 \quad (2.22)$$

où :

- $F$  est la vecteur des équations non linéaires,
- $K$  est le nombre d'itérations,

On obtient alors pour chaque itération la vecteur  $X_{K+1}$  qui est plus proche de la solution du système d'équations  $F$ . On approche à nouveau la fonction par ses tangentes en  $X_{K+1}$  afin de calculer le prochain vecteur de solution. Les racines trouvées à chaque itération sont calculées de la façon suivante :

$$X_{K+1} = X_K - J^{-1}F(X_K) \quad (2.23)$$

où :

- $J$  est la matrice jacobienne, la matrice des dérivées des équations d'équilibre par rapport aux variables,
- $X_{K+1}$  est le vecteur des solutions de la fonction  $F$ ,

La matrice jacobienne en fonction des variables  $x$  a été calculée de la façon suivante :

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_i} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_j}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_j}{\partial x_i} & \dots & \frac{\partial f_j}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_i} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix}$$

La présentation matricielle de l'équation (23) de résolution du système des ressorts non linéaires est la suivante :

$$\begin{bmatrix} x_{1K+1} \\ \dots \\ x_{jK+1} \\ \dots \\ x_{nK+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{1K} \\ \dots \\ x_{jK} \\ \dots \\ x_{nK} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_i} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_j}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_j}{\partial x_i} & \dots & \frac{\partial f_j}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_i} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} f_1(X)_K \\ \dots \\ f_j(X)_K \\ \dots \\ f_n(X)_K \end{bmatrix}$$

La répétition de ces itérations continue jusqu'à atteindre la précision voulue. Le critère d'arrêt de ces itérations est une précision donnée au début des calculs :

$$\|F(X_K)\| \leq \varepsilon_1 \quad \text{ou} \quad \|X_{K+1} - X_K\| \leq \varepsilon_2 \quad (2.24)$$

L'algorithme de code numérique développé est décrit par le diagramme suivant :

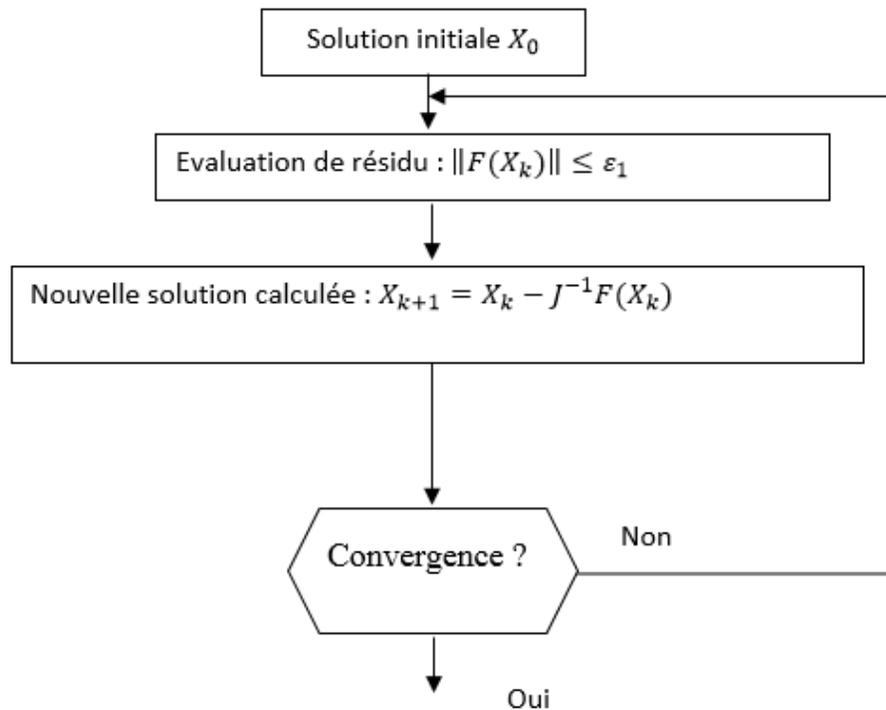
## 2.2.2 Modélisation du frottement

### 2.2.2.1 Description et données d'entrées du modèle

Afin d'obtenir le frottement de l'ensemble de vis à rouleaux en translation et en rotation et d'obtenir l'énergie dissipée par frottement, un modèle de frottement a été développé.

Comme déjà expliqué dans la partie précédente de ce chapitre, plusieurs modèles ont été utilisés dans ce travail (géométrie différentes (nombre de rouleaux, pas de la vis...), cinématiques différentes (vis ou écrou fixe)). Plusieurs objectifs expliquent ces choix : adapter la modélisation (géométrie et cinématique imposées) pour comparer les résultats numériques avec les résultats expérimentaux (chapitres 3 et 4), utiliser aussi un modèle basique imposé par la société ELBI (modèle de 6 rouleaux).

La figure 13 représente un de ces modèles (géométrie avec 6 rouleaux, l'écrou est fixe et le couple moteur est imposé sur la vis). L'ensemble des six rouleaux, en vert, et la



**FIGURE 2.12:** *Méthode itérative.*

porte-satellite, en bleu, sont en mouvement de rotation, l'écrou, en marron, est fixe et la vis, en noir, est en mouvement de rotation en régime stationnaire.

Dans ce modèle, plusieurs données d'entrées sont imposées : la vitesse de rotation de la vis (dans le cas de l'écrou fixe), la vitesse de rotation de l'écrou qui est imposée dans le cas de la vis fixe, les paramètres géométriques (comme les paramètres de matériaux, le nombre des rouleaux, le nombre de contacts pour chaque coté du rouleau, les rayons de la vis, l'écrou et les rouleaux, le pas, les angles (l'angle de contact, les angles d'hélice, l'angle entre les rouleaux)), l'intervalle de défauts de forme (sachant que la distribution des défauts de forme sur les contacts est aléatoire, en utilisant un générateur aléatoire),...

Sachant que dans cette modélisation numérique, la distribution de la pression dans les contacts en fonction des défauts de forme, les airs des contacts en fonction des défauts sont calculées en utilisant la théorie de Hertz pour le contact circulaire (équations 1 paragraphe 1-5).

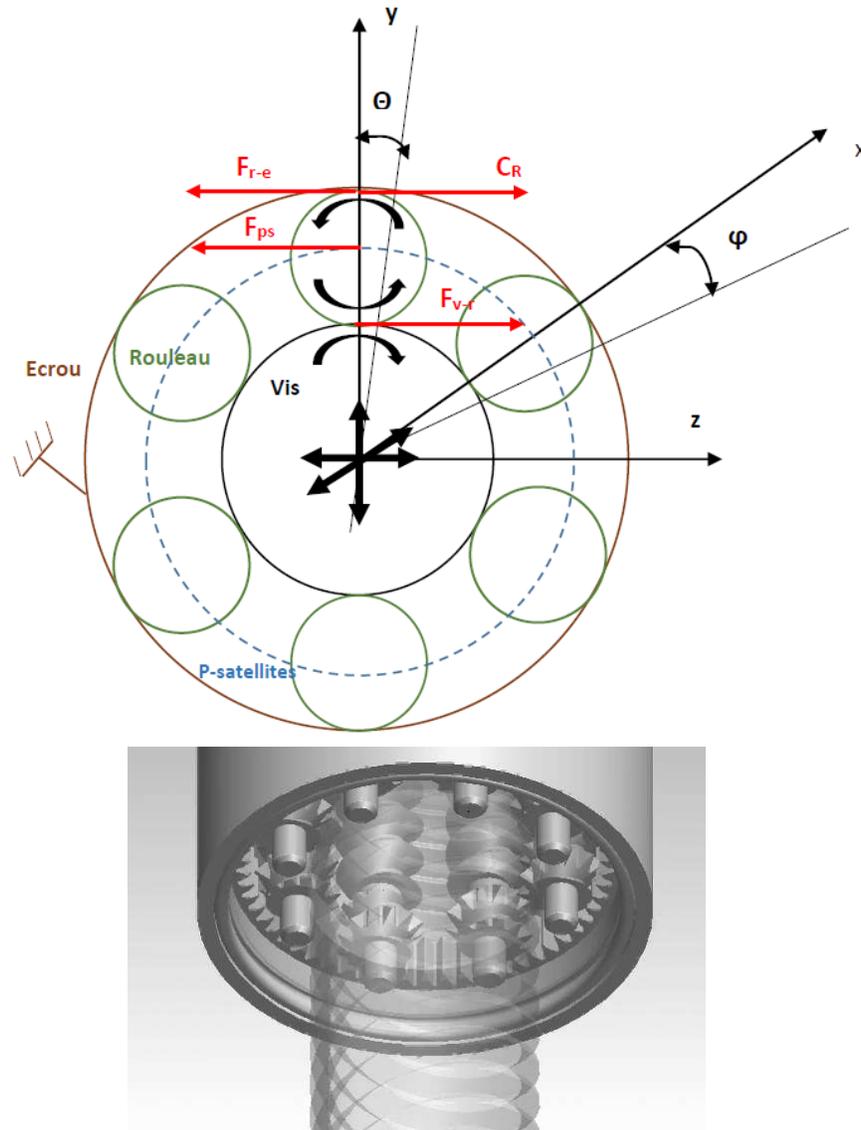


FIGURE 2.13: *Modèle de frottement*

### 2.2.2.2 Vitesses relatives et absolues

Dans un premier temps, on considère que le régime de fonctionnement entre la vis, les rouleaux, l'écrou et le porte satellites est en roulement pur. Cette hypothèse est prise en compte afin de calculer les valeurs initiales des vitesses de rotation de chacun des composants du système (tous les rouleaux, le porte satellites et l'écrou). En se basant sur cette hypothèse, la relation entre la vitesse de rotation de la vis et celle du rouleau est donnée par la formule suivante :

$$R_v * (V_v - V_{ps}) = R_r * V_r \quad (2.25)$$

Où :

- $V_v, V_{ps}$  et  $V_r$  représentent respectivement la vitesse de rotation de la vis, du porte-satellite et du rouleau (rad/s).
- $R_v$  et  $R_r$  représentent respectivement les rayons nominaux de la vis et du rouleau (m).

La relation entre la vitesse linéaire de l'écrou et la vitesse linéaire de rouleau est définie par l'équation suivante :

$$R_e * (V_e + V_{ps}) = R_r * V_r \quad (2.26)$$

Avec :

- $V_e$ , la vitesse de rotation de l'écrou (rad/s).
- $R_e$ , le rayon nominal de l'écrou (m).

La figure 14 représente la géométrie de contact entre le rouleau et la vis. Le point M est le point de contact ponctuel entre ces deux pièces.  $R_r$  et  $R_v$  définis respectivement le rayon nominale du rouleau et celui de la vis.  $O_r$  et  $O_v$  définis respectivement le centre de rouleau et celui de la vis.  $a$  et  $\alpha$  sont le rayon et l'angle de contact circulaire. Afin d'obtenir la distribution de la vitesse de glissement pour chaque contact, on a calculé les vitesses relatifs et absolues pour chaque point de la surface de contact (coté vis, coté rouleau, coté écrou). En se basant sur la loi de composition des mouvements, on a calculé la distribution des vitesses pour n'importe quel point de contact. (Équations 27, 28, 29, 30)

$U\vec{r}_M$  et  $U\vec{v}_M$  sont respectivement les vecteurs vitesse pour le contact vis/rouleau coté rouleau et coté vis.  $U\vec{r}_eM$  et  $U\vec{e}_M$  sont respectivement les vecteurs vitesse pour le contact rouleau/écrou coté rouleau et coté écrou.

$$U\vec{r}_M = \vec{U}_{o_r} + \vec{\Omega} \cap O_r\vec{M} \quad (2.27)$$

$$U\vec{v}_M = \vec{U}_{o_v} + \vec{\Omega} \cap O_v\vec{M} \quad (2.28)$$

$$U\vec{r}_eM = \vec{U}_{o_e} + \vec{\Omega} \cap O_e\vec{M} \quad (2.29)$$

$$U\vec{e}_M = \vec{U}_{o_r} + \vec{\Omega} \cap O_r\vec{M} \quad (2.30)$$

$Uey$ ,  $Uez$  définissent respectivement la projection de la vitesse linéaire  $U\vec{e}_M$  coté écrou suivant les axes y et z pour le contact écrou/rouleau.

$$Uey_{t,k} = (V_e + V_{ps}) * \cos(\alpha) * Y_{t,k} \quad (2.31)$$

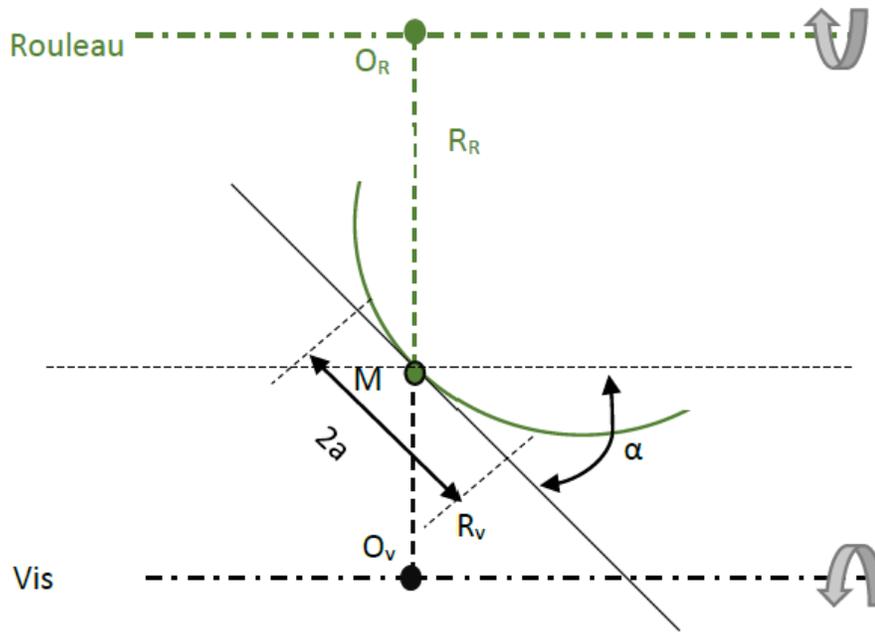


FIGURE 2.14: Cinématique du contact

$$U_{ez_{t,k}} = -(V_e + V_{ps}) * \cos(\alpha)^2 * (R_e + Z_{t,k} * \sin(\alpha)) + Z_{t,k} * \sin(\alpha) * (V_e + V_{ps}) \quad (2.32)$$

Où :

- $\alpha$  est l'angle du contact.
- $i, j$  représentent respectivement le nombre de contacts et le nombre de rouleaux.
- $t, k$  représentent le maillage de la surface de contact suivant les axes  $Z$  et  $Y$ .

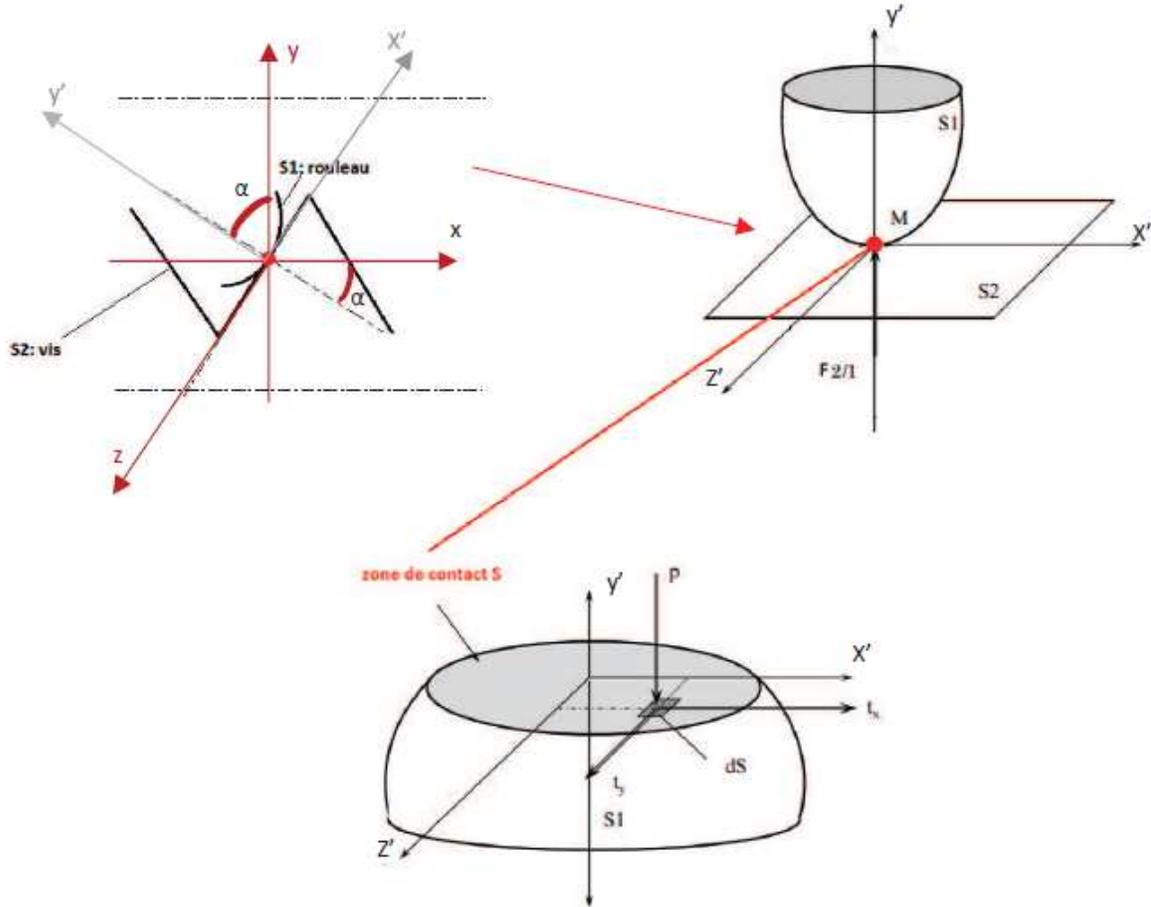
La figure suivante représente plus des détails sur la géométrie des contacts dans le système de vis à rouleaux. Les vitesses sont calculées pour chaque point du contact.

Par ailleurs, la distribution de la vitesse dans le contact est aussi calculée pour chaque contact  $i$  et chaque rouleaux  $j$ .

Ensuite, les équations suivantes présentent les projections de la vitesse linéaire  $\vec{U}_{re_M}$  coté rouleau (contact écrou/rouleau) suivant les axes  $y$  et  $z$  :

$$U_{rey_{i,j}} = V_r(k) * \cos(\alpha) * Y_{t,k} \quad (2.33)$$

$$U_{rez_{t,k}} = -V_r(k) * \cos(\alpha)^2 * (R_r + Z_{t,k} * \sin(\alpha)) - Z_{t,k} * \sin(\alpha) V_r(k) \quad (2.34)$$



**FIGURE 2.15:** Cinématique du contact

Avec la même méthode, les projections de la vitesse linéaire côté vis  $\vec{U}_{\vec{v}_M}$  (contact vis-rouleau) suivant les axes y et z ont été calculées par les relations suivantes :

$$U_{vy_{t,k}} = -(V_v - V_{ps}) * \cos(\alpha) * Y_{t,k} \quad (2.35)$$

$$U_{vz_{t,k}} = (V_v - V_{ps}) * \cos(\alpha)^2 * (R_v + Z_{t,k} * \sin(\alpha)) + (V_v - V_{ps}) * Z_{t,k} * \sin(\alpha) \quad (2.36)$$

Finalement, les projections de la vitesse linéaire côté rouleau  $\vec{U}_{\vec{r}_M}$  (contact vis-rouleau) suivant les axes y et z ont été calculées par les relations suivantes :

$$U_{ry_{t,k}} = (V_r(k)) * \cos(\alpha) * Y_{t,k} \quad (2.37)$$

$$U_{rz_{t,k}} = -(V_r(k)) * \cos(\alpha)^2 * (-R_r - Z_{t,k} * \sin(\alpha)) - Z_{t,k} * \sin(\alpha) V_r(k) \quad (2.38)$$

### 2.2.2.3 Vitesses de roulement et de glissement

Afin de calculer le taux de glissement pour chacun des contacts entre la vis, l'écrou les rouleaux, les vitesses de glissement ( $v_{glissement}, U_{glissement}$ ) et de roulement ( $v_{roulement}, U_{roulement}$ ) ont été définies sous la forme suivante :

$$v_{glissement_{t,k}} = U_{v_{t,k}} - U_{r_{t,k}} \quad (2.39)$$

$$U_{glissement_{t,k}} = U_{e_{t,k}} - U_{re_{t,k}} \quad (2.40)$$

$$v_{roulement_{t,k}} = \frac{(U_{v_{t,k}} + U_{r_{t,k}})}{2} \quad (2.41)$$

$$U_{roulement_{t,k}} = \frac{(U_{e_{t,k}} + U_{re_{t,k}})}{2} \quad (2.42)$$

### 2.2.2.4 SRR : Slide -Roll-Ratio

Ensuite, il s'agit de diviser la vitesse de glissement (Eq 39) par la vitesse de roulement (Eq 41) afin d'obtenir le taux de glissement *SRR* (Slide to Roll Ratio).

$$SRR_{t,k} = \frac{v_{glissement_{t,k}}}{v_{roulement_{t,k}}} \quad (2.43)$$

### 2.2.2.5 Coefficient de frottement

#### Modèle expérimental

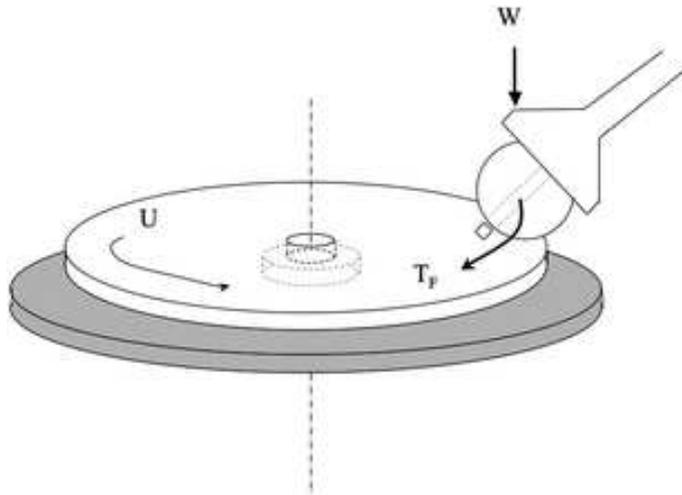
Afin de définir le frottement en fonction de *SRR*, une partie expérimentale à été réalisée en utilisant la machine MTM (Mini Traction Machine <http://pcs-instruments.com/>). Quatre lubrifiants (décrit dans le chapitre 1) ont été utilisés afin d'étudier le frottement de la vis à rouleaux en fonction de ces lubrifiants (ces lubrifiants sont de différentes viscosités et de différentes compositions et bases (plus de détails se trouvent dans le chapitre 4).

En effet, plusieurs paramètres ont été imposés au début de ces expériences : la température des essais (la température qui correspond à la température local du contact, 40 degrés), la charge, l'intervalle de *SRR* et l'intervalle le plus réel de la vitesse qui correspond au fonctionnement du système vis à rouleaux (projet ELEX, chapitre 3 et 4).

Les valeurs utilisées de ces paramètres sont définis dans le tableau suivant :

Paramètres	valeurs
$W$ : Charge	40 N
$T_F$ : Températures	40 degrés
$SRR$ : taux de glissement	0 :25 %
$U$ : vitesse	10,20,50,100,150 mm/s
$P$ : pression de contact	1.14 GPa

**Tableau 2.1:** Paramètres d'entrées de la MTM



**FIGURE 2.16:** Mini Traction Machine (MTM)

La machine utilisée pour mesurer le coefficient de frottement en fonction de la température, de la vitesse et du glissement est présentée sur la figure 16. Plusieurs essais ont été réalisés avec le même type de disque (disque lisse). Après avoir augmenté la vitesse de rotation de la bille et de disque à chaque test, des coefficients de frottement ont été mesurés pour chaque glissement (21 points de fonctionnement pour chaque courbe de frottement), le protocole détaillé de mesure est défini par les étapes suivantes :

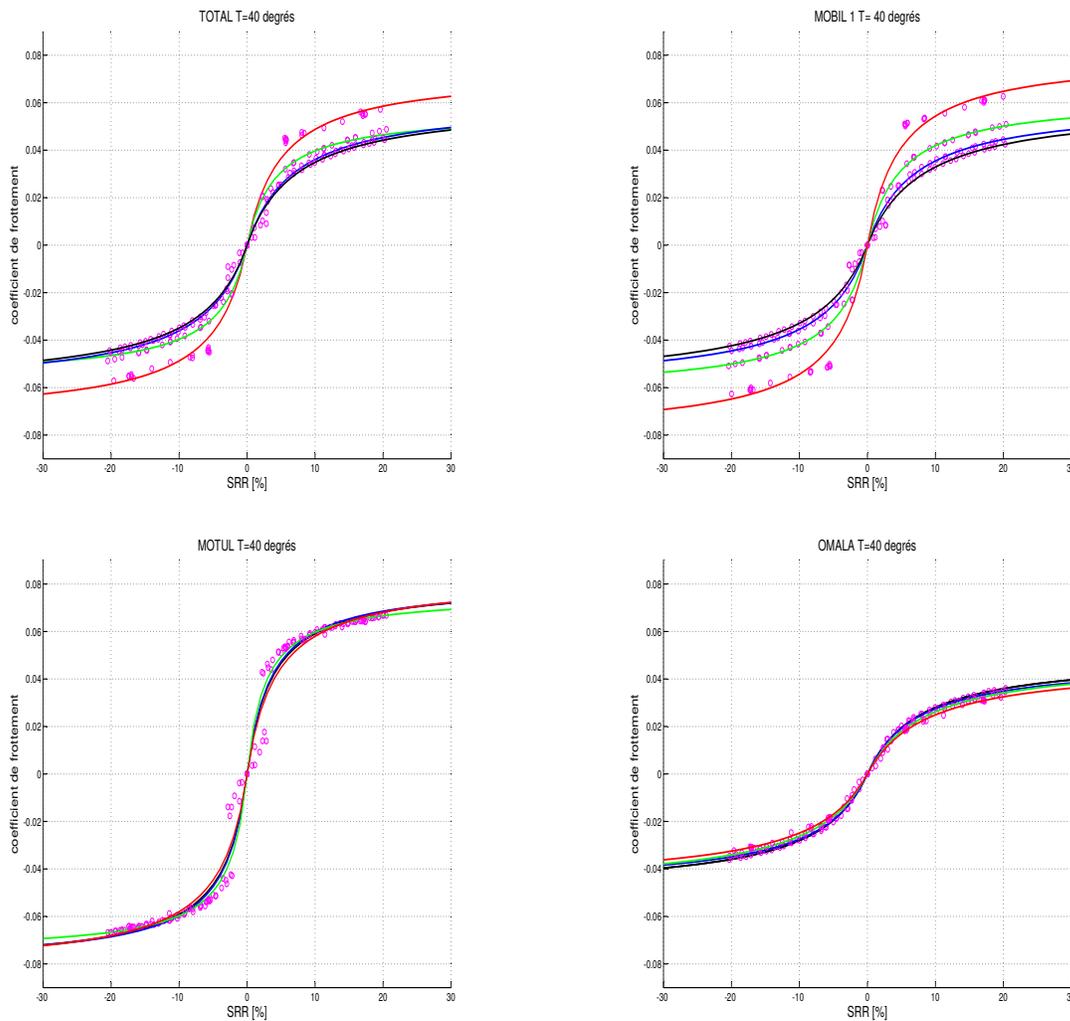
- Nettoyer le disque, la bille et la cuve de la machine,
- Vérifier la rugosité de la bille,
- Fixer les pièces dans la machine et verser le lubrifiant dans la cuve,
- Imposer les valeurs de la température, de la charge, de l'intervalle de glissement et de la vitesse de rotation pour chaque test.

Ensuite, on a fait un "curve fitting" pour chaque courbe de frottement obtenue expérimentalement afin de calculer les paramètres de l'équation de frottement en fonction

de la vitesse et du lubrifiant.

La figure 17 présente les résultats expérimentales et les courbes de frottement théoriques pour chaque vitesse et chaque lubrifiant.

Les couleurs rouge, vert, bleu et noir correspondent respectivement à des vitesses de 20, 50, 100 et 150 mm/s. Donc, le régime hydrodynamique est observé en utilisant les deux lubrifiant (Omala et Motul), c'est grâce à la viscosité élevée de ces huiles (les huiles les plus visqueuses des quatre). Le coefficient de frottement est plus faible pour l'huile Omala grâce à sa viscosité la plus importante par rapport les autres huiles utilisées.



**FIGURE 2.17:** *Modèle de frottement Théorique/Expérimentale pour les quatre lubrifiants (Total Quartz 0W30, Mobil 1 0W20, Motul 80W90, Omala 320), les couleurs rouge, vert, bleu et noir représentent respectivement les vitesses 20, 50, 100 et 150 mm/s.*

### Mise en équation du modèle de frottement

Le modèle de frottement utilisé pour chaque courbe de la figure 17 est donné par l'équation suivante :

$$\mu(SRR) = \frac{a * SRR}{b + |SRR|} \quad (2.44)$$

Où :

-  $a$  et  $b$  sont des constantes qui ont été calculés par "curve fitting" des résultats expérimentaux. Ils sont fonction de la vitesse de rotation.

Les paramètres (a,b) sont définis dans le tableau 2 :

lubrifiants	20 mm/s	50 mm/s	100 mm/s	150 mm/s
Total	a= 0.073, b= 4.99	a= 0.067, b= 5.02	a= 0.060, b= 6.91	a= 0.060, b= 7.27
Mobil 1	a= 0.080, b= 4.74	a= 0.062, b= 4.38	a= 0.060, b= 6.85	a= 0.060, b= 8.05
Motul	a= 0.080, b= 4.21	a= 0.075, b= 2.62	a= 0.080, b= 3.46	a= 0.080, b= 3.67
Omala	a= 0.047, b= 8.80	a= 0.050, b= 8.60	a= 0.047, b= 7.39	a= 0.050, b= 7.80

**Tableau 2.2:** Paramètres du modèle de frottement en fonction du lubrifiant et de la vitesse

### Équation du taux de cisaillement et perte par frottement

Après avoir calculé la force de frottement, on obtient le taux de cisaillement  $\tau_{i,j}$  et la force de frottement moyenne pour chaque contact  $Ff$  par les équations suivantes :

$$\tau_{t,k} = \mu(SRR)_{t,k} P_{h(t,k)} \quad (2.45)$$

$$Ff = \sum_{t=1, k=1}^{T,K} \tau_{t,k} h_x h_y \quad (2.46)$$

### Équilibre de système

Afin d'obtenir l'équilibre statique du système en fonction des différents paramètres (défauts de forme, défauts de positionnement, la géométrie réelle, la cinématique...), un couple de freinage  $C_R$  a été imposé sur chacun des rouleaux et une force de freinage  $F_{ps}$  a été imposée sur la porte-satellites, ce modèle statique est décrit par la figure 18.

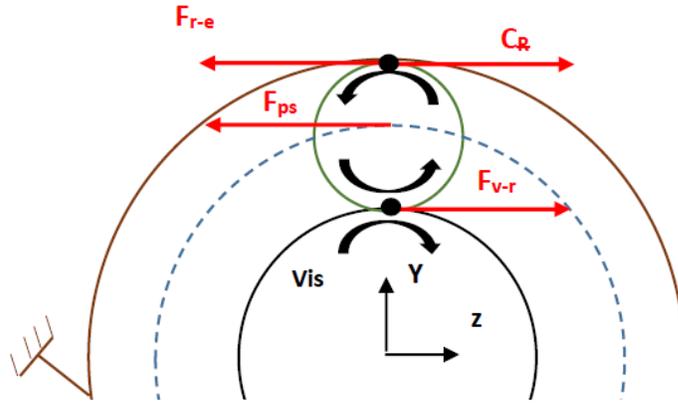


FIGURE 2.18: *Modèle statique de frottement*

À chaque itération, la vitesse de rotation de chacun des rouleaux et la vitesse de rotation de la porte-satellite ont été calculées, avec Newton Raphson.

Pour la première itération, les valeurs initiales de taux de glissement ont été définies (glissement faible de 0.1 %), par la suite, pour chaque itération la matrice jacobienne qui donne les dérivées des équations d'équilibre par rapport aux vitesses de rotation est calculée.

$$J_f = \begin{bmatrix} \frac{\partial f f_1}{\partial x f_1} & \cdots & \frac{\partial f f_1}{\partial x f_j} & \cdots & \frac{\partial f f_1}{\partial x f_n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \frac{\partial f f_i}{\partial x f_1} & \cdots & \frac{\partial f f_i}{\partial x f_j} & \cdots & \frac{\partial f f_i}{\partial x f_n} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \frac{\partial f f_n}{\partial x f_1} & \cdots & \frac{\partial f f_n}{\partial x f_j} & \cdots & \frac{\partial f f_n}{\partial x f_n} \end{bmatrix}$$

Le vecteur  $f f_n$  présente le système des équations d'équilibre statique (équilibre des forces et équilibre des moments pour chaque sous-système) et le vecteur  $X f_n$  présente les variables qui sont les vitesses de rotation des rouleaux et de la porte-satellite.

$$X f_n = [x f_1, \dots, x f_j, x f_n] = [V_{R1}, \dots, V_{Rn}, V_{ps}]$$

Les itérations sont répétées jusqu'à atteindre une précision voulue :

$$F_{eq} = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} F \vec{f}_{i, j} = F_{ps(i, j)} \vec{f}_{i, j} \quad (2.47)$$

$$M_{eq} = \sum_{i=1, j=1}^{n, m} M \vec{f}_{i, j} = C_{R(i, j)} \vec{f}_{i, j} \quad (2.48)$$

Où :

$F_{f_{i,j}}$ ,  $M_{f_{i,j}}$  sont respectivement les forces de frottement et les moments moyennés sur les surfaces des contacts entre la vis et les rouleaux et entre les rouleaux et l'écrou pour chaque contact  $i$  et pour chaque rouleau  $j$ .

$$\begin{bmatrix} V_R \\ V_{ps} \end{bmatrix}^{Q+1} = \begin{bmatrix} V_R \\ V_{ps} \end{bmatrix}^Q - J_f^{-1} \begin{bmatrix} M_{eq}^Q - C_R \\ F_{eq}^Q - F_{ps} \end{bmatrix}$$

Où :

$Q$  est le nombre d'itération.

Les pertes d'énergie  $P_{f_{ijk}}$  sont calculés pour chacun des contacts par :

$$f_{t,k} = \sum C_{t,k} \quad (2.49)$$

$$P_{f_{t,k}} = f_{t,k} * v_{t,k} \quad (2.50)$$

Où :

$f_{ik}$  est la force de frottement pour chaque point de contact  $i$ .

## 2.3 Modèle global

Il s'agit de coupler le modèle tridimensionnel présenté au début de ce chapitre avec le modèle de frottement présenté précédemment afin d'obtenir un modèle définitif global. L'objectif principal de ce couplage est d'avoir un modèle numérique robuste qui définit l'efficacité du système de vis à rouleaux en fonction de différents paramètres géométriques et en fonction des déviations de forme et de positionnements Figure 15. Ce modèle est définit en fonction de :

- La géométrie, le nombre de contacts entre les composants principaux du système vis à rouleaux,
- La cinématique réelle imposée,
- Les défauts de forme et les défauts de positionnement.

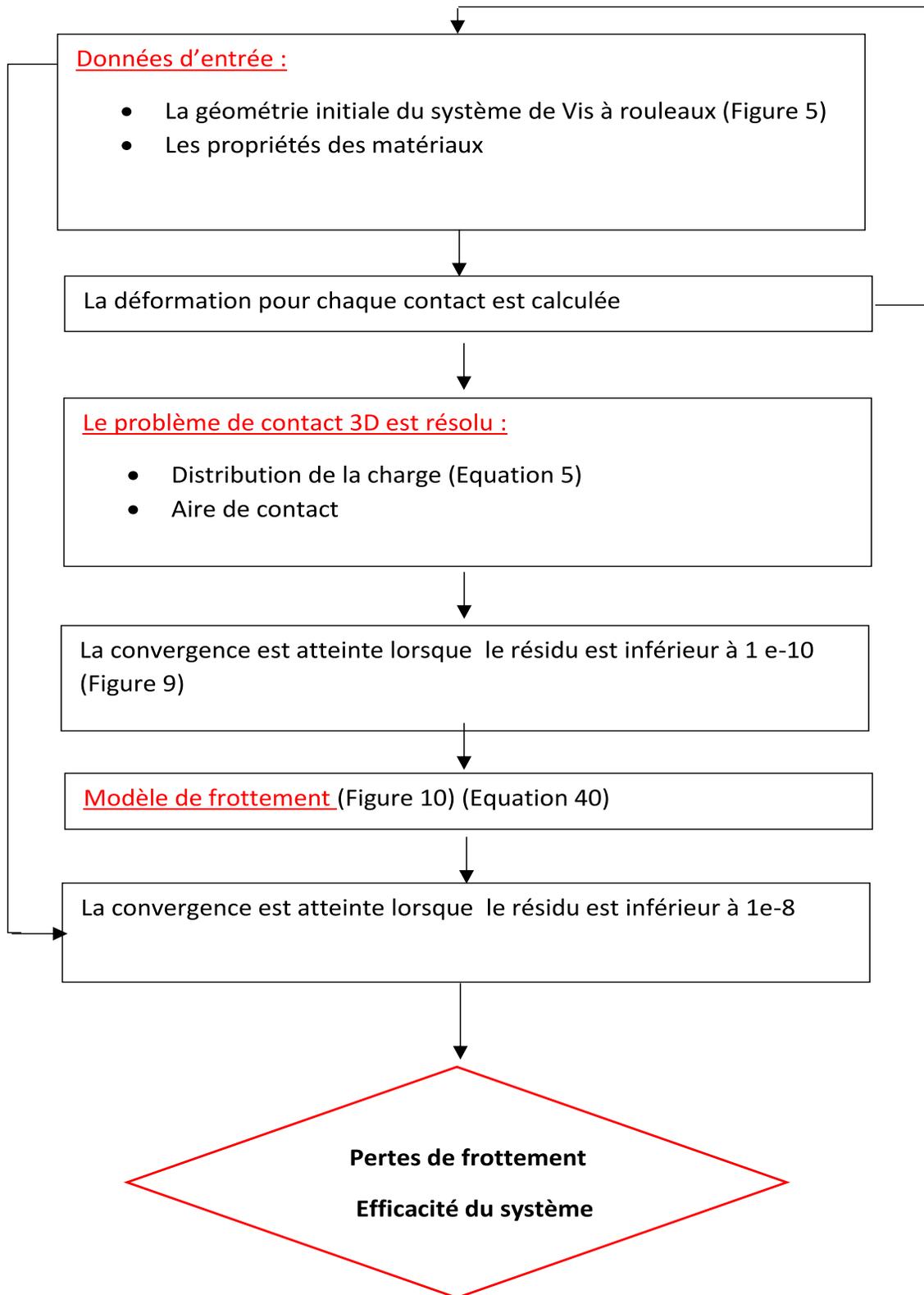


FIGURE 2.19: Méthode itérative

## 2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, les multiples contacts entre les principaux composants du système de vis à rouleaux ont été étudiés numériquement.

Un modèle tridimensionnel du système comportant six rouleaux, la vis et l'écrou a été défini en se basant sur la théorie de Hertz d'un contact sphère plan.

Nous avons établi dans ce chapitre, les bases théoriques qui permettent l'étude du comportement statique et dynamique du système de vis à rouleaux avec les défauts de forme au niveau des contacts et les erreurs géométriques. Un défaut de forme est associé à chacune des surfaces, entre les contacts écrou-rouleau et vis-rouleau.

Les données géométriques et cinématiques utilisées pour créer ce code tridimensionnel numérique sont des données mesurées sur pièce.

Un modèle de frottement a été rajouté au modèle de base afin d'analyser les pertes par frottement pour le système de vis à rouleaux.

L'objectif de ce modèle global est d'obtenir une prévision de la distribution de la charge au niveau des contacts, l'aire de contact et la distribution de la pression pour chaque surface de contact.

Par la suite, une prévision de frottement pour tout l'ensemble en translation et en rotation sera donnée dans le chapitre suivant.

## **Chapitre 3**

# **Étude expérimentale du système de la vis à rouleaux**

## 3.1 Introduction

Les chapitres 1 et 2 ont mis en évidence les bases théoriques et la mise en équation de la modélisation de la géométrie et de la cinématique du système vis à rouleaux. Les résultats des simulations issues du modèle développé dans le chapitre précédent seront présentés dans ce chapitre.

Pour obtenir la performance de la vis à rouleaux, il faut comprendre le phénomène de frottement généré entre les principaux composants du système.

La distribution de la charge en fonction des défauts de forme (les mesures des défauts de forme sont montrées dans le chapitre 2) sera présentée par la suite. La distribution de ces défauts sur les contacts sera montrée également.

Ensuite, nous montrerons l'influence de la charge et de la géométrie sur la distribution de la pression à l'intérieur du système de la vis à rouleaux, ainsi que l'influence des défauts de forme sur les dimensions des zones de contact et sur la durée de vie du système.

Enfin, une étude expérimentale a été réalisée sur un banc d'essai électromécanique pour tester la performance de la vis à rouleaux.

Une autre partie expérimentale consacrée à l'optimisation des sous systèmes du banc d'essais (l'optimisation du vérin basé sur la vis à rouleaux et du réducteur) sera détaillée dans la suite de ce chapitre. Le but de cette partie expérimentale est d'améliorer l'efficacité de l'ensemble (vis à rouleaux et réducteur). Les résultats de ces essais expérimentaux seront montrés. Il s'agit, en particulier, de montrer les pertes par frottement du système de la vis à rouleaux en fonction de la charge et de la vitesse de déplacement.

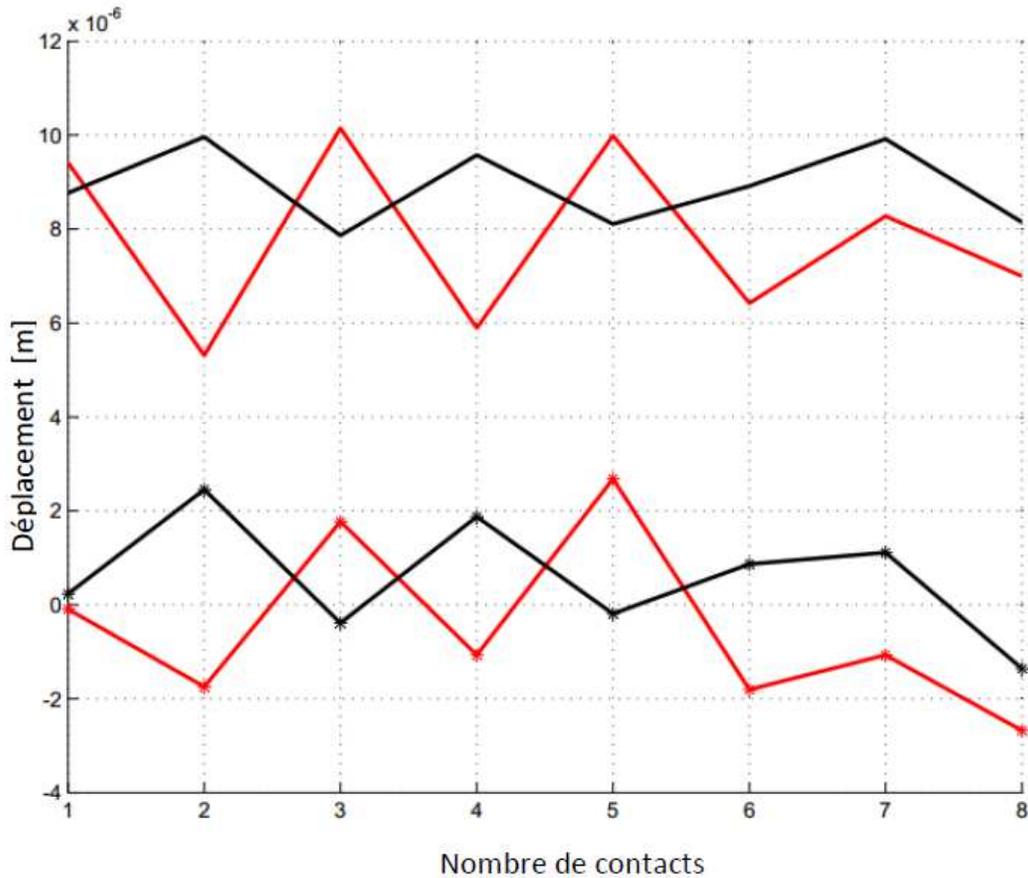
## 3.2 Résultats numériques

### 3.2.1 Distribution de la charge

Au début des simulations, une étude concernant la robustesse du code numérique et l'influence des défauts de forme sur les déplacements des ressorts a été effectuée.

La figure 1 montre les déplacements pour 8 contacts suivant l'axe  $y$  en fonction des défauts de forme (présentés dans le chapitre 2 de ce travail, Figure 2.4). La partie basse de la figure (les deux courbes) représente la distribution des défauts de forme pour 8 contacts coté vis (la couleur rouge) et coté écrou (la couleur noire). Par ailleurs la partie

haute de la figure (les deux courbes supérieures) montre la distribution des déplacements sur 8 contacts (Sachant que les défauts de forme sont distribués d'une façon aléatoire sur les contacts). Cette figure montre les résultats de simulation du modèle 2D.



**FIGURE 3.1:** Déformation (haut) en fonction des défauts de forme (bas) (Résultats du code 2D).

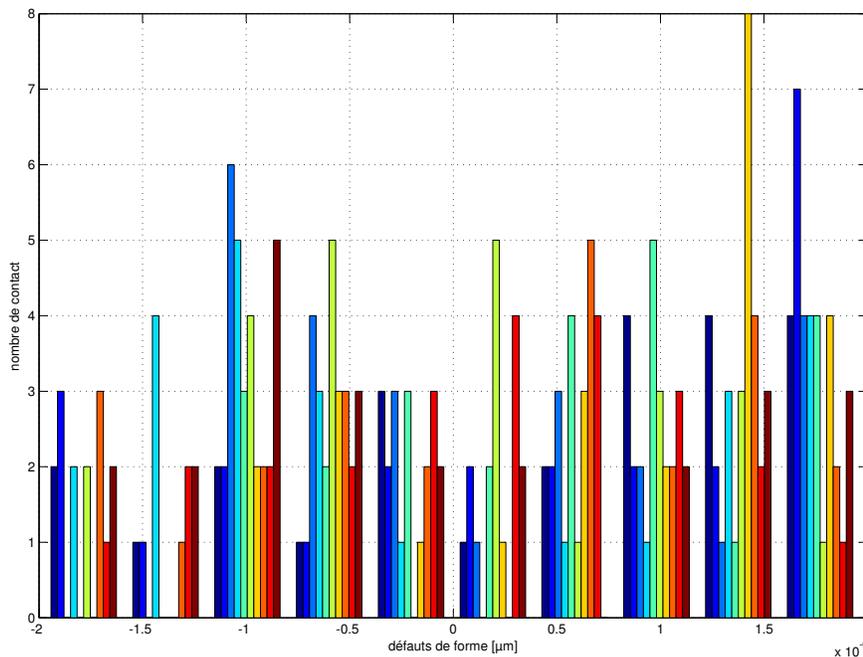
Ensuite le modèle 3D (avec 12 rouleaux) a été testé afin d'obtenir la robustesse du code. Les valeurs des défauts de forme utilisées dans ce cas sont entre  $-3\mu\text{m}$  et  $3\mu\text{m}$ . Le tableau 1 montre la robustesse du code numérique en fonction du nombre de contacts, la distribution des défauts de forme est toujours aléatoire pour chaque calcul. On remarque que le temps de simulation est toujours faible quelque soit la géométrie du système de la vis à rouleaux (particulièrement le nombre de contacts à étudier). Ces simulations ont été faites pour une vis avec 6 rouleaux (modèle de base proposé par EIBI) et une vis avec 12 rouleaux (un modèle utilisé dans le projet ELEX).

Nombre de contacts	Nombre d'itérations	Temps de calcul [s]
5	71	7
10	88	13
15	127	36
20	154	66

**Tableau 3.1:** Robustesse du code en fonction du nombre de contacts, géométrie de 12 rouleaux

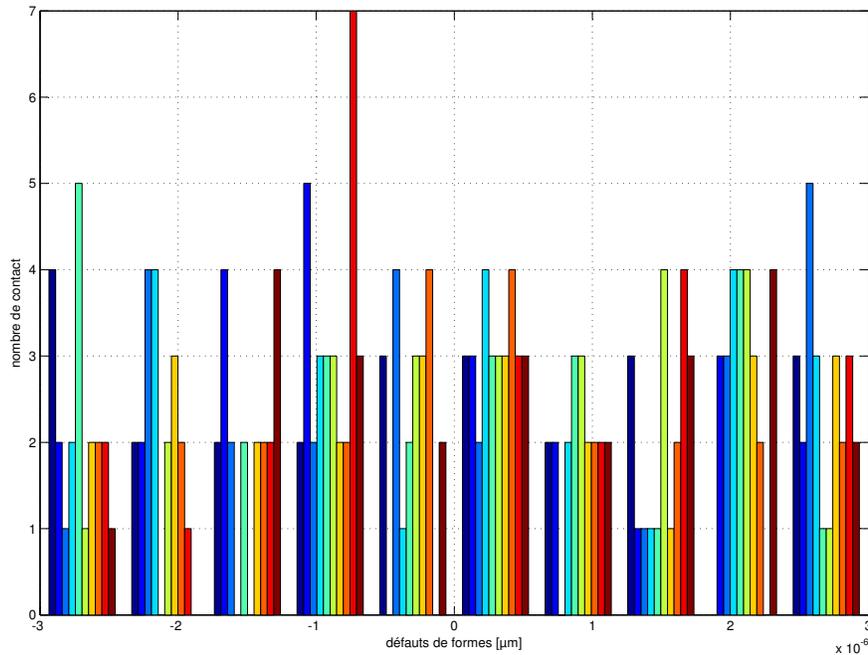
Ensuite, trois intervalles des défauts de forme ont été utilisés dans le reste des résultats suite aux multiples mesures effectuées sur un rouleau rodé (plus de détails sont présentés dans le chapitre 2) :  $[-2\mu\text{m}, 2\mu\text{m}]$ ,  $[-3\mu\text{m}, 3\mu\text{m}]$  et  $[-5\mu\text{m}, 5\mu\text{m}]$ .

Les Figures (2,3 et 4) représentent les distributions des défauts pour trois simulations et les 3 intervalles différents. Chaque figure représente la distribution des défauts pour 3 simulations.



**FIGURE 3.2:** Distribution normale des défauts de forme, pour l'intervalle  $-2$  et  $2\mu\text{m}$ .

Par la suite, afin d'avoir l'influence des différents intervalles des défauts de forme sur la distribution de la charge et puis sur la durée de vie de la vis à rouleaux, plusieurs simulations ont été lancées pour chaque intervalle. Le modèle utilisé pour ces



**FIGURE 3.3:** Distribution normale des défauts de forme, pour l'intervalle  $-3$  et  $3 \mu\text{m}$ .

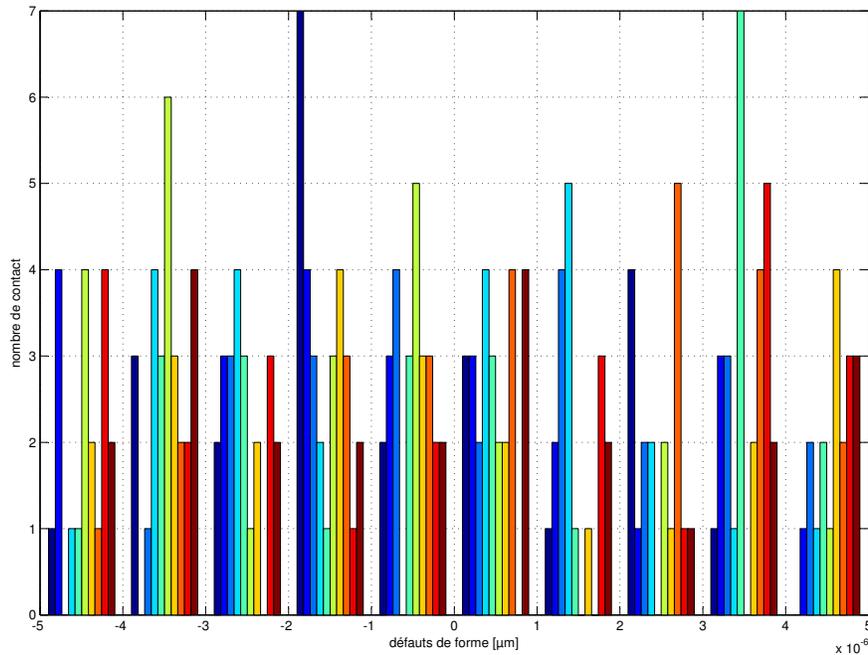
simulations est le modèle tridimensionnel avec 12 rouleaux (détaillé dans le chapitre 2). Le tableau 2 définit les données d'entrée imposées pour ces simulations.

	Valeurs
Nombre de rouleaux :	12
Nombre de contacts pour chaque côté :	10
Intervalle des défauts de forme :	$2, 3, 5 \mu\text{m}$
Charge par contact :	300 N

**Tableau 3.2:** Caractéristiques des simulations

Les figure 5, 6, 7 représentent respectivement les résultats de 50 simulations numériques pour les intervalles  $2, 3, 5 \mu\text{m}$ . La distribution statistique de la charge côté écrou et côté vis est présentée par cette figure. Ce résultat montre que les défauts de forme créent des variations de pression d'un autre ce qui réduit évidemment la durée de vie du système de vis à rouleaux.

Pour la figure 5, l'axe horizontal représente la charge en Newton et l'axe vertical représente le nombre de contacts. Par ailleurs, la courbe est asymétrique, les erreurs de forme ont un effet important, ce qui conduit à augmenter localement la pression de contact. Par ailleurs, lorsque l'intervalle des défauts de forme augmente, l'asymétrie de

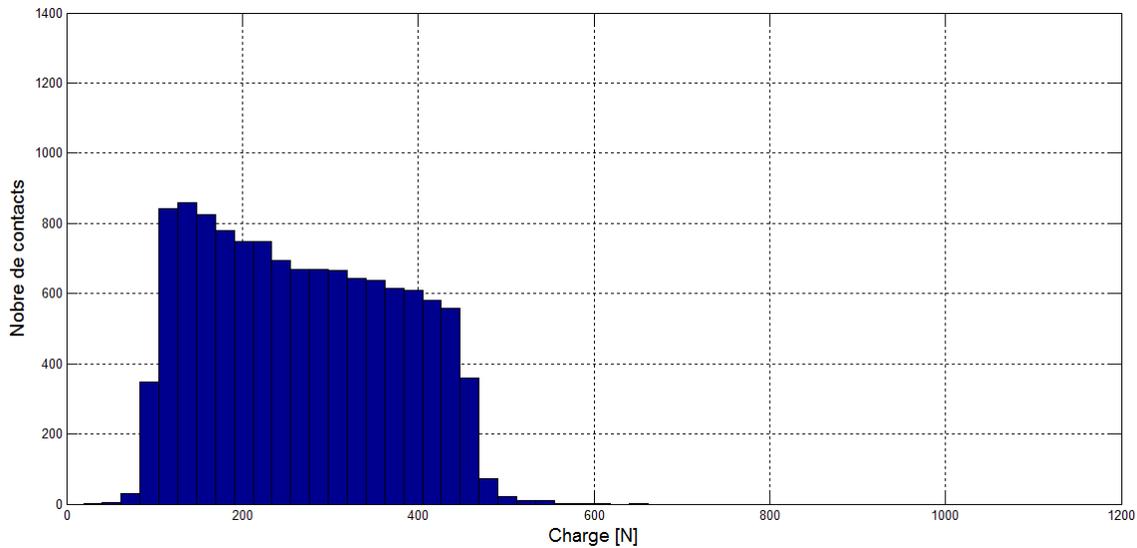


**FIGURE 3.4:** Distribution normale des défauts de forme, pour l'intervalle  $-5$  et  $5 \mu\text{m}$ .

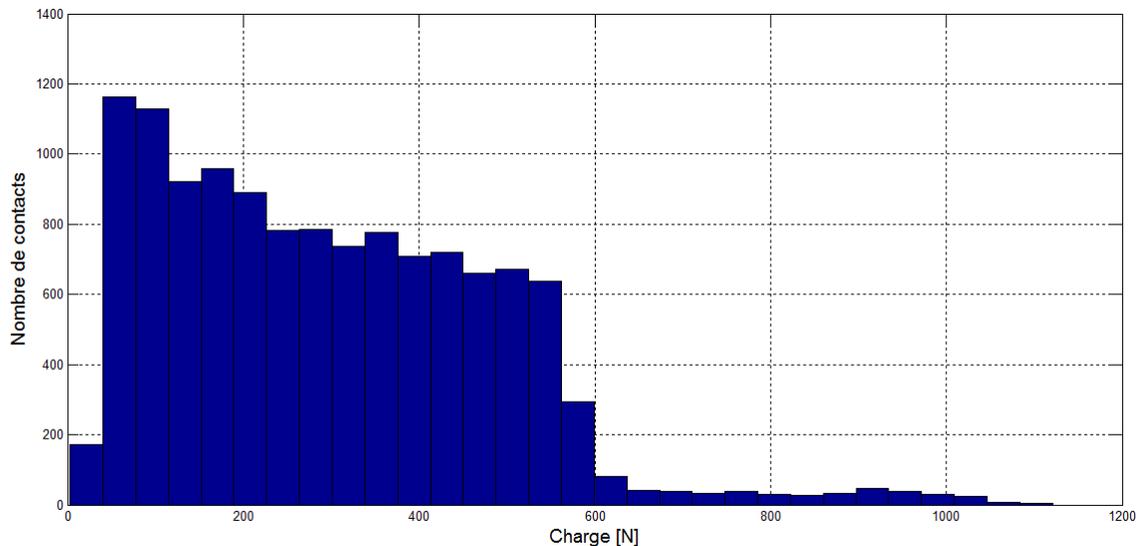
la distribution de la charge augmente et la distribution est plus large (figures 6, 7). En remarque aussi, en augmentant l'intervalle des défauts de forme, on obtient des charges beaucoup plus importantes par rapport aux valeurs de charge obtenues dans le cas de faibles défauts de forme, ce qui entraîne une diminution de la durée de vie du système vis à rouleaux. Par exemple, l'effort atteint  $800 \text{ N}$  pour  $270$  contacts (pour  $-5$  et  $5 \mu\text{m}$ ), pour seulement  $20$  contacts (pour  $-3$  et  $3 \mu\text{m}$ ) et  $0$  contacts (pour  $-2$  et  $2 \mu\text{m}$ ).

Donc, en augmentant l'intervalle de défauts de forme, la pression des contact augmente (intervalle de sur-pression augmente) et la durée de vie de la vis à rouleaux diminue. Par exemple la figure 6 montre un intervalle de sur-charge plus important par rapport la figure 5 (la valeur maximale atteint  $1100 \text{ N}$  par rapport  $550$ ) ce qui entraîne un intervalle de sur-pression important et donc une diminution d'environ de  $30\%$  de la durée de vie du système de la vis à rouleaux par rapport au cas de la géométrie idéale (zéro défaut de forme).

Afin d'optimiser le système de la vis à rouleaux et d'augmenter sa durée de vie, il faut améliorer la précision de la géométrie.



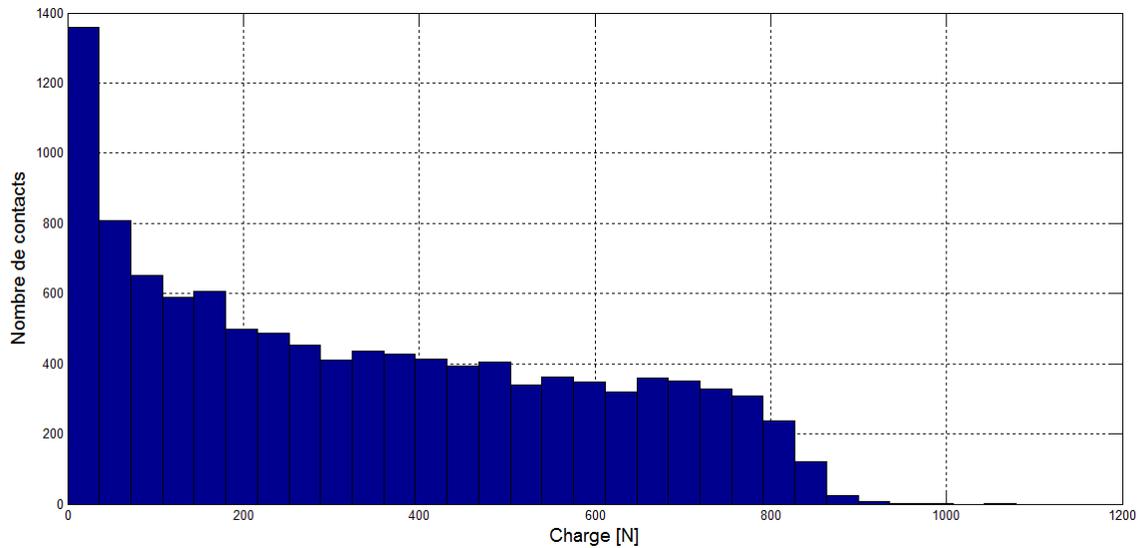
**FIGURE 3.5:** *Distribution de la charge côté vis et côté écrou pour 50 simulations, pour l'intervalle  $-2$  et  $2 \mu\text{m}$ .*



**FIGURE 3.6:** *Distribution de la charge côté vis et côté écrou pour 50 simulations, pour l'intervalle  $-3$  et  $3 \mu\text{m}$ .*

### 3.2.2 Perte de puissance en fonction des défauts de forme

Ensuite, des calculs ont été effectués afin d'obtenir l'influence des défauts de forme sur les pertes par frottement. La cinématique étudiée dans ce cas est la suivante : la



**FIGURE 3.7:** *Distribution de la charge côté vis et côté écrou pour 50 simulations, pour l'intervalle -5 et 5  $\mu$ m.*

vis est en mouvement de rotation en régime stationnaire, l'écrou est fixe, les rouleaux et le porte-satellites en mouvement de rotation. Une faible force de freinage est imposée sur chacun des rouleaux (1N) et en parallèle une autre force est imposée sur le porte-satellites (de l'ordre de 0,5 N). Le modèle détaillé est déjà présenté par la figure 2.9 dans le deuxième chapitre de ce travail.

Cette modélisation a été développée afin de comparer l'efficacité du système de la vis à rouleaux en cas de roulement pur et en cas de faible glissement. La figure 8 représente la vitesse de rotation de douze rouleaux avec et sans les défauts de forme, les défauts de positionnement. Les calculs sont effectués pour dix contacts entre les composants du mécanisme (10 contacts entre chaque rouleau et la vis et 10 contacts entre chaque rouleau et l'écrou). Les figures 8a et 8b représentent les résultats de deux simulations numériques avec deux différentes distributions des défauts de forme sur les contacts (distribution aléatoire, non uniforme et non symétrique). Les figures 8a et 8b représentent respectivement 1.1 % et 1.7 % de glissement maximal par rapport au cas sans défauts de forme (les barres claires). La couleur gris clair montre les résultats sans défauts de forme (roulement pur entre la vis et chaque rouleau et entre l'écrou et chaque rouleau) et la couleur gris foncé montre ceux avec les défauts.

Les erreurs de forme dans ce cas ont déséquilibré la rotation des rouleaux, ce qui engendre plus de glissement et de frottement et bien sure une diminution du rendement de la vis à rouleaux.

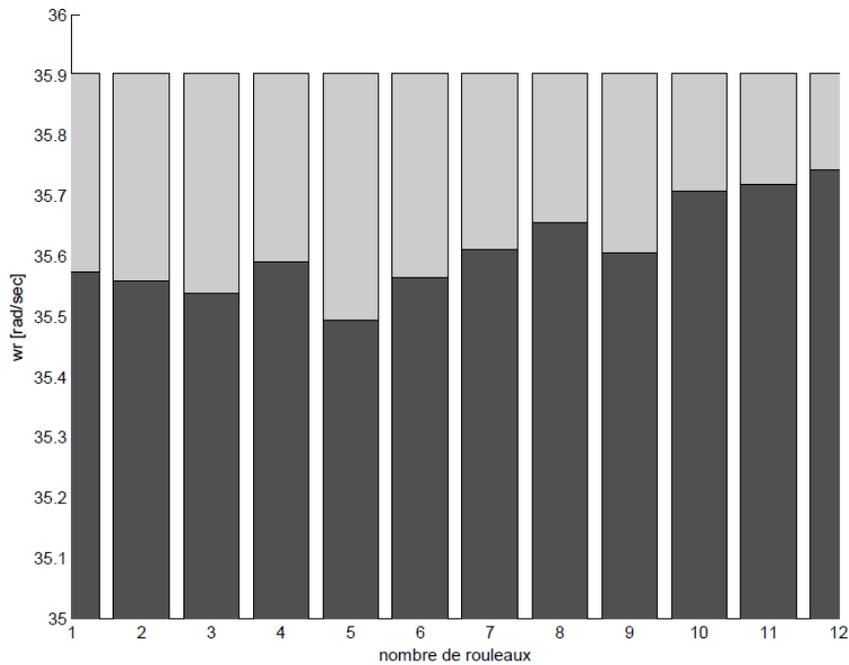
Plus de détails sur la géométrie utilisée dans le modèle de frottement sont

présentés dans le tableau 3.

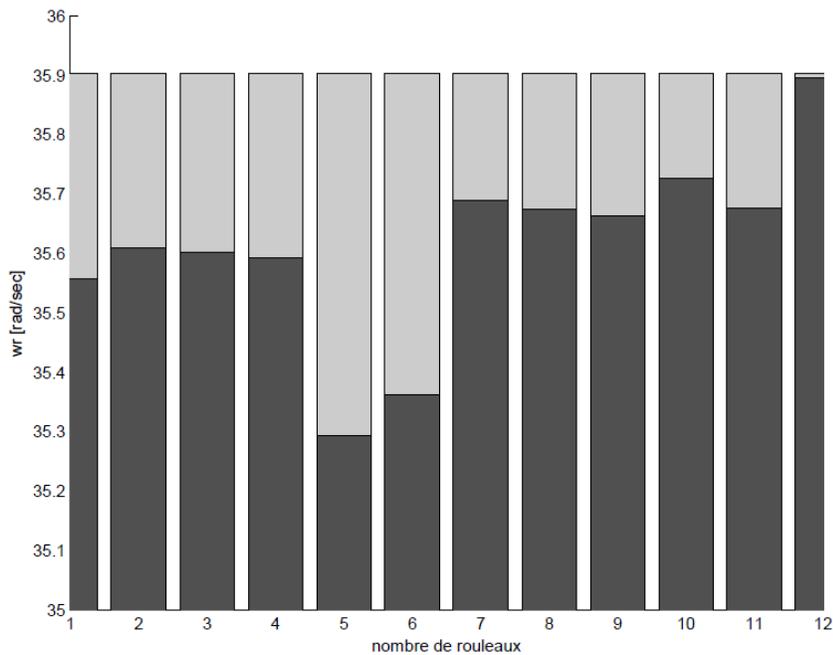
	valeurs
nombre de rouleaux :	12
nombre de contacts pour chaque coté :	10
intervalle des défauts de forme :	$-3\mu\text{m} \rightarrow 3\mu\text{m}$
charge nominale par contact :	85 N
rayon de la vis, $R_v$ :	19,125 mm
rayon du rouleau, $R_r$ :	6.375 mm
rayon de l'écrou, $R_e$ :	25.5 mm
vitesse de rotation imposée sur la vis, N :	20,94 rad/sec
angle du contact, $\alpha$	45 deg
vitesse de rotation du rouleau en cas de roulement pur (sans freinage des rouleaux et de cage), $V_r$ :	35,90 rad/sec
vitesse de rotation de l'écrou, $V_e$ :	0 rad/sec
force de freinage imposée sur chaque rouleau $F_b$ :	1 N/rouleau
force de freinage imposée sur le cage $F_c$ :	0,5 N/rouleau

**Tableau 3.3:** Caractéristiques des simulations

Ensuite, afin d'obtenir l'influence des différents intervalles des défauts de forme sur les pertes de puissance, 20 simulations ont été effectuées pour chaque cas (toujours en gardant le même intervalle des erreurs mais une nouvelle distribution pour chaque simulation). Par ailleurs, les modèles de frottement (pour les quatre différentes huiles décrits dans le chapitre 2 ont été utilisés afin de comparer la performance de chacune des huiles et des défauts de forme. La figure 9 montre les résultats de ces simulations, les pertes de puissance en fonction du lubrifiant et de 3 intervalles des



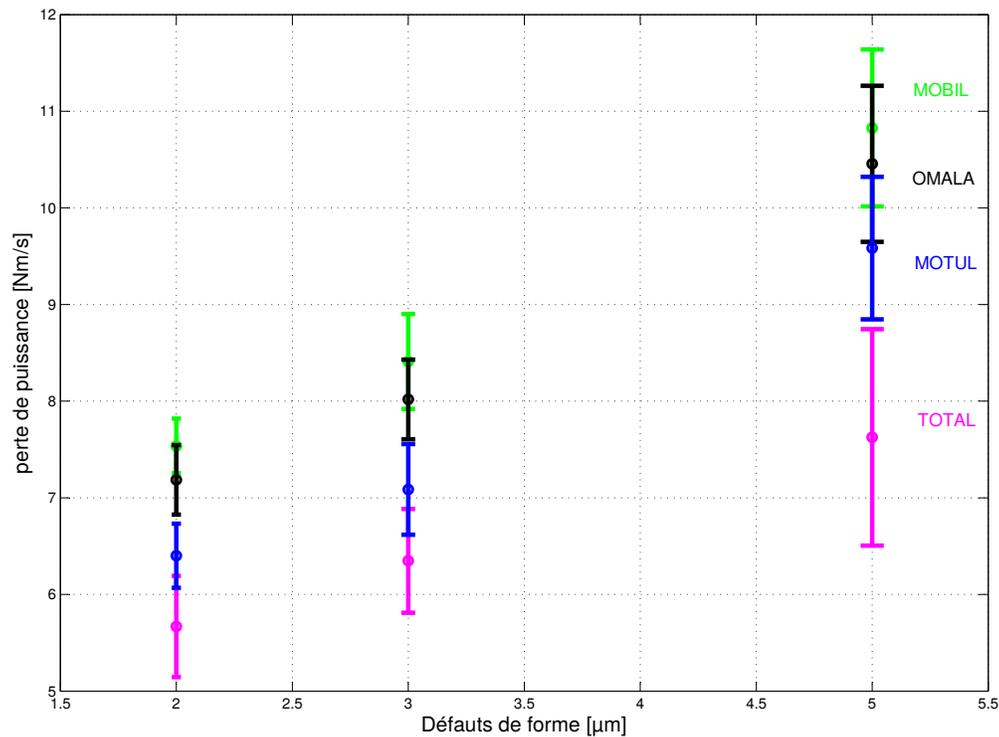
(a) 1.1 % de glissement maximal, vitesse de rotation, gris clair : sans défauts de forme, gris foncé : avec défauts de forme.



(b) 1.7 % de glissement maximal, vitesse de rotation, gris clair : sans défauts de forme, gris foncé : avec défauts de forme.

**FIGURE 3.8:** Vitesse de rotation pour 12 rouleaux en fonction des défauts de forme.

défauts de formes (2,3,5  $\mu\text{m}$ ). Cette figure montre les valeurs moyenne des 20 simulations (cercles), et l'écart type de chaque cas (traits). On observe l'augmentation des pertes de puissance en augmentant chaque fois les défauts de forme. De plus, on peut constater que l'augmentation de ces pertes peut atteindre jusqu'à 50% par rapport au cas de 0 défauts de forme (projection sur l'axe des ordonnées). Par ailleurs, ce résultat montre le classement de la performance des huiles (moins des pertes de puissance en utilisant le lubrifiant Total Quartz). Ce classement sera confirmé ensuite par des résultats expérimentaux présentées dans le chapitre 4 de ce travail.

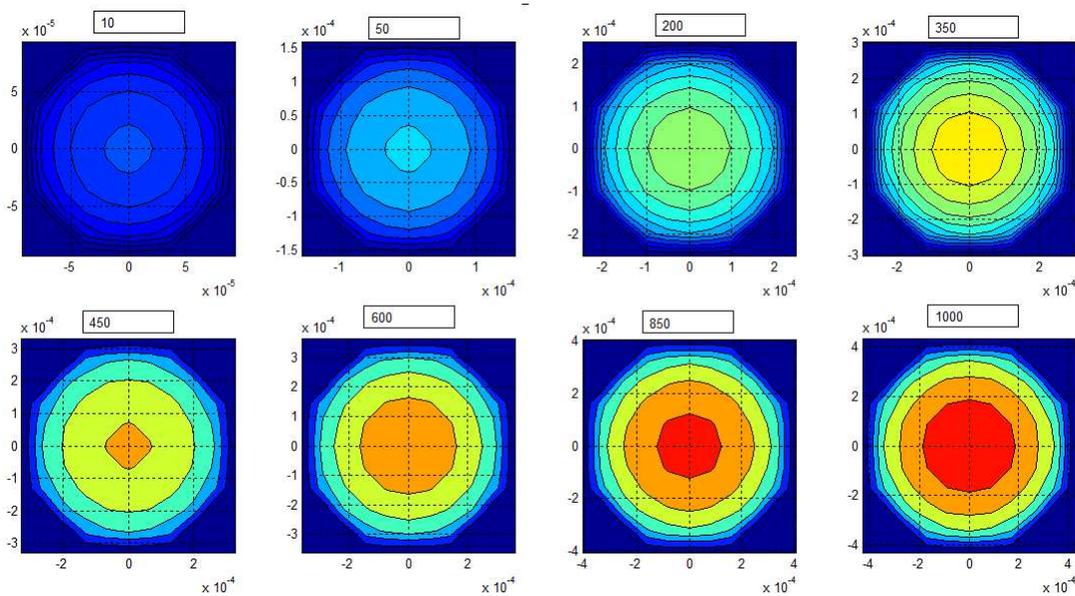


**FIGURE 3.9:** Perte de puissance en fonction des défauts de forme et des modèles de frottement des différents lubrifiants.

### 3.2.3 Aire du contact et distribution de la pression

Les figures 10 et 11 représentent l'influence de la charge sur l'aire du contact. Les charges imposées sont : 10, 50, 200, 350, 450, 600, 850, 1000 N.

La figure 10 montre les résultats des simulations sans défauts de forme. Les charges imposées en Newton sont présentées au dessus de chaque sous-figure de l'air du contact. Dans ce cas, cette figure montre que les dimensions de l'aire du contact dépendent de la charge. Par contre dans la figure 11, l'air de contact est non proportionnel à la charge à cause des défauts de forme (sachant que l'intervalle des erreurs de forme utilisé dans ce cas est le plus petit (entre  $-2$  et  $2 \mu\text{m}$ )). En conséquence, l'aire du contact dépendent des défauts de forme imposés, par exemple l'aire de contact pour 1000 N est deux fois plus petit par rapport au cas de 450 N.



**FIGURE 3.10:** Aire de contact en fonction de la charge, sans défauts de forme.

Les erreurs de forme ont une influence importante sur les pressions des contacts. Ce qui est confirmé par les résultats montrés dans les figures (12,13,14,15). La figure 12 représente la pression en fonction de la charge sans défauts de forme. Les figures 13,14 et 15 représentent respectivement les résultats des intervalles des défauts de forme 2,3 et  $5 \mu\text{m}$ . L'ordre des charges imposées en Newton présentées au dessus de chaque sous-figure de la figure 14 est le même pour les autres résultats (Figures 12, 13, 15). L'interprétation importante de ces résultats est l'apparition des pressions de contact plus faible même à charge élevée en augmentant l'intervalle des défauts de forme (exemple : figure 15, le cas de 350 N).

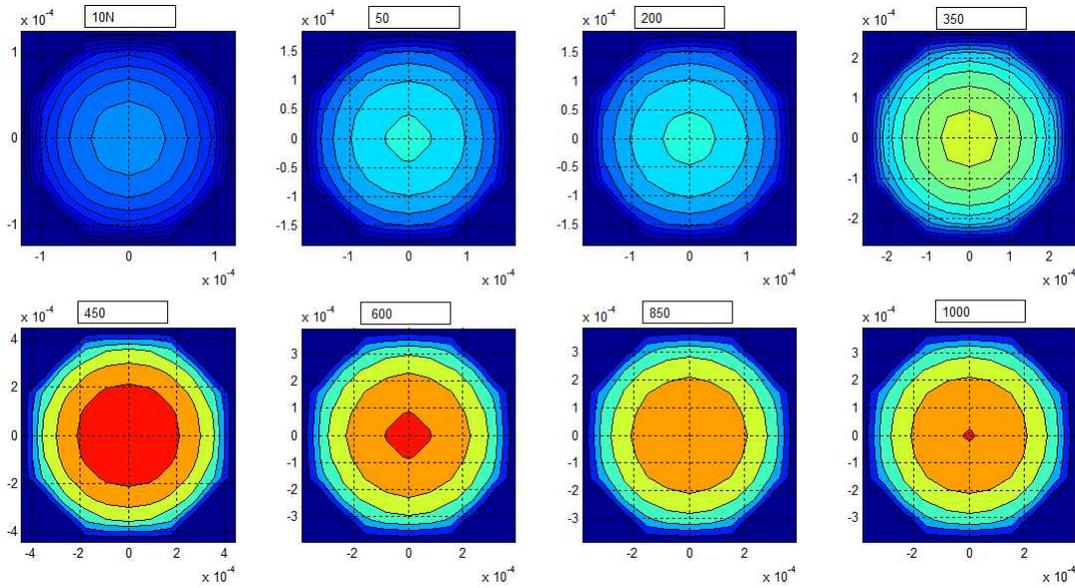


FIGURE 3.11: Aire de contact en fonction de la charge, avec défauts de forme.

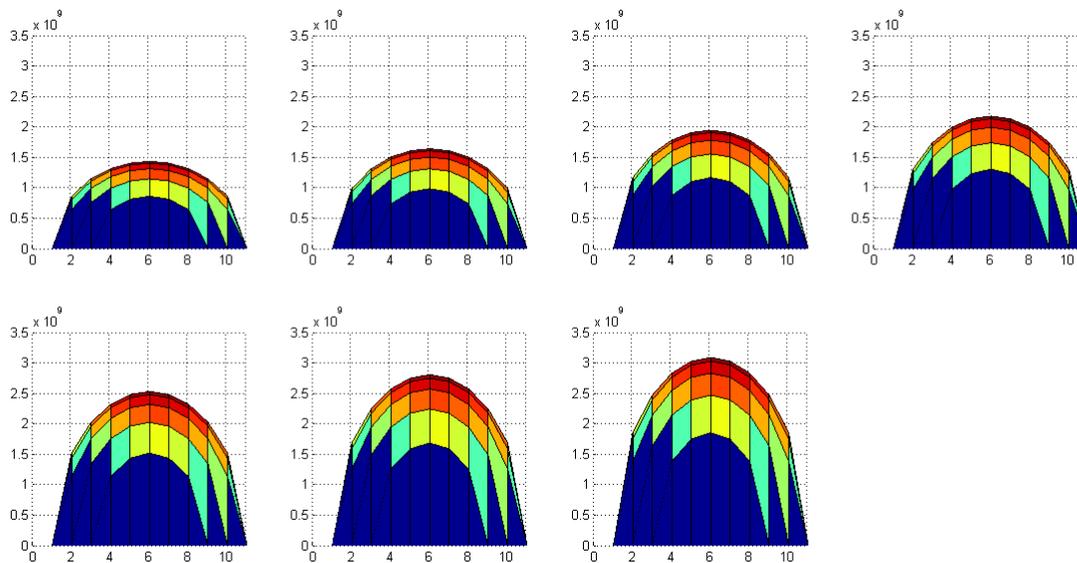
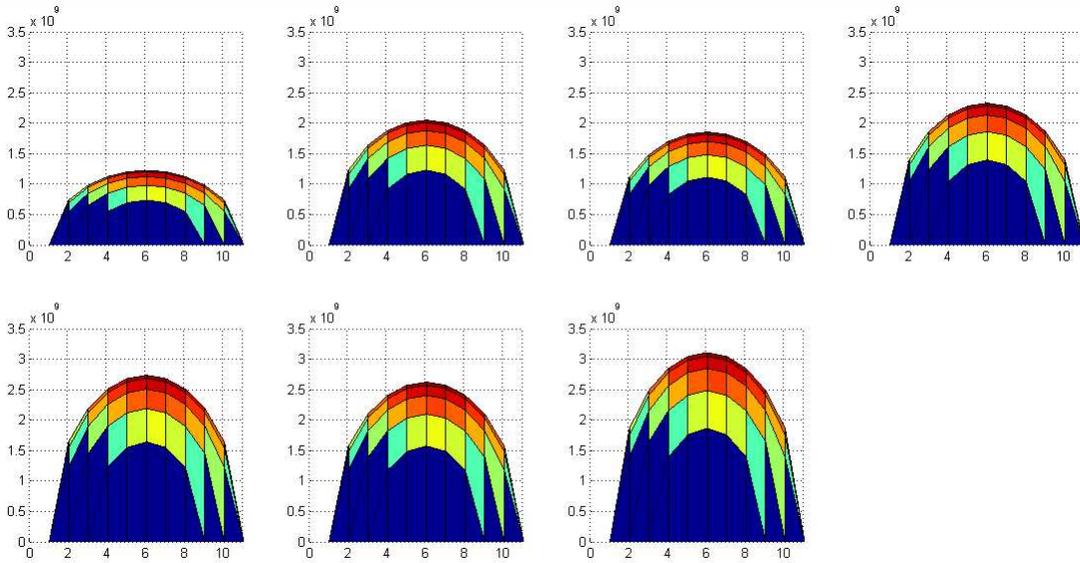
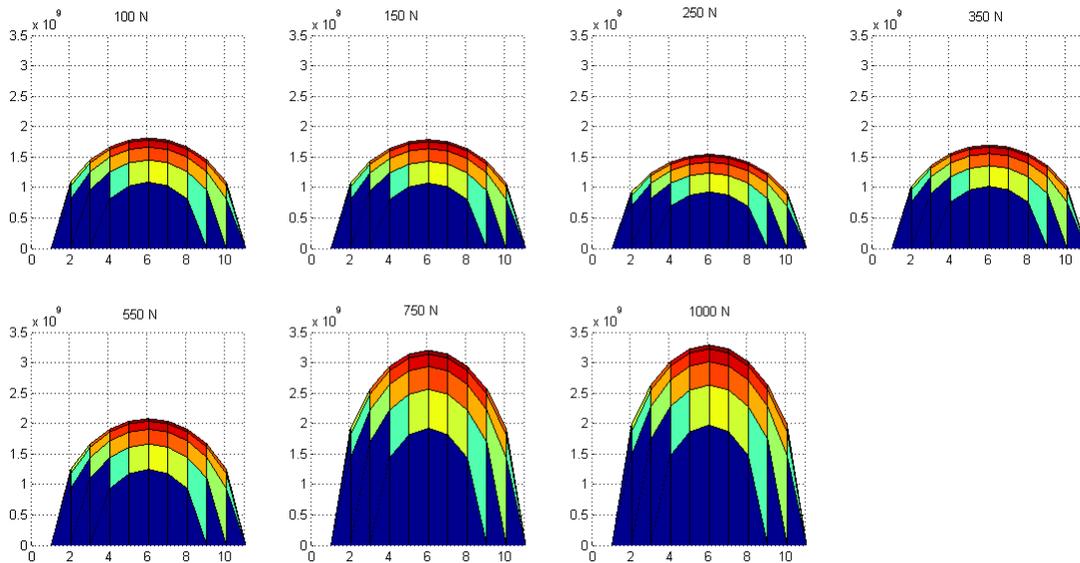


FIGURE 3.12: Distribution de la pression en fonction de la charge, sans défaut de forme.

Par ailleurs, la figure 16 montre le coefficient de frottement en fonction de la charge pour un seul contact. La cinématique imposée pour effectuer ces calculs est la suivante : la vis est fixe, les rouleaux et l'écrou sont en mouvement (la vitesse imposée

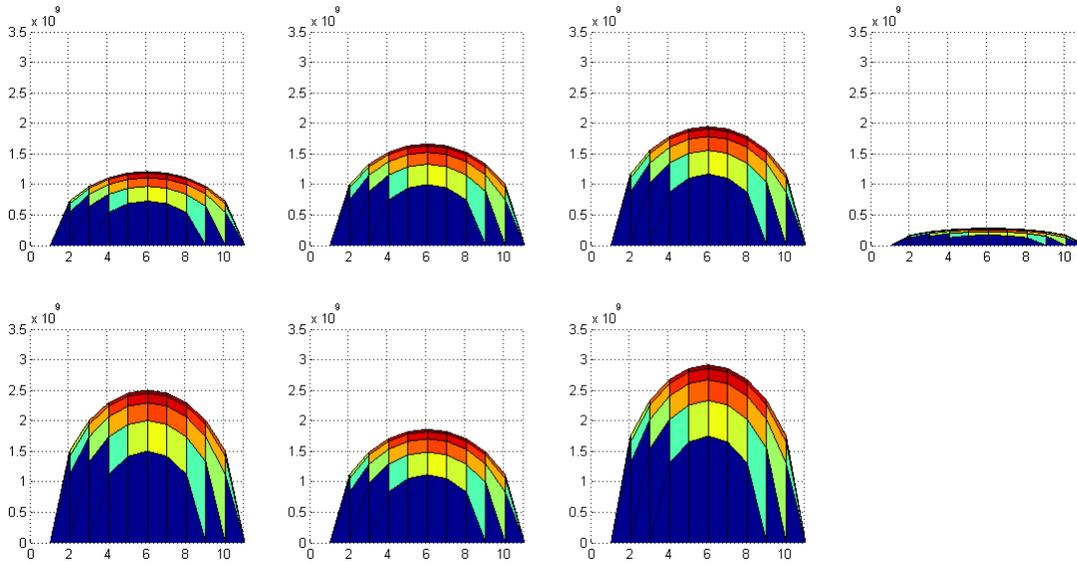


**FIGURE 3.13:** *Distribution de la pression en fonction de la charge, avec défaut de forme (entre -2 et 2  $\mu\text{m}$ ).*



**FIGURE 3.14:** *Distribution de la pression en fonction de la charge avec défaut de forme (entre -3 et 3  $\mu\text{m}$ ).*

sur l'écrou est de 100 rad/sec, cinématique présentée et détaillée dans le chapitre 2).



**FIGURE 3.15:** *Distribution de la pression en fonction de la charge avec défaut de forme (entre  $-5$  et  $5 \mu\text{m}$ ).*

Les charges au niveau de tous les contacts entre les composants du système de la vis à rouleaux sont égales dans ce cas. Ce résultat montre que le système garde un rendement important en fonction de la charge, car les coefficients de frottement restent faibles (modèle de calcul de coefficient de frottement (celui de Total Quartz) détaillé dans le chapitre 2, Figures 2.9 et 2.13). L'objectif de ces simulations est de quantifier la performance du système vis à rouleaux afin de comparer ces résultats avec des résultats expérimentaux détaillés par la suite.

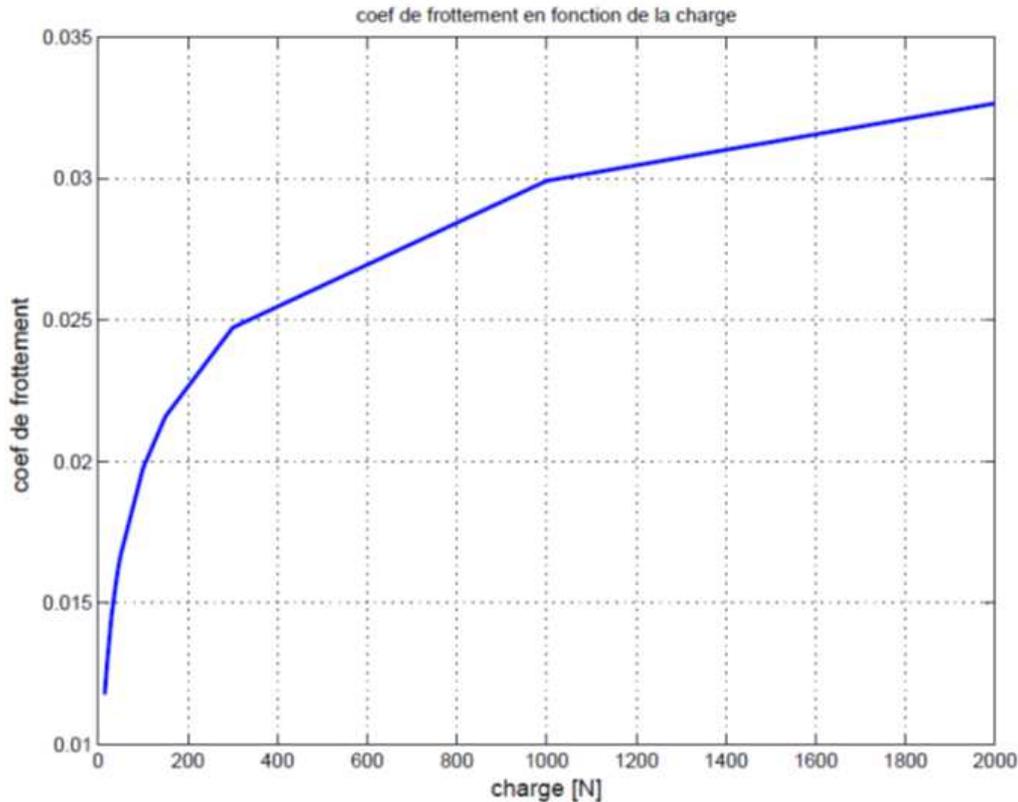


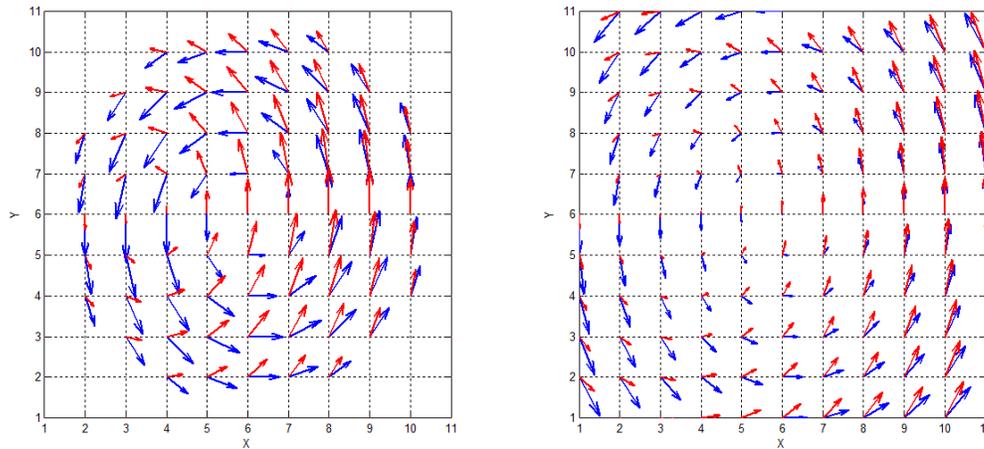
FIGURE 3.16: Coefficient de frottement en fonction de la charge.

#### 3.2.4 La vitesse de glissement en fonction des défauts de forme

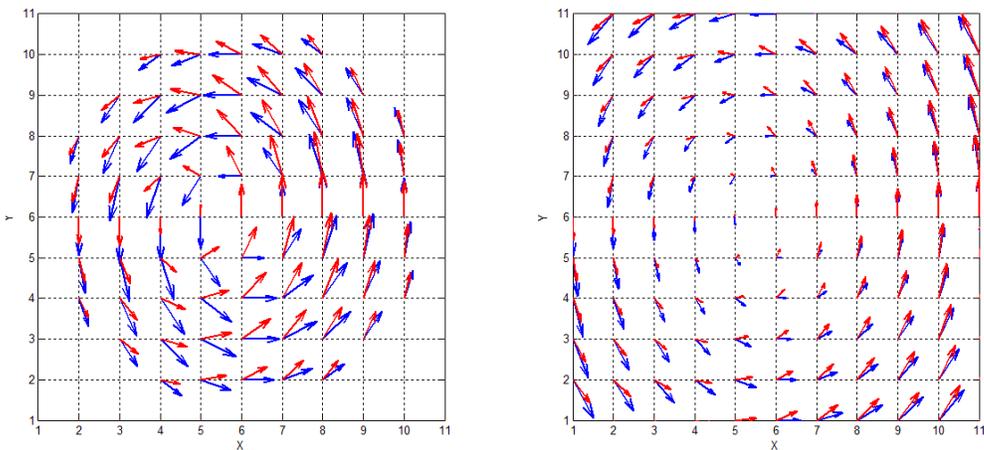
Le glissement et le frottement local entre la vis et les rouleaux d'une part et entre le filetage de l'écrou et du rouleau d'autre part, ont été calculés selon la cinématique, la géométrie et les erreurs de forme et de positionnement. La cinématique utilisée dans ce cas est la suivante : l'écrou est fixe et l'ensemble rouleaux-vis-porte satellites est en mouvement, avec la présence des défauts de forme.

Les figures 17a et 17b montrent la distribution de la force de frottement pour toute la surface du contact entre le rouleau et l'écrou. Les vecteurs bleus représentent les résultats des calculs en cas de roulement pur et les vecteurs rouges représentent ceux en cas de glissement. L'axe horizontale centrale du contact représente l'axe principale de rotation en roulement pure. A droite des figures, on représente la distribution de la vitesse de glissement dans la zone de contact et à gauche, on montre la distribution de la force de frottement. A cause du zone de pression limitée, la force de frottement agit sur une zone de contact limitée.

Les deux figures (Figures 17a et 17b) montrent les résultats des deux simulations avec deux différentes distributions des défauts de forme. Le taux de glissement calculé est différent d'une simulation à une autre, la figure 17a définit 1,34% de glissement et la figure 17b représente 0,31% de glissement. Cette comparaison montre l'influence des défauts de forme sur le frottement local.



(a) 1.34 % de glissement du rouleau.



(b) 0.31 % de glissement du rouleau.

**FIGURE 3.17:** Force de frottement (gauche) et vitesse de glissement local (droite) en cas de roulement pur (la couleur bleu) et en cas de glissement (la couleur rouge)(sur la surface de contact entre rouleau et écrou).

Des calculs de rendement ont été effectués avec les 3 intervalles des défauts de forme. La valeur moyenne de rendement de 10 simulations est : 98%, 97% et 95.5 % respectivement pour 2, 3 et 5  $\mu\text{m}$ .

### 3.3 Résultats expérimentaux

#### 3.3.1 Description de la machine, protocole expérimental et résultats

Afin de valider les résultats numériques présentés au début de ce chapitre, une partie expérimentale a été réalisée en collaboration avec Laboratoire Ampère de l'INSA de Lyon. Deux parties expérimentales ont été réalisées en utilisant deux vis à rouleaux de différentes dimensions (les vis de flèche et du bras de la mini pelle du projet ELEX). Nous avons utilisé un banc d'essai électromécanique afin de quantifier l'efficacité du système vis à rouleaux et comparer ces résultats avec les résultats numériques.

#### 3.3.2 Description de la machine

Le banc d'essais peut être vu comme la mise face à face de l'actionneur électromécanique avec un actionneur hydraulique, liés entre eux par l'intermédiaire d'un chariot se déplaçant sur un rail. Des capteurs, placés tout au long des deux chaînes d'actionnement et au niveau du chariot, permettant de contrôler les deux actionneurs. L'actionneur hydraulique permettant de transmettre la charge à l'actionneur électromécanique coté écrou (actionneur électromécanique basé sur le système de la vis à rouleaux). L'ensemble moteur/réducteur permet de mettre en rotation la vis du vérin électromécanique.

La figure 18 représente un schéma de la relation entre la chaîne d'actionnement électromécanique et la chaîne d'actionnement hydraulique. Ce schéma montre le fonctionnement du système, le protocole utilisé pour obtenir les mesures de la pression hydraulique, l'effort transmis par l'actionneur hydraulique et le couple moteur.

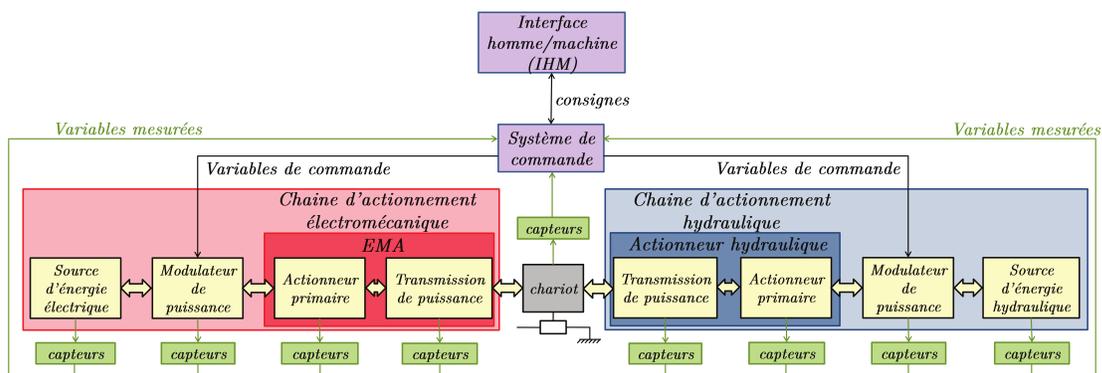


FIGURE 3.18: Schéma représentatif du banc d'essai électromécanique [CHA 15].

La chaîne d'actionnement électromécanique est composée d'un moteur, d'un réducteur/multiplicateur de vitesse et d'un vérin à base du système de la vis à rouleaux. La vis à rouleaux est entraînée par le moteur électrique par l'intermédiaire d'une boîte de

vitesse en multipliant la vitesse de rotation du moteur par un facteur 7 (figure 19). Par ailleurs, le couplage entre le piston du vérin électrique (à base du système de la vis à rouleaux) et celui du vérin hydraulique est effectué par l'intermédiaire d'une rotule (figure 20). L'arbre du réducteur est couplé à la vis. Le vérin électrique est positionné sur le banc d'essais avec deux pivots symétriques (Figure 20).

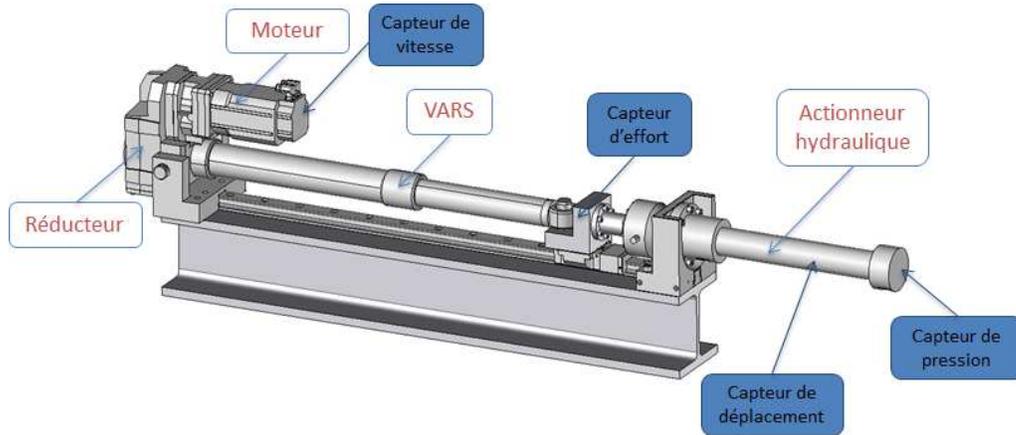


FIGURE 3.19: Le banc électromécanique. [CHA 15]

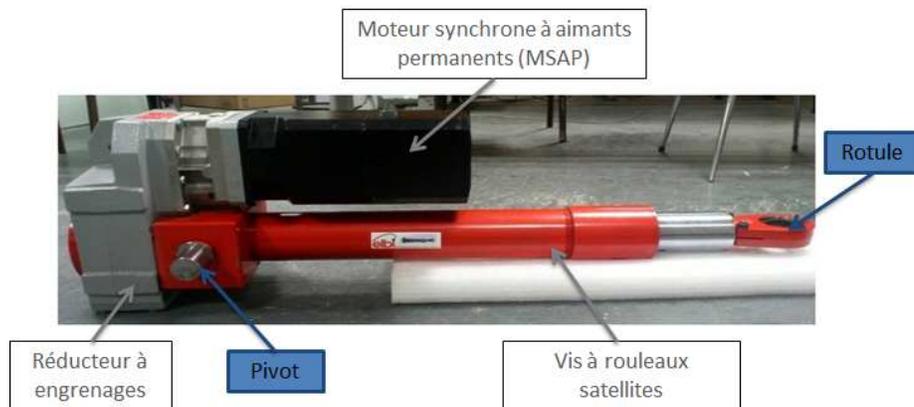


FIGURE 3.20: Composition de l'ensemble électromécanique.

### 3.3.3 Protocole expérimental mis en place

Dans cette partie du travail, on souhaite obtenir les pertes par frottement de l'ensemble (actionneur électromécanique, réducteur). Le protocole d'essai est détaillé

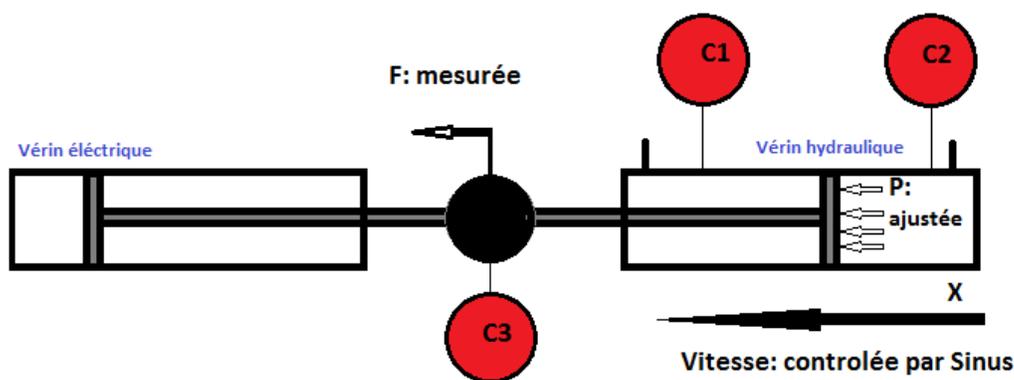
ci-dessous :

- étape 1 : montage de l'ensemble (l'actionneur électromécanique, l'actionneur hydraulique) sur le banc. Les deux pistons des deux actionneurs sont couplés (par un bloc de couplage fixé sur le bout du piston du vérin hydraulique et une rotule fixée sur le bout du piston du vérin électromécanique)(Figures 19 et 20).

- étape 2 (schéma montré par la figure 21) : entraînement en translation du système de la vis à rouleaux (piston du vérin électrique) par l'intermédiaire du vérin hydraulique : on impose une pression par le vérin hydraulique et un sinus de déplacement (intervalle de vitesse de déplacement) du chariot (Figure 18), on contrôle le déplacement du chariot par un capteur de déplacement présenté dans la figure 18 et on contrôle l'effort transmis par le vérin hydraulique par un capteur d'effort.

L'actionneur hydraulique est un vérin double effet, donc cet actionneur entraîne en translation le piston du vérin électromécanique dans les deux sens (pas de fonctionnement de moteur/réducteur dans cette étape).

- étape 3 : mesure de l'effort sortant à l'aide d'un capteur d'effort afin de quantifier les pertes par frottement pour le système de vis à rouleaux (refaire le test pour plusieurs cycles afin de moyenner les pertes par frottement). Un capteur d'effort C3 est positionné entre le vérin hydraulique et le vérin électromécanique afin de mesurer l'effort transmis par l'actionneur hydraulique (Figures 18,21). Un capteur de déplacement placé sur le chariot permet de contrôler le déplacement du piston. Cette étape a pour but de mesurer l'effort minimale nécessaire pour mettre en mouvement le piston du vérin électromécanique. On réalise les mêmes tests en modifiant chaque fois la pression imposée par le vérin hydraulique pour avoir l'influence de la charge sur la force de frottement.



**FIGURE 3.21:** Cas 1 : Sans moteur et réducteur.

Dans ce cas, la force de frottement est calculée par la formule suivante :

$$F_{\text{frottement}}(v_c, F_a) = F_c(F_a) \cdot \arctan\left(\frac{v_c}{v_{\min}} / \frac{\pi}{2}\right) + b(F_a)v_c \quad (3.1)$$

Avec  $F_c(F_a)$  la force de Coulomb,  $v_c$  la vitesse du chariot,  $v_{\min}$  une vitesse minimale permettant d'adapter la pente de la fonction arc tangente lors du passage à 0 de  $v_c$  et  $b(F_a)$  le coefficient de frottement visqueux, plus de détails sur le banc d'essais et la méthode de calcul sont trouvés dans la thèse de Gendrin [GEN 15].

- étape 4 : montage du réducteur sur la vis. On utilise toujours le vérin hydraulique pour entrainer le vérin électrique en mouvement. Le principe de fonctionnement utilisé est décrit dans les étapes 2 et 3. Cette étape permet de quantifier les pertes par frottement de l'ensemble réducteur-vérin électrique (en utilisant le protocole de mesure précédent afin de quantifier la force de frottement minimale pour mettre en mouvement le piston du vérin électromécanique).

- étape 5 : montage du moteur (figure 22). On impose un couple moteur afin de mettre la vis en rotation. L'intervalle de déplacement du chariot est imposé et contrôlé par un capteur de déplacement (capteur C3, figure 22). Un capteur permet de contrôler la course et la position du chariot. Le capteur C4 (figure 22) est utilisé pour contrôler la vitesse du moteur. Par ailleurs on impose toujours un contre charge par le vérin hydraulique (capteurs C1 et C2).

Dans ce cas les pertes par frottement mesurées concernent l'ensemble (le vérin électrique et l'ensemble moteur-réducteur). On répète les tests plusieurs fois afin de moyenner la force de frottement. On réalise les mêmes tests en modifiant chaque fois le couple moteur et le contre effort imposés par l'hydraulique pour avoir l'influence de la charge sur la force de frottement (pour le cas sans moteur). Le but de cette partie est de quantifier aussi le rendement de l'ensemble (vérin électromécanique et réducteur-moteur).

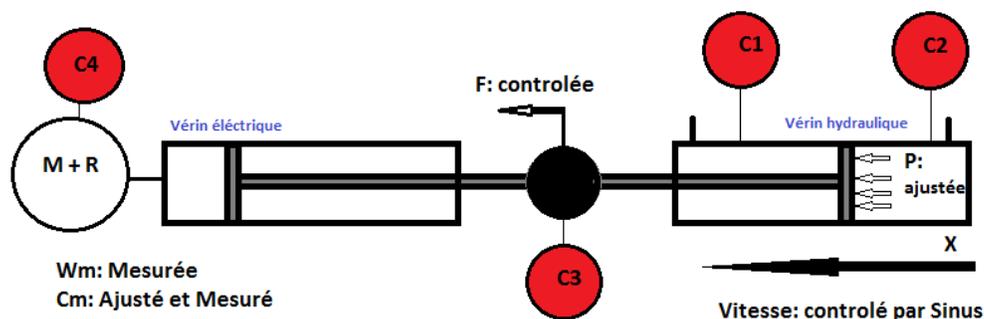


FIGURE 3.22: Cas 2 : Avec moteur et réducteur.

Pour différentes consignes de vitesse sinusoïdales envoyées au contrôleur de moteur et différentes consignes de force positives constantes fournies à la régulation d'effort du vérin hydraulique, les forces de frottements réelles sont obtenues par l'équation suivante :

$$F_{\text{frottement}} = \frac{C_{em} - J\dot{\Omega}m - f_m\Omega m}{red} - F_a - M\dot{v}_c \quad (3.2)$$

Avec  $v_c$  la vitesse du chariot,  $\Omega m$  la vitesse du moteur,  $C_{em}$  le couple électromagnétique,  $F_a$  la charge axiale mesurée,  $red$  le rapport de vitesse du réducteur,  $(M, J)$  les paramètres de masse de l'ensemble (en fonction de la masse de l'écrou, du chariot, de la rotule, du capteur d'effort et du vérin hydraulique),  $f_m$  le coefficient de frottement visqueux.

Pour chacune des charges axiales positives  $F_a$  envoyées en consigne de la régulation d'effort du vérin hydraulique, le test a été répété pour vérifier la variabilité de la mesure.

Quelques précisions de mesures des capteurs utilisés :

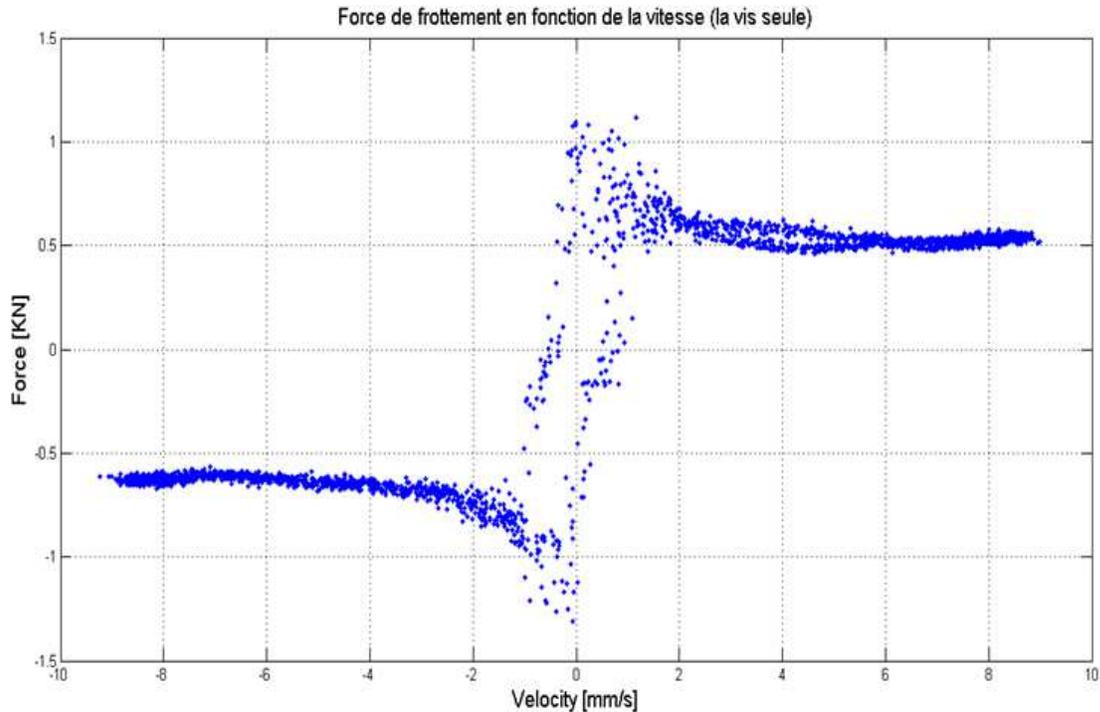
- erreur linéaire = 0.044%
- erreur d'hystérésis = 0.043%
- erreur de zéro = 0.001%

Plus de détails de banc d'essais et de précision de mesures sont présentés dans le travail de M. Gendrin [GEN 15] ;

#### 3.3.4 1 ère partie expérimentale : Résultats initiaux (1 ère vis)

##### Résultats de la vis seule

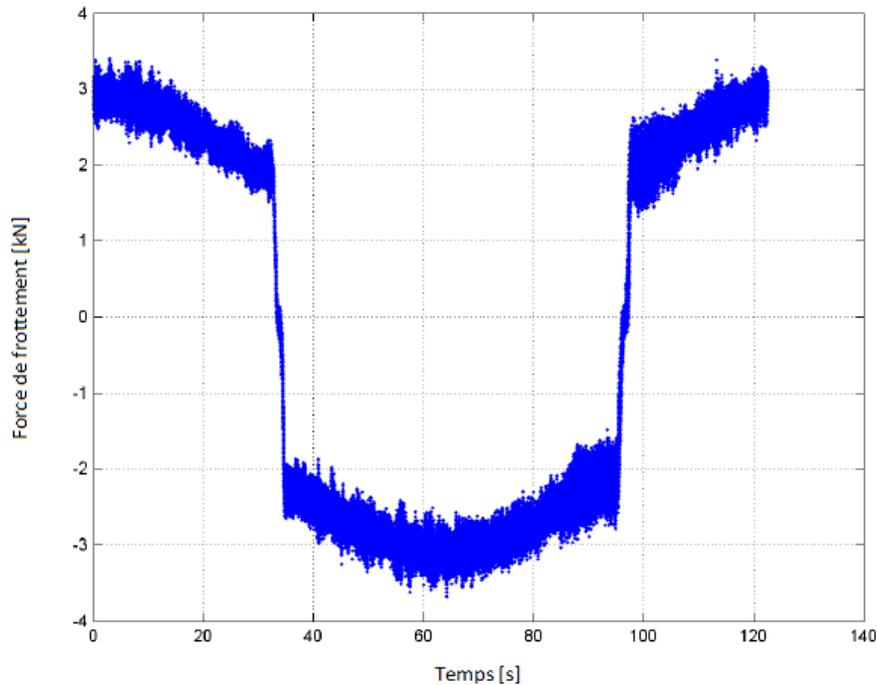
La figure 23 représente les résultats des tests en utilisant la vis seule (sans moteur ni réducteur). Cette figure représente la force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement. Le protocole expérimental consiste à imposer progressivement un effort par le vérin hydraulique pour mesurer l'effort minimal nécessaire pour mettre la vis à rouleaux en mouvement. Ensuite, on moyenne la force du frottement sur plusieurs cycles effectués. La force nécessaire à entrainer en la vis est de l'ordre de 1 kN. Cette valeur semble très importante car pour la vis à rouleau seul placée verticalement, l'ensemble (écrou -rouleaux) se met en rotation autour de la vis sous son propre poids (quelques dixième de N). Par ailleurs, le frottement est stable à partir de 4 mm/s. Donc, il y a des sources additionnelles importantes de frottement dans le vérin électromécanique.



**FIGURE 3.23:** Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement, avant les modifications (cas de la vis seule).

### Résultats de l'assemblage vis-réducteur

La figure 24 représente la force de frottement en fonction du temps pour l'ensemble, vérin électrique et réducteur. Le moteur n'est pas monté sur le banc pour ces essais. Par conséquent, le vérin hydraulique double effet entraine le vérin électrique en translation dans les deux sens (sachant que le réducteur est fixé sur l'actionneur électromécanique de l'autre côté du banc, figure 19). L'objectif de cet essai est de mesurer l'effort minimal nécessaire pour entrainer le piston en translation afin de quantifier les pertes par frottement pour ce sous-système. La force de frottement minimale mesurée est trois fois plus grande que la force obtenue pour le cas de vis seule (de l'ordre de 3kN). La figure 24 montre que frottement visqueux est important en fonction du temps, ce phénomène n'est pas obtenue dans le cas de la vis seule.



**FIGURE 3.24:** Force de frottement de l'ensemble (la vis à rouleaux et le réducteur) en fonction de temps, avant les modifications.

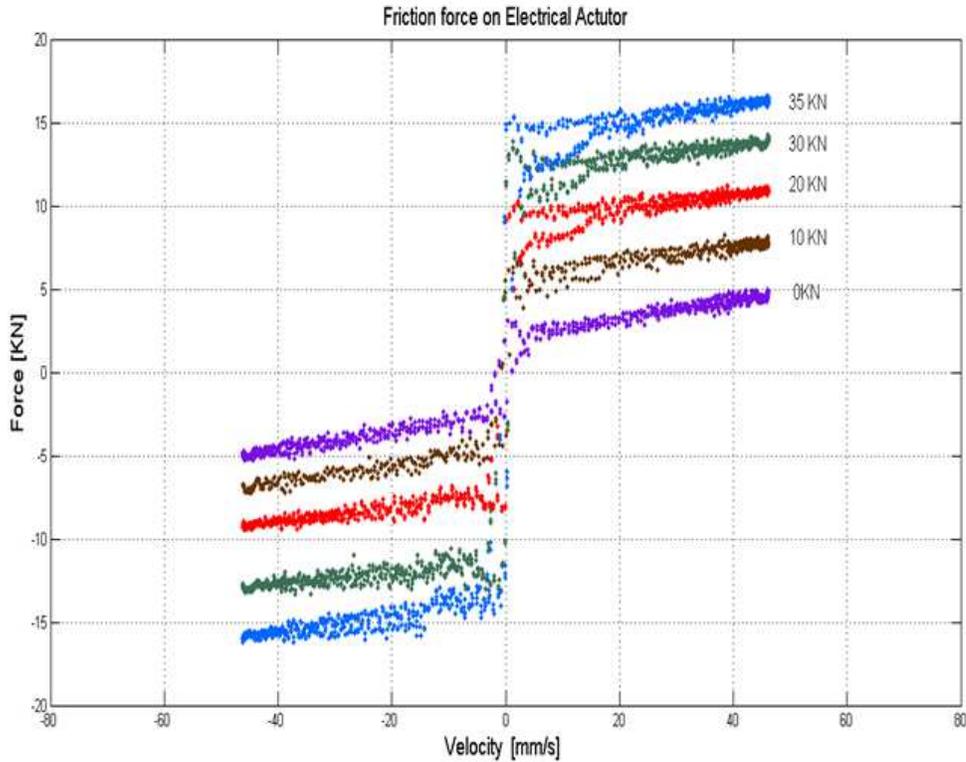
#### Résultats de l'assemblage vis-réducteur-moteur

Dans cette partie, le sinus de déplacement et le couple moteur sont imposés afin de mettre en mouvement le piston. De l'autre côté du vérin, une contre charge est imposée par le vérin hydraulique. La figure 25 représente la force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement et de la charge pour l'ensemble complet (le vérin électromécanique, réducteur, moteur).

La couleur violette présente le résultat sans charge, la force de frottement dans ce cas est de l'ordre de 5 kN à 50 mm/s. Les autres couleurs (marron, rouge, vert, bleu) montrent les résultats pour différentes charges : respectivement 10, 20, 30, 35 kN. La force de frottement augmente en fonction de la charge jusqu'à 16 kN à 50 mm/s pour le cas de 35 kN de charge imposée.

La figure 25 montre que la force de frottement augmente de façon importante en fonction de la vitesse, ceci indique un frottement d'origine visqueuse (contrairement au frottement constant observé dans le cas de la vis seule (Figure 23)).

Le tableau 4 résume les pertes par frottement en fonction de la charge pour une vitesse de déplacement de 45 mm/s. Ce tableau montre que le rendement de l'ensemble



**FIGURE 3.25:** Force de frottement de l'ensemble (vis-réducteur-moteur) en fonction de la charge, avant les modifications.

est faible surtout à faible charge (70% de pertes à 10 kN) avant de stabiliser à partir de 30 kN. Donc l'utilisation d'un réducteur standard augmente les pertes par frottement d'une façon importante et particulièrement en régime de vitesse élevée.

Force hydraulique [kN]	Force de frottement [kN]	Perte [%]
10	7	70
20	10	50
30	13.5	45
35	15.8	45

**Tableau 3.4:** Pertes par frottement en fonction de la charge avant l'optimisation de l'ensemble vérin électromécanique, réducteur, moteur

Dans ce cas, la comparaison entre les résultats expérimentaux et les résultats numériques n'est pas évidente car il existe plusieurs sources de frottement ajoutées à la vis à rouleaux seul (surtout au niveau du réducteur et de l'ensemble vérin électromécanique) qui ne sont pas modélisés dans le travail numérique.

Les sources de frottement du réducteur se trouvent au niveau des engrenages, des

roulements utilisés, des joints d'étanchéité et de lubrification... Ce qui concerne les pertes de la vis, les sources sont : les bagues de guidage, la lubrification, les joints d'étanchéité et l'état de surface des filets. Afin de pouvoir mesurer précisément les pertes du VAR, il est impératif de minimiser le frottement de l'ensemble.

#### **Optimisation du vérin électromécanique et du réducteur**

Des modifications ont été effectuées sur le réducteur et le vérin électromécanique afin de diminuer les pertes par frottement. La première étape réalisée consiste à démonter le vérin électromécanique et de tester la performance du système de la vis à rouleaux seul (vis, rouleaux et écrou). Avant les modifications, l'ensemble écrou-rouleaux tourne difficilement autour de la vis en exerçant un effort sur l'écrou à cause du frottement intérieur élevé. Par ailleurs après les optimisations, l'ensemble des rouleaux, écrou se met en mouvement autour de la vis sous son propre poids (qui ne dépasse pas 2,1 kg).

Afin d'observer l'influence de la lubrification sur le frottement pour le vérin électrique seul, deux lubrifiants ont été utilisés pour ces tests :

- Le lubrifiant initial est une graisse (le lubrifiant mis par l'industriel lors de l'assemblage du vérin électrique)
- Huile Total Quartz 0W30.

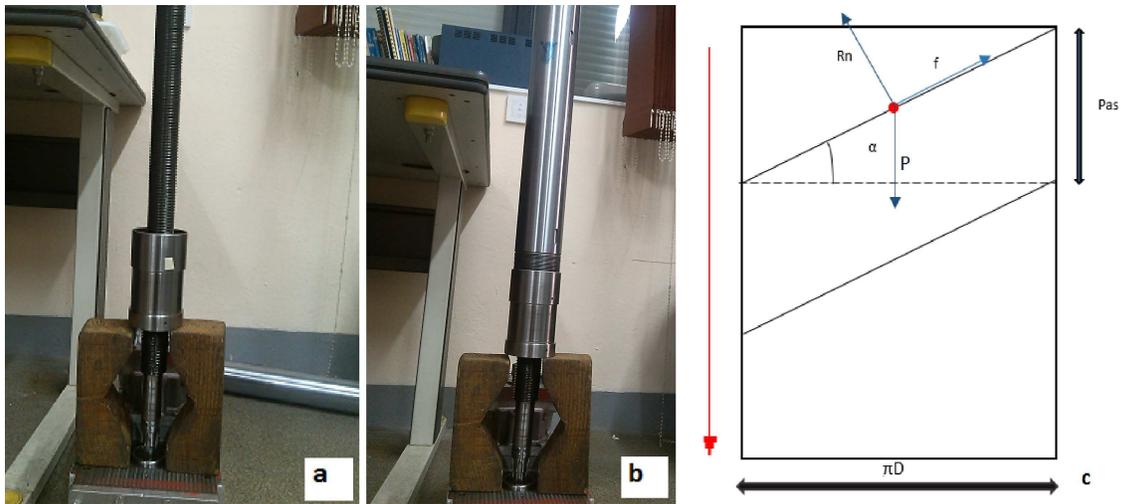
Ensuite, en se basant sur le théorème de l'énergie cinétique, on a calculé la force de frottement en utilisant l'équation suivante :

où :

- $m$  est la masse de l'ensemble rouleaux-écrou ou rouleaux-écrou-boitier.
- $v$  est la vitesse de déplacement de l'ensemble rouleaux-écrou ou rouleaux-écrou-boitier.
- $\alpha$  est l'angle d'hélice.
- $I$  est le moment d'inertie.
- $WB$  est la vitesse de rotation de l'ensemble rouleaux-écrou ou rouleaux-écrou-boitier.
- $f$  est la force de frottement.
- $g$  est l'accélération de pesanteur.

Ces essais ont montré l'efficacité élevée du système de la vis à rouleaux simple. Ce qui semble confirmer les résultats numériques. D'autres essais ont été réalisés avec un assemblage progressif des composants du vérin afin d'identifier les sources de frottement. (figure 26 b)

Ces tests ont été réalisés pour deux cinématiques différentes :



**FIGURE 3.26:** *Mesure de la force de frottement pour la vis à rouleaux seule.*

- Cinématique 1 : Vis fixe et écrou et rouleaux en mouvement de translation et de rotation.
- Cinématique 2 : Écrou bloqué en rotation, vis en mouvement de rotation et rouleaux en mouvement de translation et de rotation.

Le tableau 5 montre les résultats de ces essais pour chacun des deux lubrifiants et des deux cinématiques.

- ensemble écrou-rouleaux, graisse d'origine.
- ensemble écrou-rouleaux-boitier, graisse d'origine.
- ensemble écrou-rouleaux, TOTAL Quartz 0W30.
- ensemble écrou-rouleaux-boitier, TOTAL Quartz 0W30.

On obtient des vitesses de rotation plus élevées en utilisant le lubrifiant TOTAL Quatrz. Le coefficient de frottement obtenue pour ce cas (cas 4) est 0.07. On comparant avec le coefficient de frottement obtenue numériquement en utilisant les données géométriques et cinématiques du quatrième cas (tableau 5), le coefficient de frottement obtenue est de 0,09. Cette comparaison confirme toujours l'efficacité du système de vis à rouleaux.

Les hypothèses prises en compte dans ces expériences sont les suivantes :

- La vitesse de rotation est constante.
- L'écrou est en équilibre.

Cas 1	Cas 2
Lubrifiant : graisse	Lubrifiant : graisse
Cinématique 1	Cinématique 1
Composants :	Composants :
Ensemble écrou-rouleaux	Ensemble écrou-rouleaux-boitier
Poids : $m=2,1$ kg	Poids : $m=9,7$ kg
Vitesse de rotation :	Vitesse de rotation :
$N= 31$ tr/min, $\omega =3,2$ rad/sec	$N= 222$ tr/min, $\omega =23$ rad/sec
Cas 3	Cas 4
Lubrifiant : Total Quartz 0W30	Lubrifiant : Total Quartz 0W30
Cinématique 2	Cinématique 2
Composants :	Composants :
Ensemble écrou-rouleaux	Ensemble écrou-rouleaux-boitier
Poids : $m=2,1$ kg	Poids : $m=9,7$ kg
Vitesse de rotation :	Vitesse de rotation :
$N= 400$ tr/min, $\omega =42$ rad/sec	$N= 600$ tr/min, $\omega =63$ rad/sec

**Tableau 3.5:** Le coefficient de frottement en fonction de la cinématique et du lubrifiant

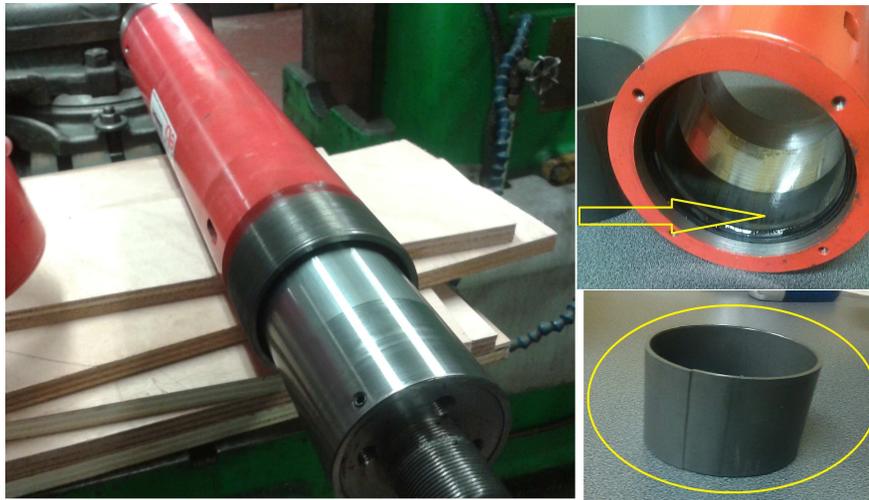
Après ces essais, d'autres sources de frottement ont été identifiées. Les bagues de guidage (figure 27) et la graisse utilisées pour l'assemblage du vérin électrique jouent un rôle important sur les pertes par frottement. L'ajustement des bagues de guidage (représentées par la couleur jaune dans la figure 27), l'enlèvement de pré-charge roulement-buté et le changement de la graisse par le lubrifiant TOTAL Quartz 0W30 ont été effectués pour refaire les tests sur le banc d'essais. Par ailleurs, l'optimisation du réducteur a été aussi effectuée pour rendre l'ensemble (vérin électrique + réducteur) plus efficace. Ces optimisations concernent les roulements pré-chargés, les joints et le lubrifiant (changement du lubrifiant SHELL Omala 320 par une huile moins visqueuse : TOTAL Quartz 0W30).

### 3.3.5 Résultats expérimentaux après les optimisations (1 ère vis)

#### Résultats de la vis seule

Après les modifications qui ont été effectuées sur le vérin électromécanique et sur le réducteur, les mêmes essais (partie 3.3 de ce chapitre) ont été répétés afin de connaître l'influence sur la force de frottement. L'essai avec la vis seule, sans le réducteur ni le moteur montre que la force de frottement minimale est de moins de 100 N. La mesure de la force de frottement est difficile dans ce cas, car les capteurs de force montés sur le banc d'essais sont dimensionnés pour des efforts supérieurs à 1kN.

Néanmoins, il est clair que la réduction au niveau de la force de frottement est importante



**FIGURE 3.27:** *Bagues de guidage du vérin électromécanique.*

par rapport aux anciens résultats (10 fois plus faible).

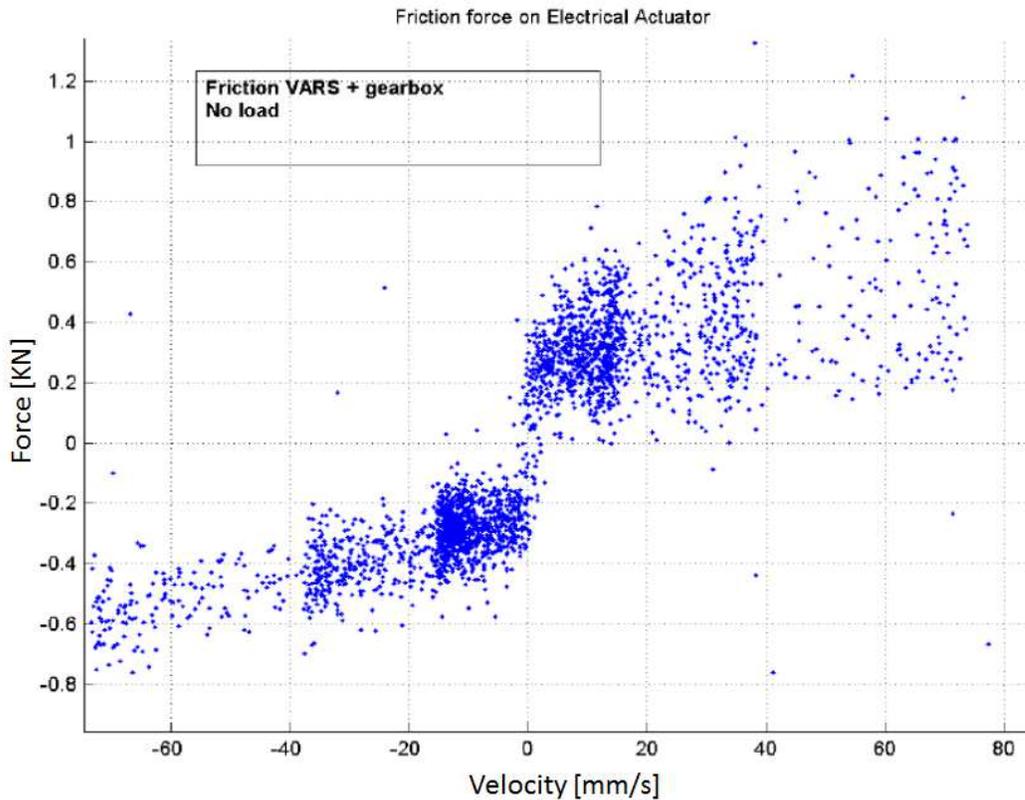
### Résultats de l'ensemble vis-réducteur

La figure 28 représente la force de frottement mesurée en fonction de la vitesse de déplacement pour l'ensemble vis-réducteur. Dans ce cas, la force de frottement mesurée est environ 10 fois plus faible (350 N au lieu de 3 kN) que la force obtenue sans optimisation (figure 24).

### Résultats de l'ensemble vis-réducteur-moteur

Ensuite, des essais ont été réalisés sur l'ensemble (vis-réducteur-moteur) afin de connaître l'influence des modifications sur la force de frottement sous charge. La figure 29 montre les résultats de la force de frottement avec ou sans charge. Les charges imposées pour ces différentes courbes sont : 0, 4, 10, 20, 30, 35 kN. La force de frottement est constante à partir d'une vitesse de quelques mm/s. De plus, une réduction de la force de frottement sous charge par rapport aux anciens résultats est observée. Ces réductions sont quantifiées par la suite.

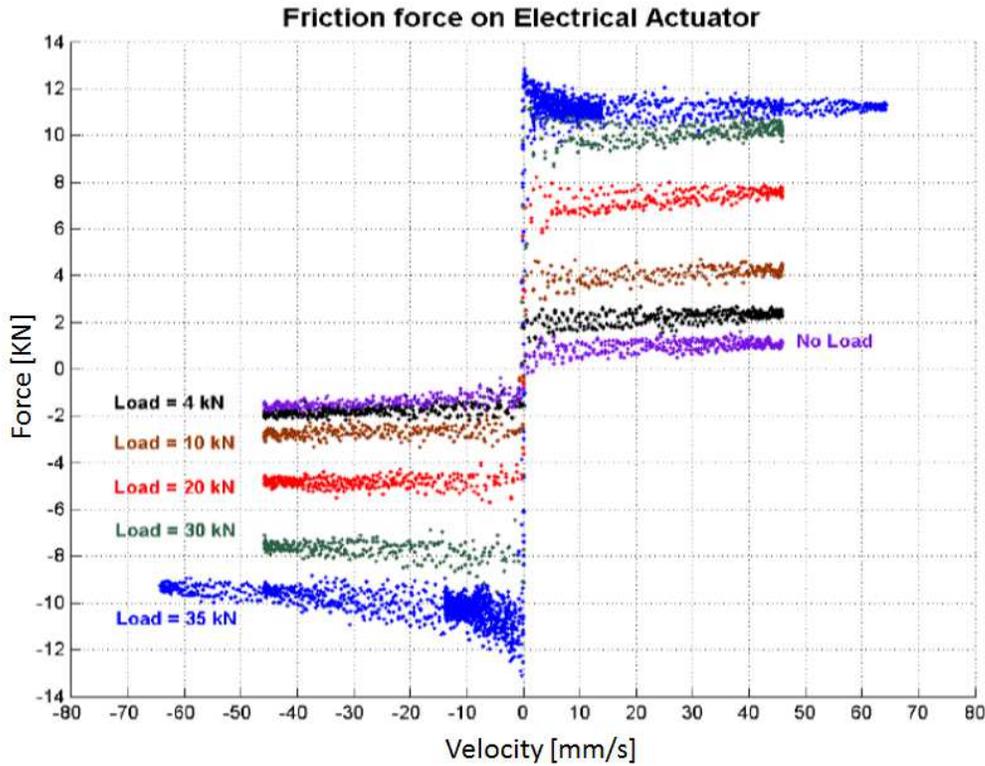
Le tableau 6 résume la somme des pertes dans l'assemblage (moteur-réducteur-vérin électrique) en fonction de la charge et de la force de frottement pour 40 mm/s de vitesse de déplacement. la composante visqueuse est devenue très faible à haute vitesse. Les tableaux 4 (avant les modifications) et 6 (après les modifications) montrent la différence entre les pertes mesurées avant et après l'optimisation de l'ensemble.



**FIGURE 3.28:** Force de frottement de l'ensemble (vis à rouleaux et réducteur) en fonction de la vitesse de déplacement, après les modifications).

Par exemple, dans le cas de 10 kN de charge, la réduction de la force de frottement est importante, particulièrement aux vitesses élevées, car la pourcentage des pertes par frottement diminue de 70% jusqu'à 33.5 % à 40 mm/s. Dans le cas sans charge, la réduction de la force de frottement est encore plus importante (de 5 kN avant les modifications jusqu'à 1.2 kN après les modifications pour une vitesse de 5 mm/s).

L'optimisation des sous ensembles permet de minimiser le frottement de l'ensemble surtout aux vitesses élevées. Les résultats obtenues avant l'optimisation (Figure 25) montrent que la vitesse est limitée à 50 mm/s, car le frottement visqueux est important en fonction de la vitesse, ce qui augmente le risque d'endommager du système.



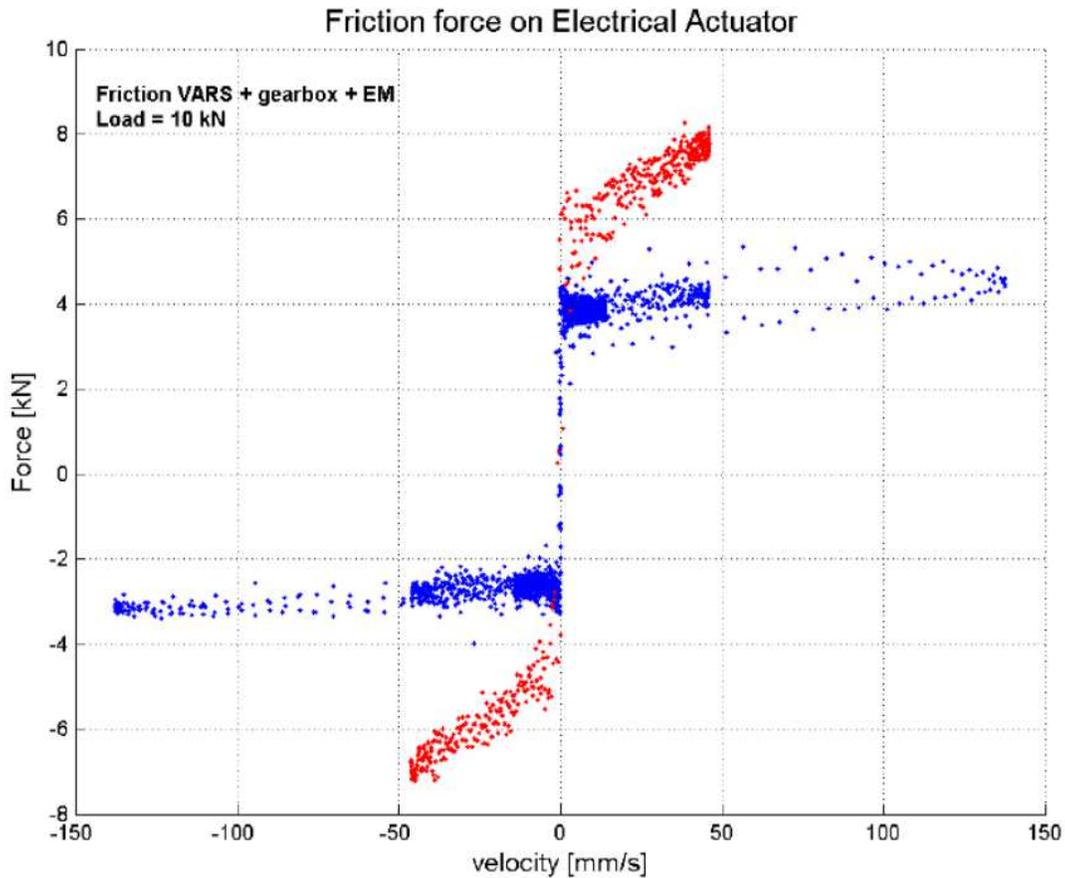
**FIGURE 3.29:** Force de frottement de l'ensemble en fonction de la vitesse de déplacement, après les modifications.

Force hydraulique [kN]	Force de frottement [kN]	Perte [%]
10	3.35	33.5
20	6.2	31
30	8.43	28.1
35	20.45	29.8

**Tableau 3.6:** Pertes par frottement en fonction de la charge après l'optimisation de l'ensemble vérin électromécanique et réducteur pour une vitesse de 40 mm/s

#### **Résultats de l'ensemble vis-réducteur-moteur pour 10 kN de charge imposée**

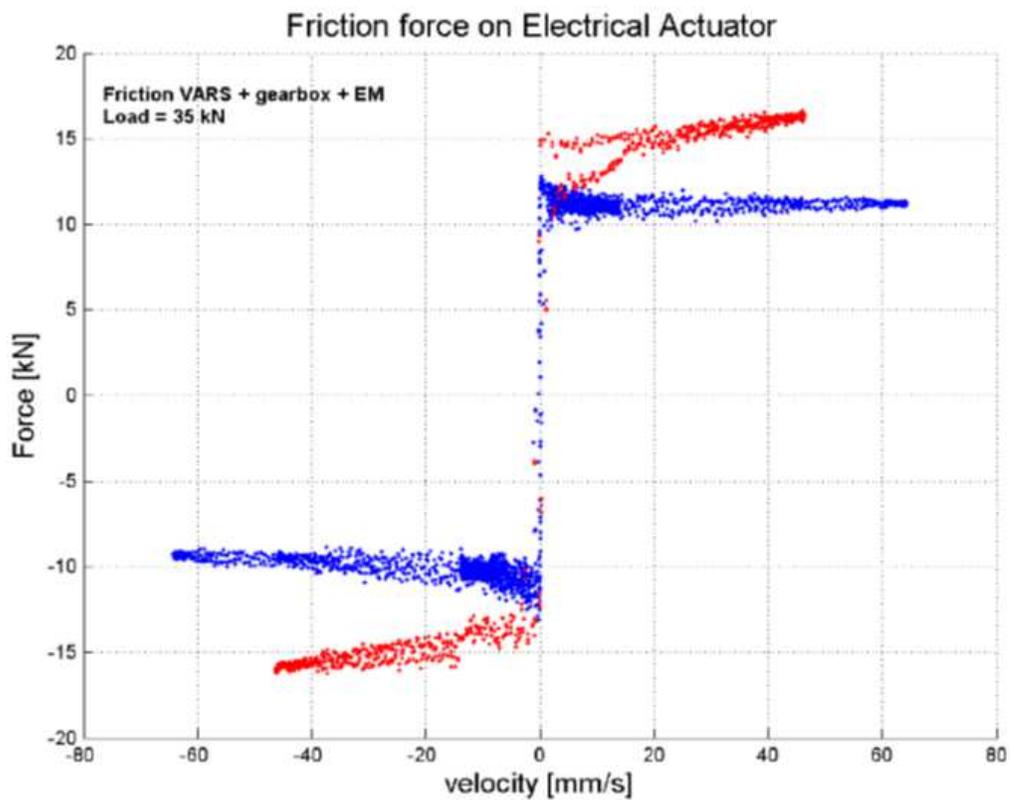
La figure 30 montre une comparaison entre la force de frottement mesurée avant et après les modifications pour 10 kN de charge imposée. En rouge, on a les résultats avant l'optimisation du vérin et du réducteur et on observe en bleu la nouvelle courbe de frottement (après les modifications). On observe une réduction importante de la force de frottement à vitesse élevée. Par exemple, à environ 5 mm/s la force de frottement diminue de 30 % par rapport à la force mesurée avant les modifications. Pour 40 mm/s de vitesse, la réduction de la force de frottement atteint 50%. En plus, contrairement aux résultats obtenues avant l'optimisation du système, la vitesse de déplacement utilisée dans ces essais n'est plus limitée, car le frottement visqueux en fonction de la vitesse est très faible, ce qui explique la différence importante du rendement de système aux vitesses élevées. Par exemple, à 150 mm/s, le frottement interne avant l'optimisation (environ 12 kN) est 3 fois plus élevé par rapport à la force de frottement obtenue après les modifications (environ 4 kN).



**FIGURE 3.30:** Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement avant (rouge) et après (bleu) l'optimisation, charge ; 10 kN.

### Résultats de l'ensemble vis-réducteur-moteur pour 35 kN de charge imposée

La figure 31 montre une comparaison entre la force de frottement mesurée avant et après les modifications pour 35 kN de charge imposée, en rouge les résultats avant l'optimisation du vérin et du réducteur et en bleu la nouvelle courbe de frottement (après les modifications). Les pertes par frottement dans ce cas représente 30 % au lieu des 45 % trouvés dans les essais initiaux.



**FIGURE 3.31:** Force de frottement de l'ensemble (vis-réducteur-moteur) en fonction de la vitesse de déplacement, avant (rouge) et après (bleu) les modifications, charge 35 kN.

### 3.3.6 2<sup>ème</sup> partie expérimentale : Résultats initiaux : (2<sup>ème</sup> vis : 11 rouleaux)

Une deuxième partie expérimentale a été réalisée en utilisant un autre vérin avec des dimensions plus grandes. L'objectif de cette partie est d'obtenir le coefficient de frottement de l'ensemble sans optimisation du réducteur ni du vérin, puis refaire les mesures et les calculs en modifiant le réducteur seul et finalement effectuer les mesures avec les deux composants modifiés (réducteur et vérin). Les essais sont réalisés pour deux intervalles de vitesse (150 et 250 rad/sec). On a choisi de présenter les résultats de 250 rad/sec car l'effet de l'optimisation des sous systèmes sur le frottement est plus remarquable et clair. Les charges imposées dans la majorité des cas sont les suivantes : 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 kN.

Par ailleurs, les modifications réalisées sur le réducteur sont : enlever le pré-charge des roulements, enlever les joints intérieurs et extérieurs du réducteur, utiliser une huile moins visqueuse (TOTAL Quartz 0W30) au-lieu de l'huile SHELL OMALA. Les modifications réalisées sur le vérin sont : remplacer la graisse par l'huile TOTAL Quatrz 0W30, optimiser les bagues de guidage, minimiser le pré-charge roulements-butée.

#### Force de frottement en fonction de la vitesse et la charge : avant les optimisations

La figure 32 représente les résultats avant les modifications de l'ensemble réducteur-vis. La valeur maximale de la vitesse est 250 rad/sec. Le vérin est chargé dans ce cas jusqu'à 15 kN afin de limiter le risque de défaillance des filets de la vis. Ces résultats montrent que le frottement augmente en fonction de la vitesse et le frottement visqueux est important. On observe que la partie accélération joue un rôle important sur l'écart des pertes (observé dans la partie gauche des courbes par des hystérésis, en cas de changement de sens de rotation de la vis). L'asymétrie des courbes est obtenue lorsque le moteur joue un rôle de frein, plus la charge élevée plus d'asymétrie important (en cas de zéro charge (les courbes vertes), il n'existe pas de d'asymétrie).

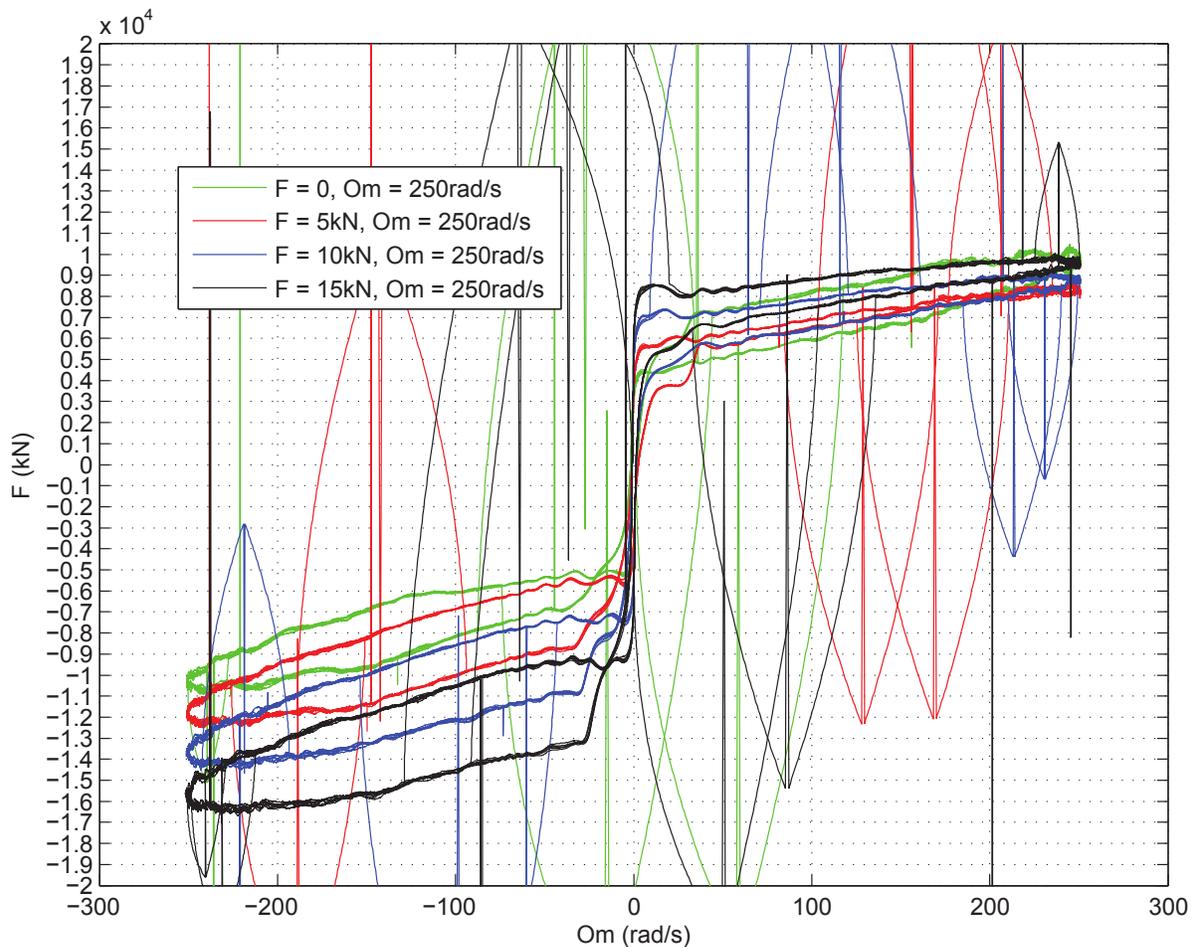
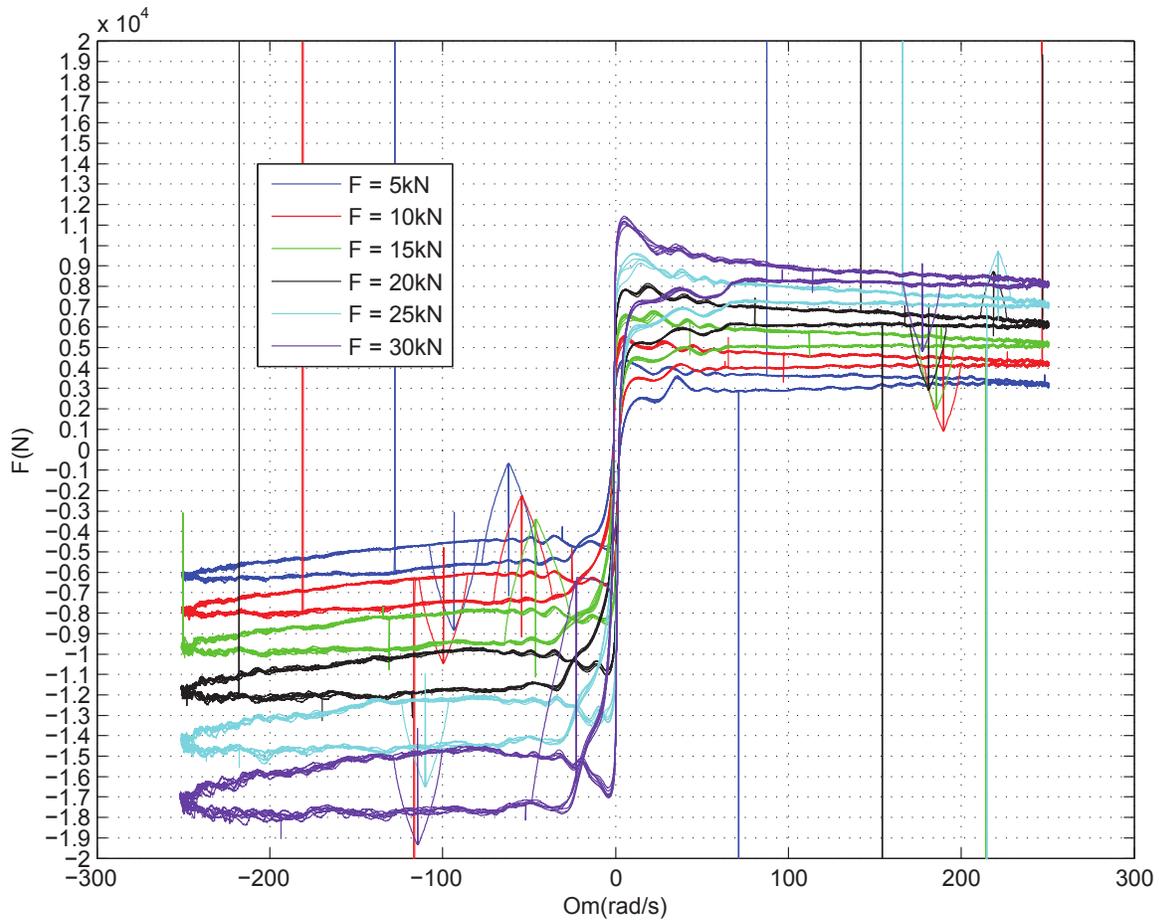


FIGURE 3.32: Force de frottement de l'ensemble (vis-réducteur-moteur) en fonction de la vitesse

#### Force de frottement en fonction de la vitesse et la charge : réducteur seul modifié

Ensuite, après l'optimisation du réducteur seul, des mesures et des calculs de la force de frottement ont été effectuées. La figure 33 montre les résultats de ces tests. Cette fois, les charges imposées soit 5, 10, 15, 20, 25 et 30 kN, car le frottement visqueux a diminué. La force de frottement est constante en fonction de la vitesse. L'influence des modifications du réducteur est importante. Une diminution de la force de frottement, jusqu'à 50% est obtenue par rapport au cas précédent. Par exemple, pour 15 kN, la force de frottement diminuée : de 1.2 kN jusqu'à 0.7, pour une vitesse de 250 rad/sec. Cette figure montre un frottement visqueux très faible par rapport le résultat précédent (figure 32).

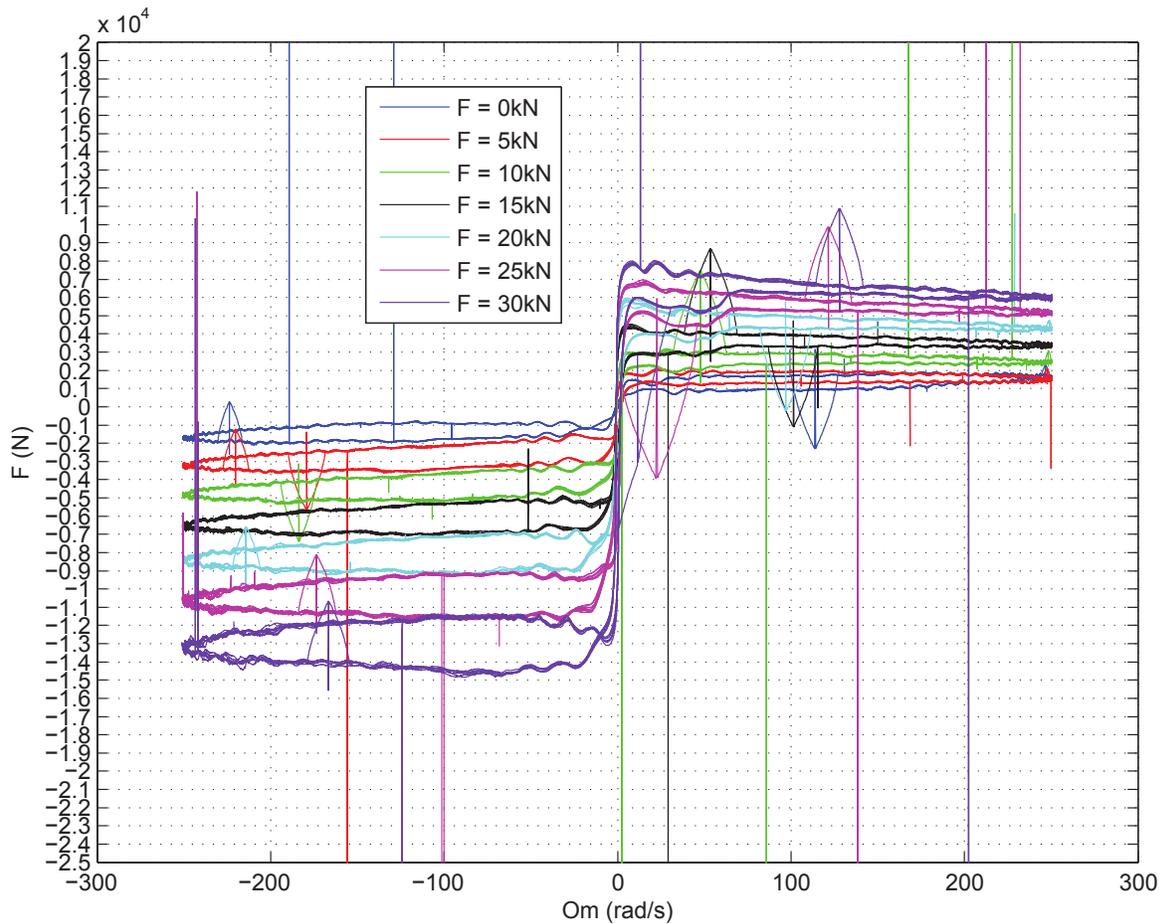


**FIGURE 3.33:** Force de frottement de l'ensemble (vis-réducteur-moteur) en fonction de la vitesse, avec l'optimisation du réducteur seul.

### Force de frottement en fonction de la vitesse et la charge : l'ensemble vérin-réducteur modifié

La figure 34 représente les résultats des tests réalisés après modification de l'ensemble vis-réducteur. Une diminution importante du frottement sec et visqueux est observée par rapport au cas du réducteur seul modifié. Par exemple, à 5 kN, la force de frottement atteint 0.23 kN au lieu de 0.45kN (en cas du réducteur seul modifié). A forte charge, à 30 kN, une diminution d'environ 25% est observée (0.96 kN au lieu de 1.3 kN à 250 rad/sec). Donc l'influence du lubrifiant, des bagues de guidage optimisées et l'enlèvement des précharges butée/ roulement est importante sur le frottement (sec et visqueux) et en particulier à faible charge. Par ailleurs, on remarque aussi que ces modifications jouent un rôle important sur la diminution de l'hystérésis qui est plus dominant dans les cas précédents (en cas de changement de sens de déplacement du

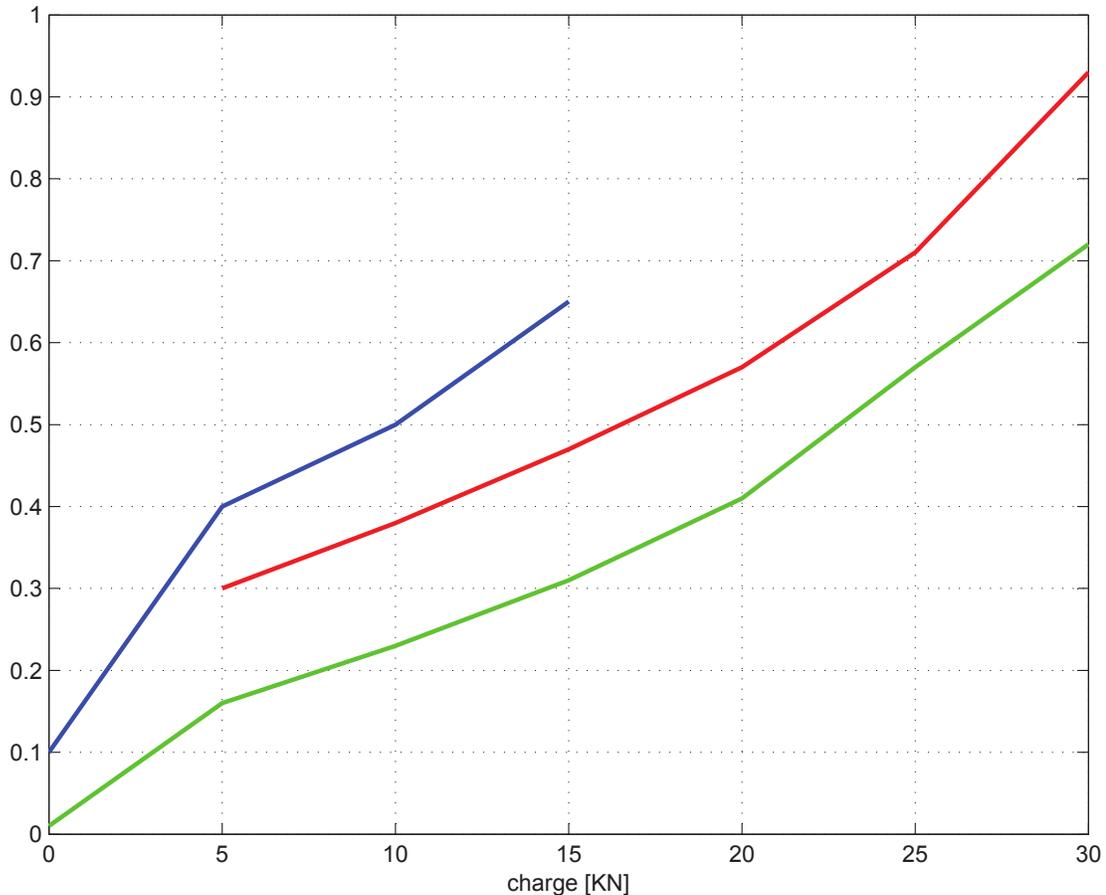
chariot). Plus de détails sont représentés dans figure 35.



**FIGURE 3.34:** Force de frottement de l'ensemble (vis-réducteur-moteur) en fonction de la vitesse de déplacement et la charge, vis-réducteur modifiés.

Ensuite, on a calculé la différence entre la valeur de la force de frottement à 250 rad/sec et celle à -250 rad/sec en fonction de la charge. Cette différence a été calculée pour les 3 cas (sans modifications, réducteur seul modifié, ensemble réducteur-vis modifiés). La figure 35 montre les résultats de ces calculs : les couleurs bleu, rouge, vert représentent respectivement la courbe de l'écart de frottement pour les cas de sans modifications, du réducteur modifié et de l'ensemble vis-réducteur modifié. On observe l'influence de ces optimisations (réduction des sources de frottement en utilisant un lubrifiant moins visqueux, en optimisant les bagues de guidage, en enlevant les joints du réducteur...) sur la diminution de l'écart, particulièrement à forte charge.

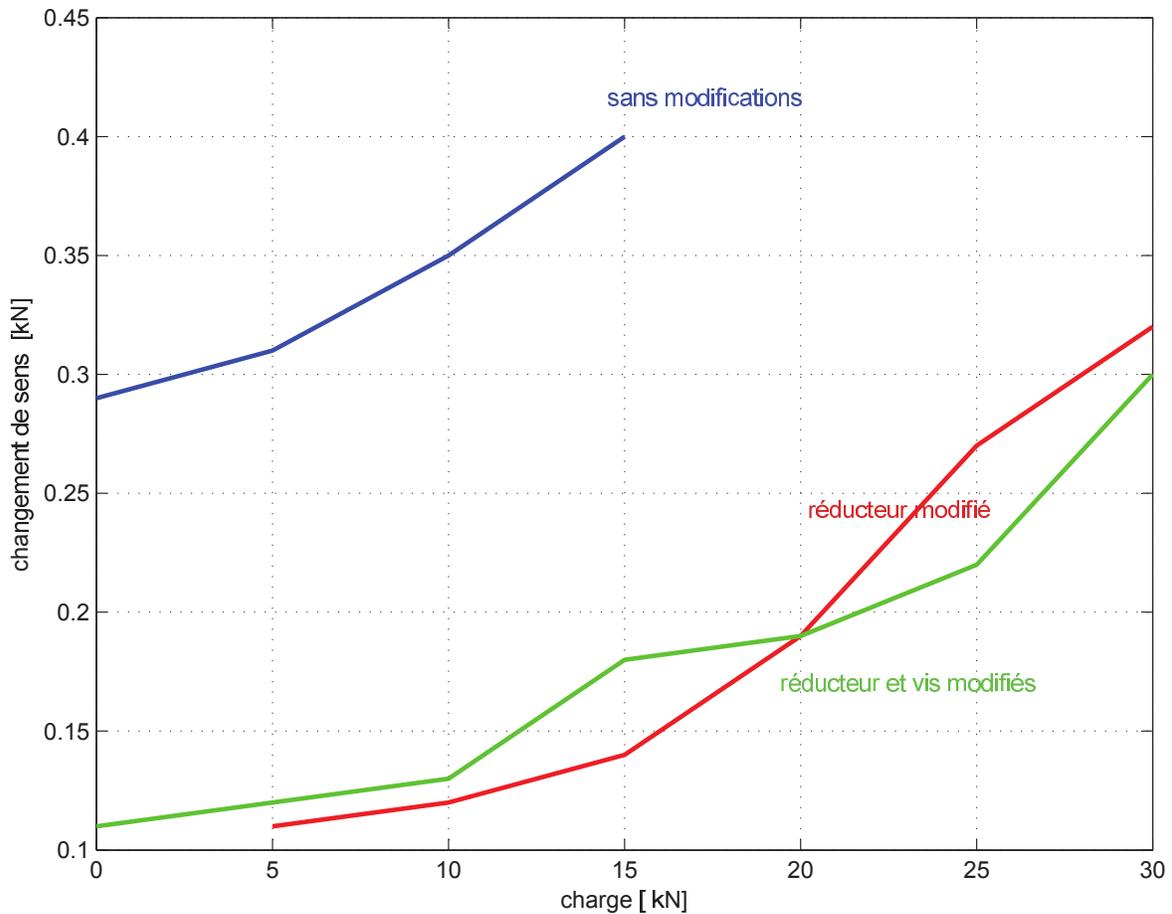
Par la suite, des calculs de l'écart de frottement de changement de sens



**FIGURE 3.35:** La différence entre la valeur de la force de frottement à 250 rad/sec et celle à -250 rad/sec en fonction de la charge : les couleurs bleu, rouge et vert représentent respectivement les résultats avant modifications, de réducteur seul modifié et de l'ensemble réducteur et vis modifié

observés dans les figures (32, 33, 34) ont été faits en fonction de la charge. La figure 36 représente ces calculs, les couleurs bleu, rouge et vert représentent respectivement le cas sans modifications, le cas du réducteur seul modifié et le cas de l'ensemble réducteur-vis modifié. On observe une diminution importante de l'écart pour le cas du réducteur seul modifié, en revanche, la modification du système vis à rouleaux a très peu d'effet.

Les optimisations effectuées permettent d'améliorer le rendement du système surtout aux faibles charges. Dans un cycle total de fonctionnement, la performance aux faibles charges est dominante. Donc l'amélioration du rendement d'un cycle total est proche de l'amélioration à faible charge.



**FIGURE 3.36:** Force de frottement de l'ensemble (vis-réducteur-moteur) en fonction de la vitesse de déplacement, avant modifications (bleu), avec le réducteur seul modifié (rouge) et avec l'ensemble réducteur-vis modifié (vert).

Autres pistes d'amélioration sont possibles, réduire la rugosité et les erreurs de forme des filets, optimiser le lubrifiant pour des surfaces lisses, utiliser un réducteur plus performant, minimiser le frottement entre les filets (en utilisant un contact sphère/sphère entre les filets de la vis à rouleaux)...

### 3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, on a étudié l'influence des défauts de forme sur les pertes de puissance dans le mécanisme. En outre, une analyse simplifiée de la charge des contacts entre les composantes du système de la vis à rouleaux a été effectuée grâce à un code numérique. D'autre part, on montre dans ce chapitre l'influence des erreurs de forme sur la pression maximale du système.

La partie expérimentale montre l'importance de quelques optimisations effectuées sur l'ensemble vérin électrique et réducteur sur la diminution des pertes par frottement de tout le système.

La comparaison entre les résultats théoriques (ensemble vis, rouleaux et écrou) et les résultats expérimentaux (réducteur à engrenages et vérin électrique basé sur le système de la vis à rouleaux) permet d'identifier des sources importantes de frottement supplémentaires (bagues de guidage du piston du vérin électromécanique, lubrification, précharge butée/roulements, joints du réducteur) pour les deux sous-systèmes : vérin électromécanique et réducteur.

Le rendement maximale obtenue du système vis à rouleaux seule est d'environ 98 %.

Dans le vérin électromécanique, il reste des sources de frottement secondaires, il faut les optimiser : les tiges des rouleaux, les mesalignements entre les rouleaux, les bagues de centrage et de guidage, les joints à lèvres, précharge butée/roulement, le lubrifiant...

Le rendement du réducteur peut être amélioré, en optimisant des différents éléments : les engrenages (type et finition), les roulements, les joints à lèvres et la lubrification...

Enfin, la partie expérimentale réalisée (les modification sur l'ensemble vérin électromécanique et réducteur) montre qu'il est possible d'améliorer le rendement de l'ensemble, surtout pour de faibles charges. Cela permet d'améliorer grandement le rendement d'un système mécanique basé sur le système de la vis à rouleaux car le point de fonctionnement est généralement à faible charge pour la plupart du cycle.



## **Chapitre 4**

# **Étude expérimentale : influence du lubrifiant sur le coefficient de frottement**

## 4.1 Introduction

L'analyse de l'influence des huiles sur le coefficient de frottement permet une meilleure sélection du lubrifiant le mieux adapté à un système mécanique et ses conditions de fonctionnement.

L'efficacité de la lubrification peut être améliorée par plusieurs facteurs tels que la viscosité, le coefficient de viscosité sous pression et les additifs du lubrifiant...

Dans ce travail, le frottement entre deux surfaces lisses et rugueuses a été étudié, pour un contact lubrifié dans des conditions de glissement. L'influence des paramètres physiques (température, vitesse de rotation, rapport de glissement SRR (Slide Roll Ratio) a été observée. L'analyse des essais expérimentaux a été effectuée en tenant compte de la courbe Stribeck (montrée dans le Chapitre 1). L'objectif de ce chapitre est d'étudier l'influence de quatre lubrifiants (l'huile de base, la viscosité et les additifs...) sur le coefficient de frottement, afin de choisir l'huile la plus performante et adaptée au comportement du système de la vis à rouleaux.

En premier lieu, des expériences ont été faites en utilisant la machine MTM (Mini Traction Machine) en utilisant deux types de disques (disque lisse et disque rugueux).[<http://pcs-instruments.com/>]

Ensuite, en se basant sur les mêmes lubrifiants, d'autres tests ont été faits sur la machine HFRR (High Frequency Reciprocating Rig)[<http://pcs-instruments.com/>] afin de mesurer l'épaisseur du film d'huile et le coefficient de frottement en fonction du temps à 30 et 50 °C.

Enfin, quatre essais ont été réalisés sur un banc d'essai électromécanique afin de mesurer le rendement du système de la vis à rouleaux et d'obtenir l'influence de la lubrification sur les pertes par frottement du système.

## 4.2 Expérimental

### 4.2.1 Lubrifiants

La courbe de Stribeck (chapitre 1) explique l'évolution du frottement en fonction des régimes de lubrification et des différents paramètres physiques (charge, rugosité, vitesse d'entraînement...). Ces paramètres jouent un rôle important sur la variation du coefficient de frottement.

Dans cette partie du travail, afin d'obtenir l'influence du lubrifiant sur le coefficient du frottement, quatre huiles ont été utilisées.

Le choix des huiles est basé sur plusieurs critères : la viscosité (deux huiles de différentes bases possèdent une viscosité importante et deux autres de différentes bases possèdent une faible viscosité), les conditions de fonctionnement de la vis à rouleaux et du banc d'essai (charges imposées élevées au cours des tests). C'est pourquoi on a choisi des huiles commerciales fortement additivées.

Une huile à base synthétique qui a été imposée par le projet ELEX : Shell Omala 320 (l'huile utilisée dans les réducteurs des actionneurs de la mini-pelle), une deuxième huile à base minérale (Motul 80W90) d'une viscosité proche à celle de Omala, (engrenages), deux autres huiles ont des viscosités plus faibles : se sont des huiles fortement additivées (Total Quartz et Mobil 1)...

- Shell Omala 320 : est un mélange d'huiles synthétiques à base de polyalkylene glycol. Cette huile contient un additif à base de soufre et de phosphore (plus de détails sont présentés dans le chapitre 1 de ce travail). Cette huile est utilisée généralement dans les transmissions par engrenages. Parmi les principaux avantages est la capacité de charge importante. La figure 1 montre des différentes caractéristiques.

DESCRIPTION	UNITS	METHODS	TYPICAL
APPEARANCE	-	VISUAL	C&B
DENSITY @ 15°C	kg/L	ASTM D1298 / D4052	0.902
FLASH POINT	°C	ASTM D93	268
VISCOSITY AT 40°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	320
VISCOSITY AT 100°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	25.1
VISCOSITY INDEX	-	ASTM D2270	100
POUR POINT	°C	ASTM D97	-15
FZG GEAR TEST	-	A/8/3/90	12th stage pass
TIMKEN OK VALUE	Kg	ASTM D2782	>27
4 BALL WELD LOAD	Kg	IP239	>300

**FIGURE 4.1:** Caractéristiques du lubrifiant : Shell Omala 320 [source : <http://www.silmid.com/>].

- Motul 80W90, est une huile à base minérale. Ce lubrifiant a une forte viscosité. Cette huile a été choisie afin de comparer une huile à base minérale avec une autre à base synthétique a une viscosité élevée. Dans ce lubrifiant on trouve les additifs EP et AW. Par ailleurs, cette huile contient du bisulfure de molybdène pour pouvoir supporter des charges importantes. On a choisi cette huile (utilisée souvent dans les boîtes de vitesses) afin de comparer l'influence de l'huile minérale sur le coefficient de frottement en gardant les mêmes principales caractéristiques désirées (capacité de charge importante, extrême pression...)

Viscosity grade	SAE J306	<b>80W-90</b>
Density at 20°C (59°F)	ASTM D1298	0.899
Viscosity at 40°C (104°F)	ASTM D445	164 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100°C (212°F)	ASTM D445	21.7 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity index	ASTM D2270	157
Flash point	ASTM D92	198°C / 388°F
Pour point	ASTM D97	-24°C / -11°F

**FIGURE 4.2:** Caractéristiques du lubrifiant : Motul 80W90 [source : [www.motul.com](http://www.motul.com)].

La figure 2 montre les différentes caractéristiques du lubrifiant Motul 80W90.

- Mobil 1 0W20, est un mélange d'huiles synthétiques à base de PAO. C'est une huile à une faible viscosité par rapport aux huiles Omala et Motul, mais c'est un lubrifiant synthétique fortement additivés (Figure 3).

- Total 0W30 Quartz, est un mélange d'huiles synthétiques à base de PAO. Cette

<b>Mobil 1 0W-20</b>	
SAE Grade	0W-20
Viscosity, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	45.5
cSt @ 100°C	8.6
Sulfated Ash, wt%, ASTM D 874	1.0
HTHS Viscosity, mPa·s @ 150°C ASTM D 4683	2.6
Phosphorous	0.08
Flash Point, °C, ASTM D 92	226
Total Base Number (TBN)	8.5
MRV @ -40°C	5642
Density @15° C kg/l, ASTM D 4052	0.85

**FIGURE 4.3:** Caractéristiques du lubrifiant : Mobil 1 0W20 [source : <http://www.chemcorp.co.uk/>].

huile est fortement renforcée par les additifs (parmi lesquels, on cite le phosphore et le soufre et le cendres sulfatées).

La figure 4 montre les différentes caractéristique du lubrifiant Total 0W30 Quartz.

Le tableau suivant montre la viscosité/densité des quatre huiles :

Test	Unit	Test method	Result
Viscosity grade	-	SAE J300	0W-30
Density at 15°C	kg/m <sup>3</sup>	ASTM D1298	843
Kinematic viscosity at 40°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	50.1
Kinematic viscosity at 100°C	mm <sup>2</sup> /s	ASTM D445	9.8
Viscosity index	-	ASTM D2270	187
Pour Point	°C	ASTM D97	-48
OC Flash Point	°C	ASTM D92	234

**FIGURE 4.4:** Caractéristiques du lubrifiant : Total 0W30 [source : <http://www4.total.fr/>].

	Shell Omala 320	Mobil 1 0W20	Total Quartz 0W30	Motul 80W90
densité [kg/m <sup>3</sup> ]	15 °C : 896	15,6 °C : 841	15 °C : 843	20 °C : 899
viscosité à 40 °C : [mm <sup>2</sup> /s] :	320	45.5	50.1	164
viscosité à 100 °C : [mm <sup>2</sup> /s] :	25	8.6	9.8	21.7

**Tableau 4.1:** Caractéristiques des lubrifiants

La valeur du coefficient de piézoviscosité utilisé dans les calculs est de  $1,98 \cdot 10^{-8}$ .

## 4.2.2 Matériels

### 4.2.2.1 Traction Machine (MTM)

La machine (MTM) (Figure 5) mesure le frottement dans des conditions de roulement et de glissement (pour un contact lisse ou rugueux). Cette machine utilise une bille chargée contre un disque immergé dans un lubrifiant. La bille et le disque sont entraînés en rotation. Une charge fixe imposée (axiale) afin de définir la pression. La force de frottement entre la bille et le disque est mesurée par un capteur de force. La température du lubrifiant est contrôlée grâce à des capteurs supplémentaires. Un logiciel de contrôle installé sur un PC standard permet de spécifier le profil de test par des intervalles de température, de charge et de vitesse.



**FIGURE 4.5:** La machine MTM (Mini Traction Machine) [<http://pcs-instruments.com/>].

### Protocole expérimental mis en place (Machine MTM)

Le protocole spécifique des essais est détaillé ci-dessous.

- étape 1 : le disque, la bille et les outils de montage sont nettoyés à l'éthyle acétate,
- étape 2 : le réservoir du lubrifiant et les outils de fixation sont nettoyés à l'heptane,
- étape 3 : le disque et la bille sont montés sur leurs axes respectifs,
- étape 4 : le réservoir est rempli de lubrifiant,
- étape 5 : mise en contact de la bille et du disque à partir du logiciel de contrôle et fermeture du réservoir par le couvercle,
- étape 6 : un profil de test est chargé. La durée de chacun des tests est d'environ 30 min.

La gamme des paramètres physiques utilisée durant tous les tests est définie dans le tableau suivant :

	Valeurs
$T$ : température [ $^{\circ}C$ ]	30,50,70,90,110,130
$w_c$ : charge [ $N$ ]	40
$u_r$ : vitesse de rotation [ $mm/s$ ]	20,50,100,200,500
$SRR$ : Slide Roll Ratio [%]	0 :25
$E'$ [ $GPa$ ]	200
diamètre de la bille	3/4"
diamètre du disque [ $mm$ ]	34
matériau (du disque et de la bille)	acier 100Cr6 (dureté HV 760)
rugosité de la bille [ $\mu m$ ]	0,01
rugosité du disque lisse [ $\mu m$ ]	0,005
rugosité du disque rugueux [ $\mu m$ ]	0,230

**Tableau 4.2:** Gamme des paramètres des tests

La température retenue est proche de la température de fonctionnement de la vis à rouleaux (30, 50 degrés) d'une part et d'étudier l'influence des additifs sur le frottement en cas des températures élevées. Par ailleurs, le choix des autres paramètres physiques utilisés (comme l'intervalle de la vitesse de rotation, le matériaux, l'intervalle de SRR, la charge moyenne par contact de la vis à rouleaux...) est proche du point de fonctionnement de la vis à rouleaux (la vitesse linéaire de la vis se situe entre 15 et 250 mm/sec (c'est aussi l'intervalle utilisé pour la partie expérimentale sur le banc d'essais électromécanique et pour le fonctionnement de la mini pelle du projet ELEX]). Le disque et la bille sont en acier, comme la vis à rouleaux.

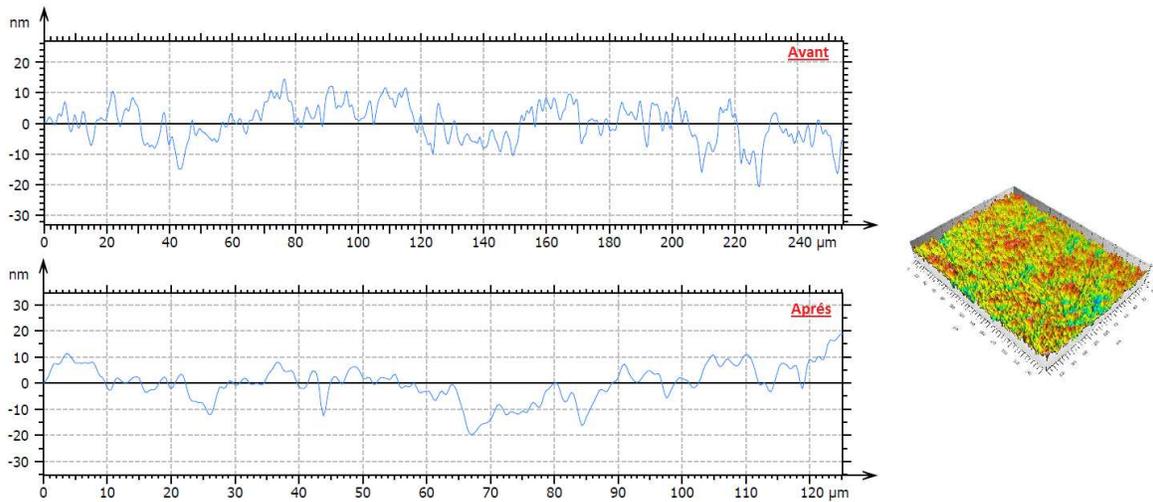
Ensuite, pour chaque test et pour chaque lubrifiant, deux types de disques ont été utilisés (un disque lisse avec  $Ra = 0,005\mu m$  et un disque 46 fois plus rugueux ( $Ra = 0,230\mu m$ )), dans le but d'étudier l'influence du lubrifiant sur le coefficient du frottement en fonction de la rugosité.

Après les tests, des mesures de la rugosité ont été effectuées sur la piste de la bille afin de pouvoir calculer la valeur exacte de  $\lambda$  (le rapport de l'épaisseur de film d'huile par la rugosité). Ces mesures ont été effectuées sur la piste et en dehors de la piste de la bille marquée sur le disque. La rugosité de la piste diminue de  $Ra1 = 230nm$  à  $Ra2 = 150nm$  pour le disque rugueux et garde la même valeur pour le disque lisse. Pour les calculs de l'épaisseur de film d'huile présentés par la suite de ce chapitre, la valeur mesurée  $Ra2$  est utilisée.

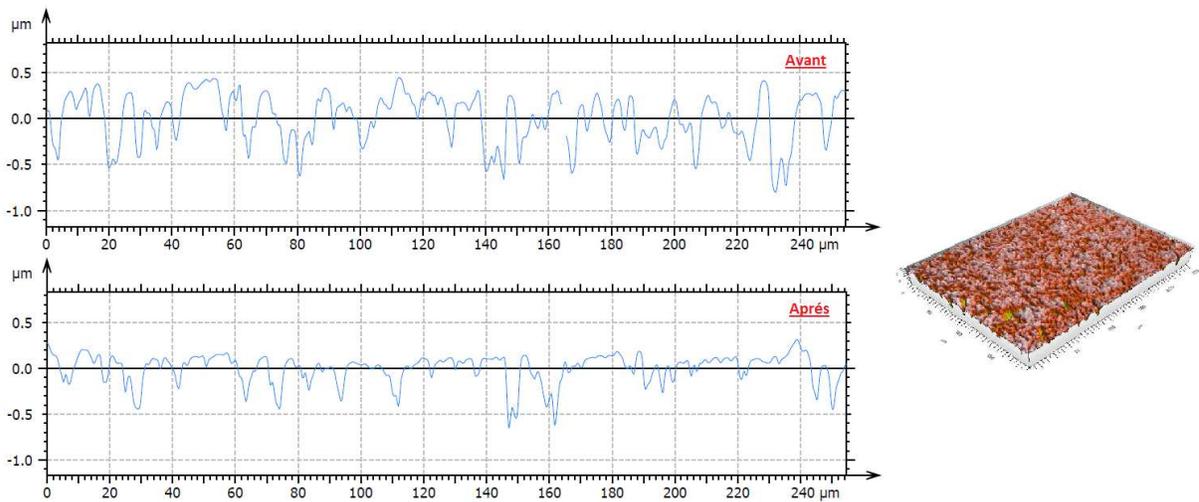
Pour chaque lubrifiant, on utilise un seul disque en commençant par la température et la vitesse la plus faible. Ensuite, pour chaque changement du lubrifiant, un nouveau disque a été utilisé et pour chaque température, le test est refait en commençant par la vitesse la plus faible jusqu'à la vitesse la plus élevée.

Les figures 6 et 7 représentent les profils de rugosité mesurés sur un disque

lisse et un autre rugueux avant et après les tests.



**FIGURE 4.6:** La rugosité mesurée pour un disque lisse avant et après les tests.



**FIGURE 4.7:** La rugosité mesurée pour un disque rugueux avant et après les tests.

La formule de Hamrock et Dowson pour un contact ponctuel a été utilisée, pour calculer l'épaisseur du film d'huile centrale pour chaque température et vitesse, pour le cas de contact lisse. Pour le cas de contact rugueux, une approximation des valeurs du

Lambda est obtenue aussi en utilisant cette équation. [DOW 77]

$$h = 2.69R \left( \frac{u_r \eta}{E'R} \right)^{0.67} (\alpha E')^{0.53} \left( \frac{w_c}{E'R^2} \right)^{-0.067} (1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (4.1)$$

$u_r$  est la vitesse moyenne,  $u_r = (u_{ball} + u_{disc})/2$ ,  $\eta$  est la viscosité dynamique du lubrifiant,  $E'$  est le module de Young équivalent,  $w_c$  est la charge dans le contact,  $R$  est le rayon de courbure et  $\alpha$  est le coefficient de piézoviscosité.

Ensuite le rapport  $\lambda = h/\sigma$  a été calculé afin d'analyser les résultats expérimentaux.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_d^2} \quad (4.2)$$

où  $\sigma_b$  est la rugosité de la bille et  $\sigma_d$  est celle de disque.

#### 4.2.2.2 High-Frequency Reciprocating Rig : HFRR

La HFRR est une machine contrôlée par un micro-processeur, utilisée pour les mesures du frottement des contacts lubrifiés en cas de glissement pur (Figure 8). Le contact étudié est entre une bille chargée et une pastille immergée dans le lubrifiant. La charge est appliquée manuellement au moyen d'une masse suspendu. Cette machine contrôle la température du réservoir, la durée d'essai et la vitesse du moteur afin d'obtenir la fréquence désirée. Un logiciel de contrôle installé sur un PC standard définit le déroulement de l'essai.

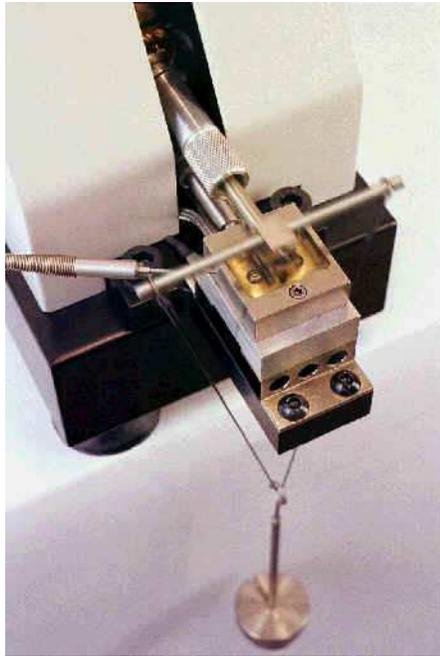
L'entraînement électro-mécanique permet de réaliser une large gamme de fréquences. Une course constante égale à 1 mm est générée par un pot vibrant. La bille est montée dans un support relié à l'arbre oscillant horizontalement.

La pastille se trouve dans un réservoir étanche. Ce réservoir est chauffé par un élément de résistance électromécanique et la température est contrôlée par un thermocouple.

#### Protocole expérimental mis en place (Machine HFRR)

Afin de mesurer l'épaisseur de film d'huile et le coefficient de frottement en fonction du temps à 30 et 50 °C, un protocole expérimental a été utilisé. Le protocole des essais est détaillé ci-dessous :

- étape 1 : tous les outils de montage, la bille et la pastille sont rincées à l'éthyle acétate et passées au bain à ultra sons, ensuite rincées à l'éthyle acétate.
- étape 2 : montage de la bille et de la pastille sur leurs supports,
- étape 3 : fixation du support de la pastille sur le bloc chauffant,



**FIGURE 4.8:** La machine HFRR (High-Frequency-Reciprocating-Rig).[<http://pcs-instruments.com/>]

- étape 4 : positionnement du thermocouple dans son logement dans le support de la pastille,
- étape 5 : fixation du support de la bille sur l'arbre vibrant,
- étape 6 : remplissage du réservoir par le lubrifiant,
- étape 7 : dépose de la charge souhaitée en bloquant le fil dans les rainures prévues à cet effet,
- étape 8 : création d'un profil avec la séquence de test (avec les paramètres physiques) par le logiciel de contrôle de la machine,
- étape 9 : lancement du test.

Les paramètres physiques utilisées durant les tests sont définies dans le tableau suivant :

	Valeurs
T : temperature [°C]	30,50
W : charge [g]	200
F : fréquence [Hz]	20
t : temps [sec]	8000

**Tableau 4.3:** Spécifications techniques (HFRR)

## 4.3 Tests et résultats des machines MTM et HFRR

### 4.3.1 Lubrifiant Motul 80W90

Parallèlement à la mesure du coefficient de frottement, l'épaisseur du film d'huile et les valeurs de  $\lambda$  sont calculées en fonction de la température.

#### 4.3.1.1 Disque lisse, résultats de la machine MTM

Le frottement (en fonction du SRR, de la vitesse de rotation et de la température) est représenté par la Figure 9. Dans les figures suivantes, les couleurs représentent des différentes vitesses (plus de détails sur la figure). La figure 9 montre les résultats pour le disque lisse pour différentes températures (30, 50, 70, 90, 110, 130 °C) et différentes vitesses moyennes (20, 50, 100, 200, 500 mm/s).

Pour la température la plus basse (30 °C), le coefficient de frottement est indépendant de la vitesse. Toutes les courbes de frottement se superposent. Le rapport de l'épaisseur du film d'huile par la rugosité ( $\lambda$ ) est supérieure à 7.2 pour chaque courbe. Par conséquent, toutes les mesures représentent le régime hydrodynamique et toutes les courbes sont superposées. Par contre, d'après la courbe de Stribeck, une légère séparation entre les courbes de frottement devrait être observée dans ce régime.

Par ailleurs, quand la température augmente, la viscosité du fluide et l'épaisseur du film d'huile diminue. Les contacts métal/métal sont plus fréquents dans ce cas. Ce phénomène commence pour la vitesse la plus faible (20mm/s) à 70 °C. Le coefficient de frottement diminue pour toutes les autres vitesses à partir de 70 °C, c'est l'effet de la viscosité.

À 70°C et  $U = 20\text{mm/s}$ , la valeur de  $\lambda$  est de 1.4, le passage du régime hydrodynamique au régime mixte est observé. Ce phénomène est observé aussi dans les expériences de Glovnea et al. (présenté dans le chapitre 1, page 21). Le même phénomène peut être observé progressivement en augmentant la température (en augmentant la température, le contact métal/métal devient plus fréquent). Par exemple, à 90°C, cette transition est observée pour 20mm/s et 50mm/s avec une  $\lambda$  de 1 et 1.7 respectivement.

La figure 9, montre deux régimes de lubrification à 130°C. À 500mm/s, la valeur de  $\lambda$  est de 4.4, dans ce cas, la charge est totalement portée par le fluide (c'est le régime hydrodynamique). Pour 200, 100 et 50mm/s, la valeur de  $\lambda$  est égale à 2.7, 1.7 et 0.9 respectivement, dans ce cas les aspérités et le film d'huile partagent la charge (c'est le régime mixte).

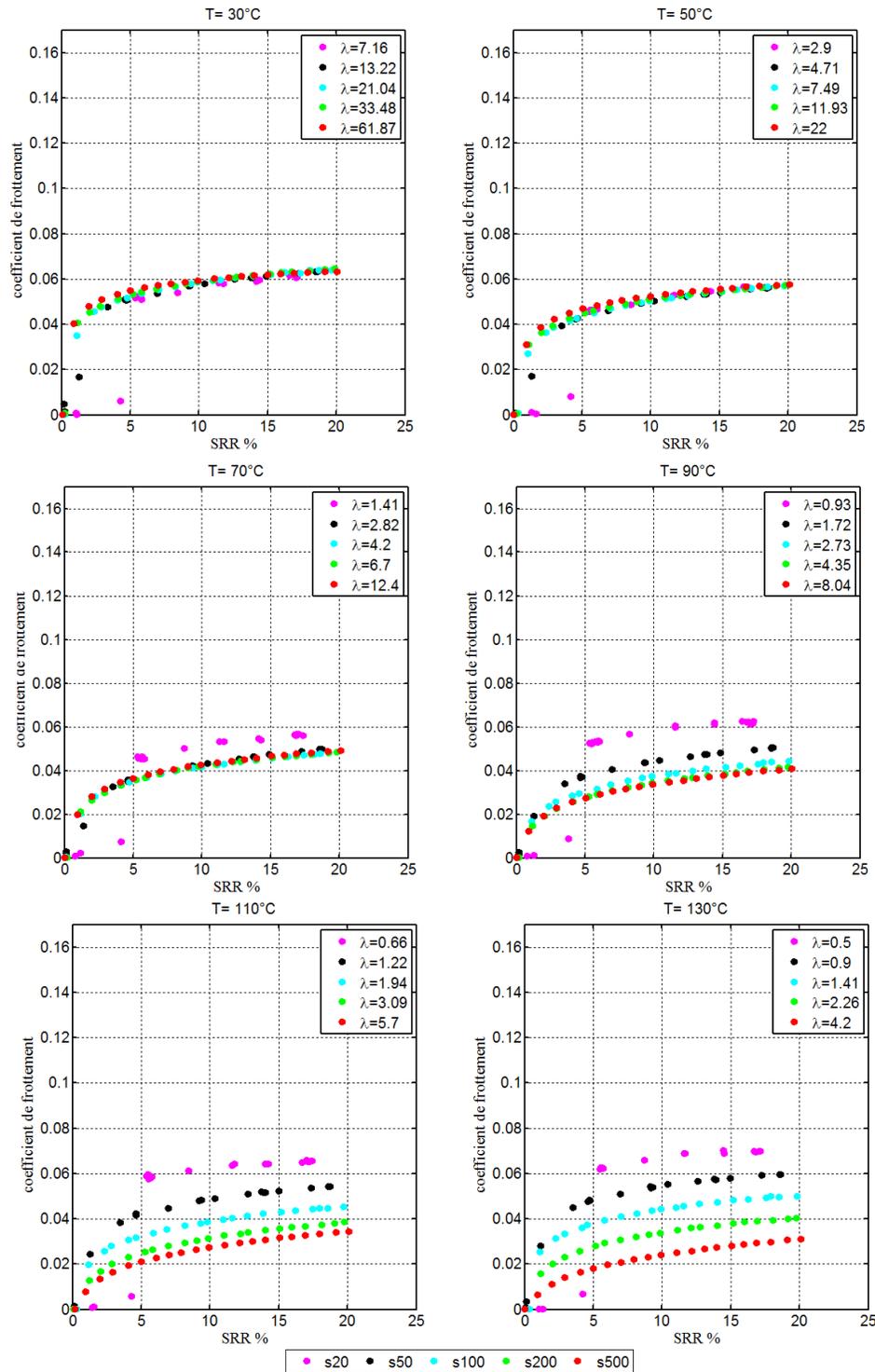


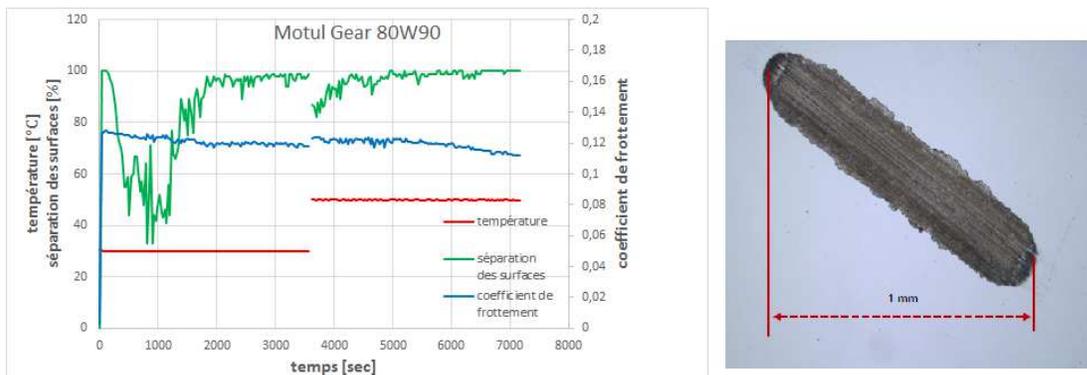
FIGURE 4.9: Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Motul 80W90.

#### 4.3.1.2 Disque lisse, résultats de la machine HFRR

La figure 10 représente le frottement et le pourcentage de séparation des surfaces de contact à 30 et 50 °C en fonction du temps. Le trait rouge représente la température en °C en fonction du temps, (axe vertical à gauche). Le temps en secondes est représenté sur l'axe des abscisses.

La courbe en bleu représente le coefficient de frottement mesuré (axe vertical à droite). D'autre part, la courbe en vert représente le pourcentage de séparation des surfaces, (axe vertical à gauche).

La figure 10 montre que le coefficient de frottement diminue légèrement en fonction du temps, à 30 et à 50 °C. À 30 °C, au début de l'essai, une chute de la valeur de l'épaisseur du film d'huile (le pourcentage de séparation des surfaces de contact) est observée, cette zone montre le coefficient de frottement le plus important durant du test à cause des contact d'aspérités. À partir de 1200 secondes, le risque de contact métal métal diminue et l'épaisseur du film d'huile commence à augmenter en fonction du temps, c'est la phase du rodage et le contact devient conforme. À 50 °C, l'épaisseur du film d'huile est stable en fonction du temps (100 % de séparation entre les surfaces du contact).



**FIGURE 4.10:** Courbe de frottement et de pourcentage de séparation des surfaces de contact en fonction du temps et de la température, Motul 80W90, (à gauche), trace d'usure sur la pastille (à droite).

#### 4.3.1.3 Disque rugueux, résultats de la machine MTM

En utilisant le disque rugueux (Figure 11), la superposition des courbes en régime hydrodynamique n'est pas atteinte, même pour la température la plus basse et les vitesses supérieures à 200 mm/s, avec  $\lambda$  variant entre 0.6 et 2.7. Par contre les courbes pour 200 mm/s et 500 mm/s sont proches, avec les valeurs de  $\lambda$  égales à 2.7 et 5

respectivement.

Par rapport à la figure 9 à 30°C, la rugosité Ra (46 fois plus grand) généré du contact métal/métal important. À partir de 90°C, les additifs du lubrifiant sont activés et on observe que le coefficient de frottement diminue pour la vitesse la plus faible de 0.15 pour 70°C jusqu'à 0.1 pour 130°C.

Par ailleurs, à 110°C, le passage total du régime mixte au régime limite est observé, avec  $\lambda$  inférieur à 0.5 pour toutes les vitesses. Dans ce régime de lubrification, le frottement est complètement indépendant de la vitesse, car la charge est totalement portée par les aspérités du contact et toutes les courbes sont superposées.

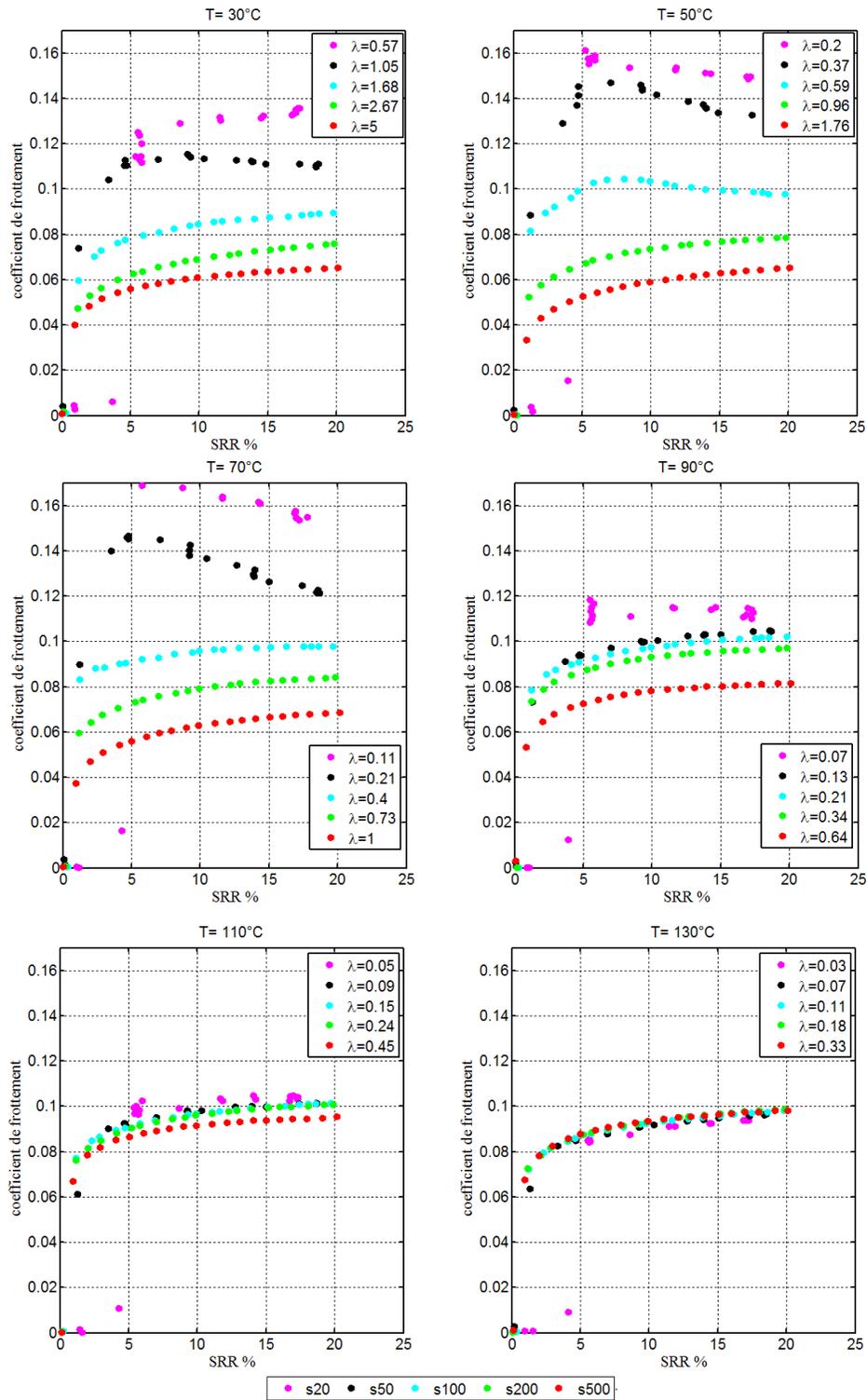


FIGURE 4.11: Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Motul 80W90.

### 4.3.2 Lubrifiant Total quartz 0W30

#### 4.3.2.1 Disque lisse, résultats de la machine MTM

La figure 12 montre les résultats pour le disque lisse en utilisant le lubrifiant Total Quartz 0W30. La viscosité de cette huile est quatre fois inférieure à celle de l'huile Motul 80w90. À 30°C, le frottement le plus élevé est pour la vitesse la plus basse, avec  $\lambda$  égal à 2.8. Le régime hydrodynamique est observé pour les autres vitesses, avec la valeur de  $\lambda$  supérieure à 5.3.

À partir de 90°C, toutes les courbes de frottement sont séparées. La valeur de  $\lambda$  varie entre 1.1 et 2.8 pour 50, 100 et 200 mm/s, où le régime mixte est observé. La valeur de  $\lambda$  est égale à 0.6 pour 20 mm/s et la transition vers le régime limite est observée.

Cette figure montre que le frottement est plus élevé en régime hydrodynamique (pour les vitesses élevées), puis qu'il décroît légèrement en régime mixte afin d'avoir les plus faibles valeurs pour tous les vitesses à 130 °C, Cela est dû à l'activation des additifs du lubrifiant.

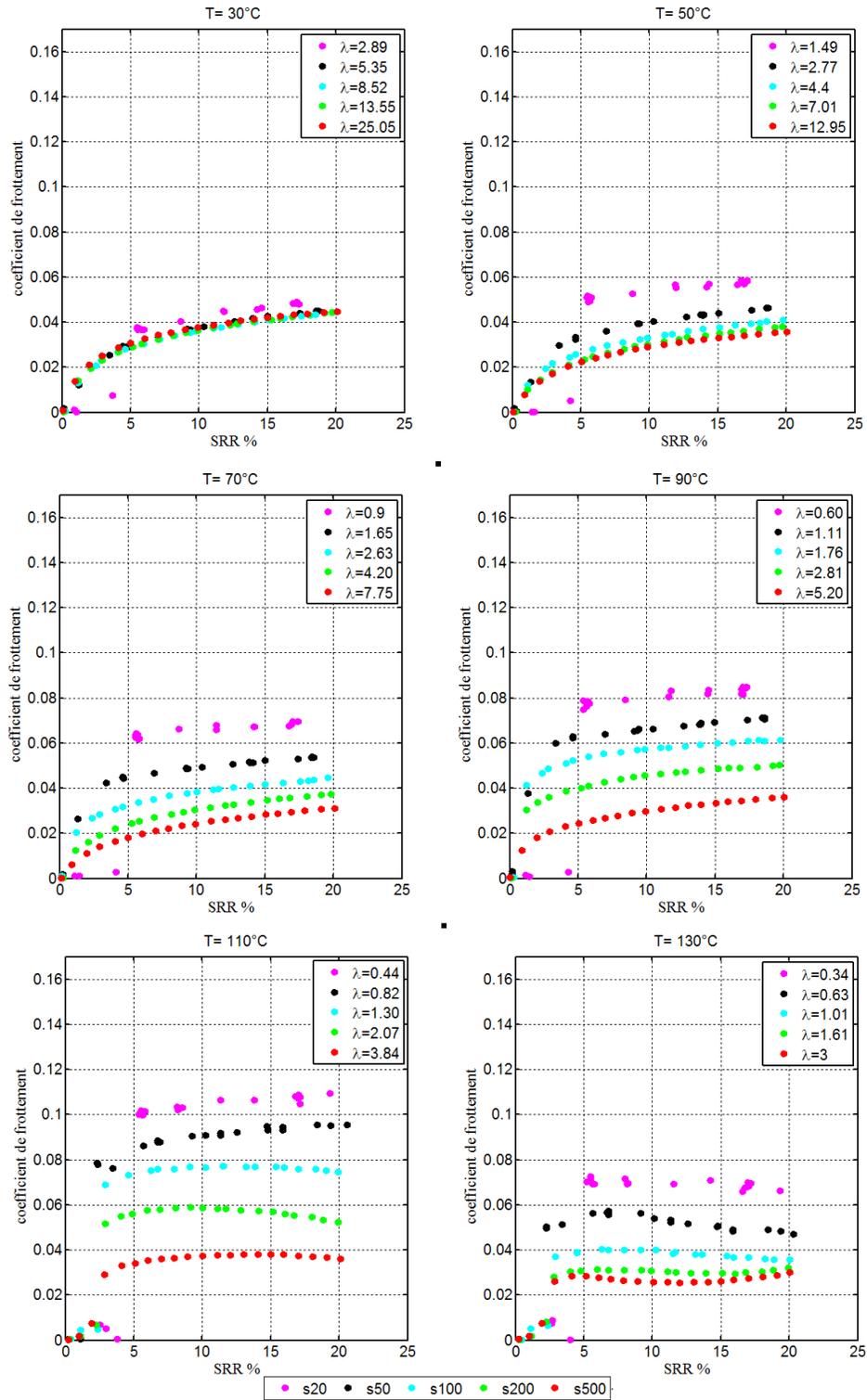


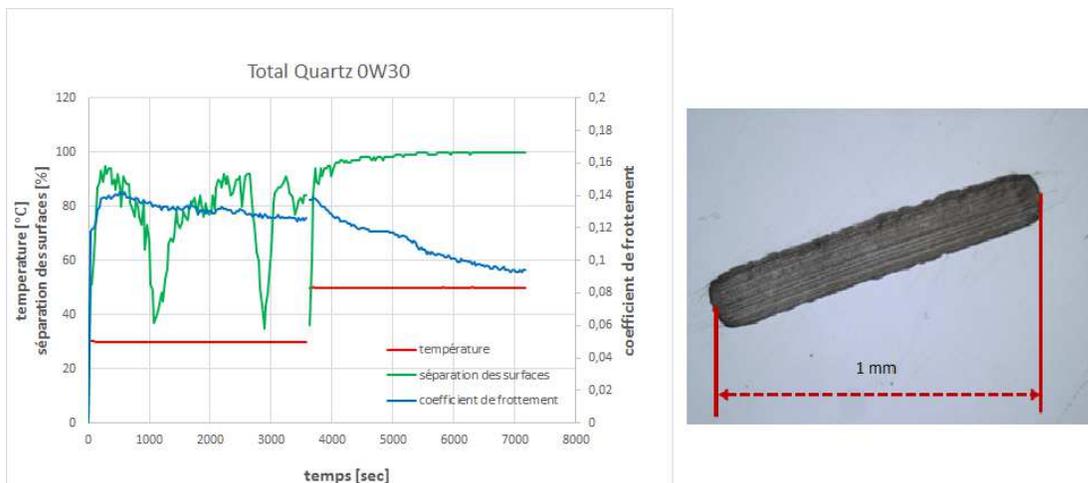
FIGURE 4.12: Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Total Quartz 0W30.

##### 4.3.2.2 Disque lisse, résultats de la machine HFRR

La figure 13 montre les résultats de la machine HFRR pour le lubrifiant Total Quartz 0W30. Les essais ont été effectués à 30 et à 50 °C. À 30 °C, on voit qu'il n'y a pas de séparation complète créée par le lubrifiant entre les surfaces du contact. Les aspérités au niveau du contact jouent un rôle important dans ce cas. En effet, le coefficient de frottement en fonction du temps est toujours important à 30 °C.

Lorsque la température augmente à 50°C, les additifs s'activent, ce qui génère une séparation entre les surfaces du contact. En effet, une séparation complète des surfaces du contact est obtenue, donc on n'observe plus l'influence des aspérités sur le frottement. Une chute importante de la valeur du coefficient de frottement est observée.

La figure 13, à 50°C, montre le même phénomène de réduction de frottement qui est observé pour les résultats de l'huile Motul 80W90 (figure 11). On a un coefficient de frottement plus faible pour le lubrifiant Total Quartz 0W30, grâce à la performance de ses additifs, ce qui confirme les résultats de la machine MTM.



**FIGURE 4.13:** Courbes de frottement et de l'épaisseur du film d'huile, Total 0W30, trace d'usure

##### 4.3.2.3 Disque rugueux, résultats de la machine MTM

Concernant le disque rugueux, la figure 14 montre le passage total du régime mixte au régime limite à 70°C, avec une valeur de  $\lambda$  comprise entre 0.07 et 0.62. On note que le coefficient de frottement dans le régime limite est deux fois inférieur au cas de l'huile Motul 80W90, car les additifs de l'huile Total 0W30 sont plus efficaces.

Également, le frottement observé dans le cas du disque rugueux est inférieur à celui du disque lisse, surtout aux températures élevées. D'après les résultats représentés par les figures 12 et 14, on peut remarquer que les additifs fonctionnent qu'à partir de 130°C pour le cas de disque lisse, alors qu'on observe à 50 °C pour le disque rugueux, donc, dans ce cas, la pression locale joue le rôle important sur l'activation d'additifs.

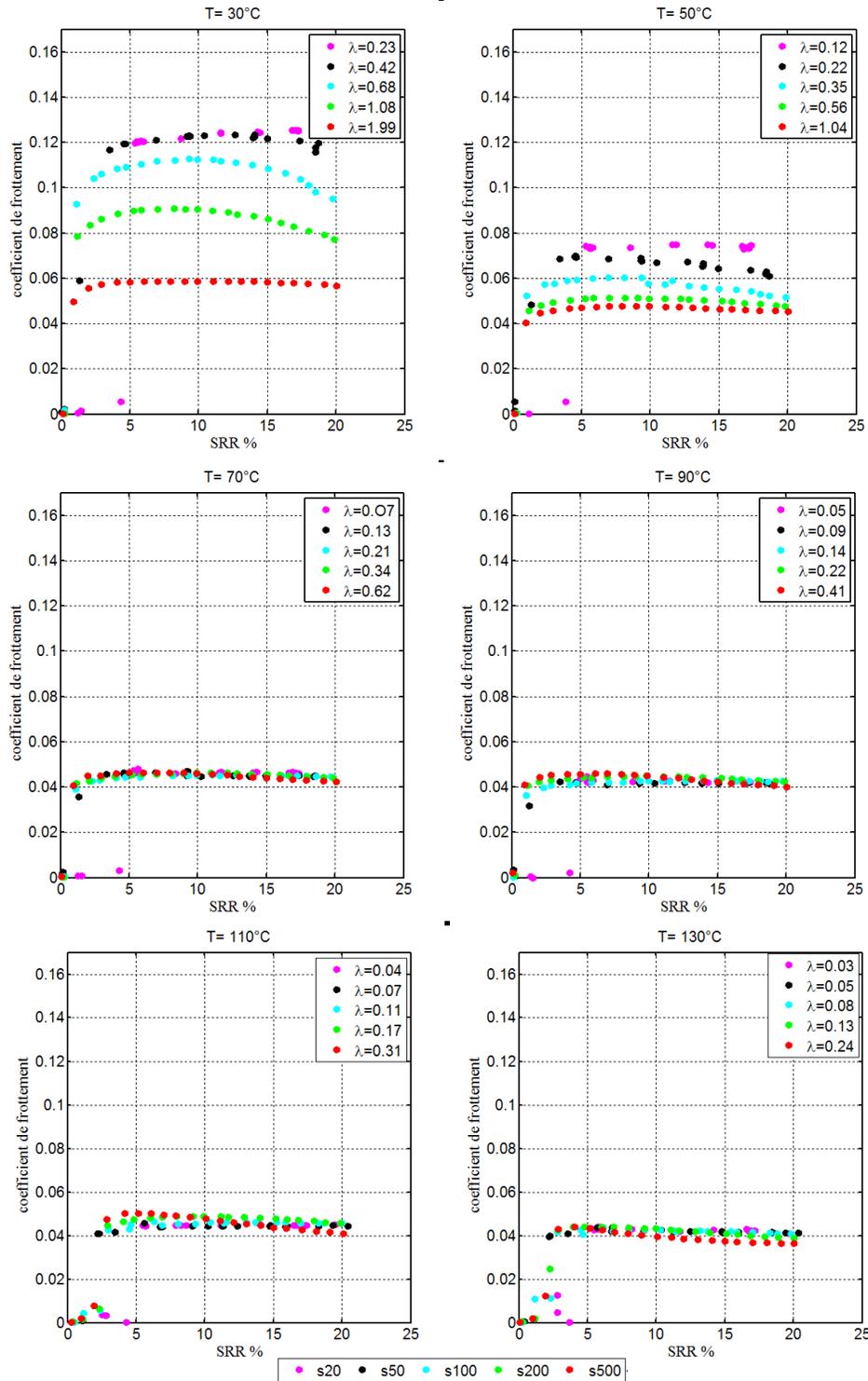


FIGURE 4.14: Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Total Quartz 0W30.

### 4.3.3 Lubrifiant Shell Omala 320

Le coefficient de frottement mesuré pour le lubrifiant Shell Omala 320 est représenté sur les figures 15,16 et 17. Sachant que cette huile est la plus visqueuse des quatre huiles utilisées dans cette section.

#### 4.3.3.1 Disque lisse, résultats de la machine MTM

Concernant le disque lisse, pour des températures strictement inférieures à 70°C, toutes les mesures représentent le régime hydrodynamique, grâce à la viscosité élevée de ce lubrifiant. La valeur de  $\lambda$  varie entre 4.4 et 87. Dans ce cas, le frottement est indépendant de la vitesse de rotation (Figure 15).

À 70 degrés, le coefficient de frottement de la vitesse la plus faible augmente légèrement, pour une valeur de  $\lambda$  égale à 2.3. La valeur de  $\lambda$  est supérieure à 4.2 pour des vitesses supérieures à 20 mm/s. Le coefficient de frottement est faible en comparaison des résultats des autres lubrifiants (Total 0W30 et Motul 80W90) (Figures 9 et 12). Une réduction importante du frottement se produit à partir de 50 °C. Ce qui confirme le fonctionnement du paquet d'additifs de ce lubrifiant à partir de 50 °C.

À 130 °C, une augmentation du coefficient de frottement est observée surtout pour les vitesses les plus faibles. La figure 15 à 130 °C, montre une séparation de la majorité des courbes, à 20 mm/s et  $\lambda = 0.7$  (régime limite de lubrification). À 50 et 100 mm/s et  $\lambda$  égal à 1.2 et 2 respectivement, la transition vers le régime mixte est observée. À 200 et 500 mm/s et  $\lambda > 3.1$ , ces mesures représentent le régime hydrodynamique.

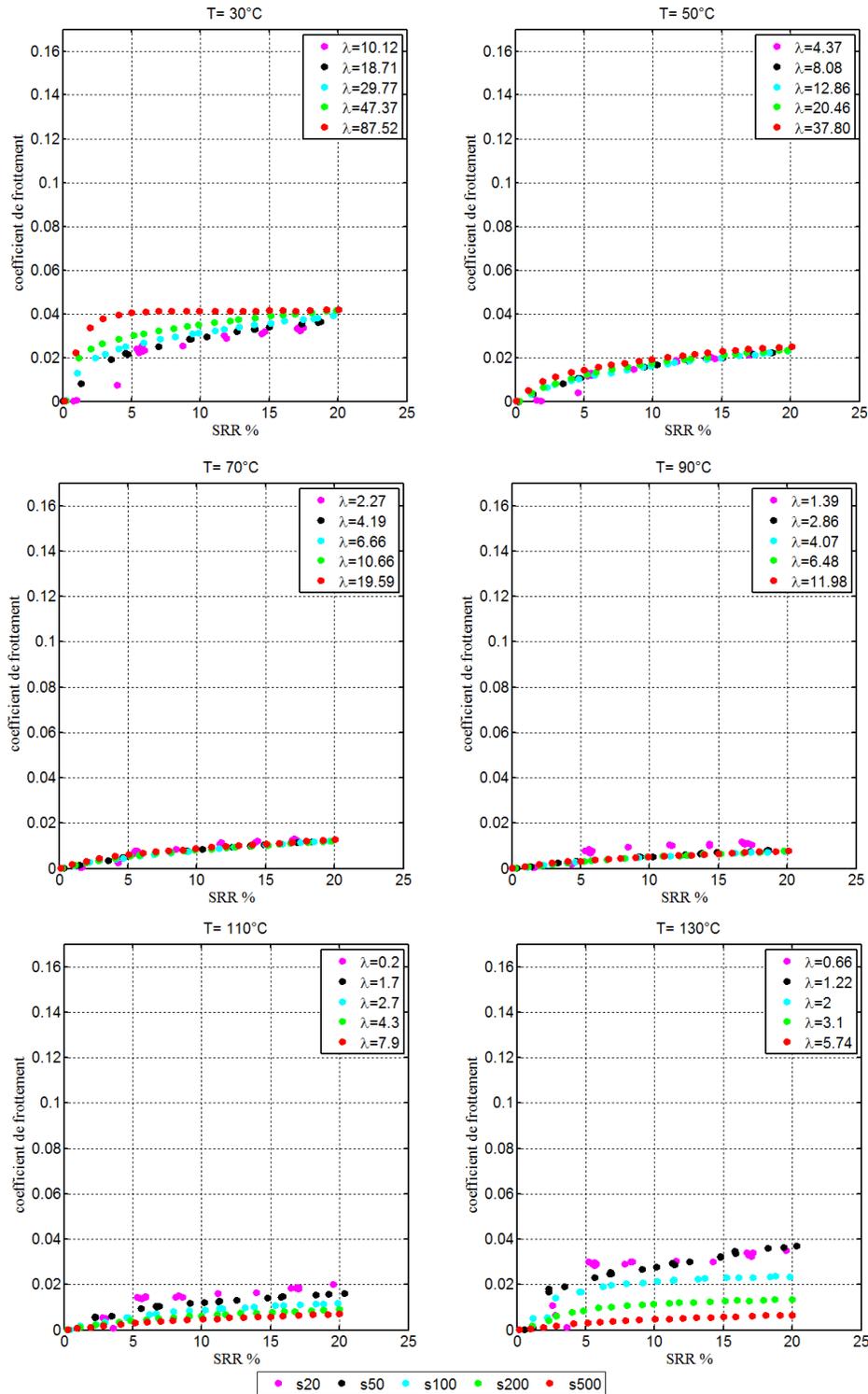


FIGURE 4.15: Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Shell Omala 320.

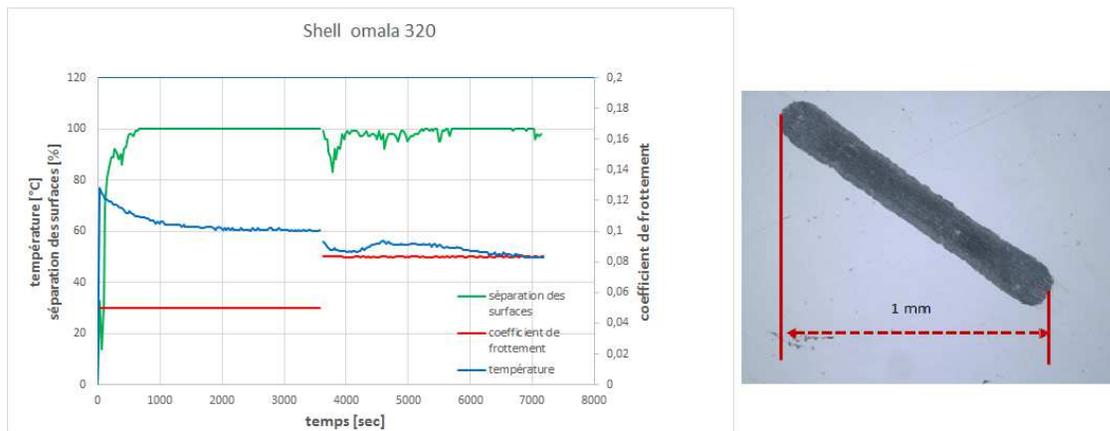
Par conséquent, ce lubrifiant montre le frottement le plus bas pour le disque lisse, ce qui indique un comportement particulier de l'huile de base.

#### 4.3.3.2 Disque lisse, résultats de la machine HFRR

La figure 16 représente les résultats de la machine HFRR pour l'huile Shell Omala 320 à 30 et à 50 C.

Contrairement aux résultats des autres lubrifiants, l'influence des aspérités sur le pourcentage de séparation des surfaces de contact et sur le coefficient de frottement n'est pas observée à 30 °C. En effet, grâce à la viscosité élevée de cette huile, 100 % de séparation entre les surfaces du contact est observée durant tout l'essai à 30 °C. Une légère influence des aspérités du contact sur le coefficient de frottement et l'épaisseur du film d'huile est observée dès que la température augmente. On observe aussi une diminution d'usure, une trace d'usure est fine par rapport les traces obtenues par les autres lubrifiants.

Comparativement aux résultats de la machine MTM pour le disque lisse, ce lubrifiant garde le coefficient de frottement le plus faible par rapport aux autres huiles. La trace d'usure représentée à droite de la figure 16 est fine par rapport aux résultats des autres huiles, donc la séparation entre les surfaces du contact est importante. Cela confirme les résultats de la machine MTM.



**FIGURE 4.16:** Courbes de frottement et de l'épaisseur du film d'huile, Shell Omala 320, trace d'usure

### 4.3.3.3 Disque rugueux, résultats de la machine MTM

Le comportement du lubrifiant en utilisant le disque rugueux est complètement différent. Le coefficient de frottement est très élevé (figure 17) et dépend de la vitesse pour la plupart des températures. Ces résultats présentent des coefficients de frottement plus élevés que l'huile Total Quartz et Motul 80w90.

En raison de la viscosité élevée de cette huile, le passage de la majorité des courbes du régime mixte au régime limite se produit à des températures élevées. Par exemple, à 50 degrés, la valeur de  $\lambda$  est égale à 0.35 et 0.64 pour 20 et 50 mm/s respectivement.  $\lambda$  est égal à 1 et 1.6 pour 100 et 200 mm/s respectivement et  $\lambda$  vaut 3 à 500 mm/s, ce qui confirme la séparation des courbes pour les vitesses supérieures à 100 mm/s, (voir figure 17).

Par ailleurs, on observe que le comportement de ce lubrifiant est similaire à celui du lubrifiant Motul 80W90, avec un coefficient de frottement légèrement plus grand aux températures élevées.

À 130 degrés, la transition vers le régime limite de la majorité des courbes est observée, avec une valeur de  $\lambda$  comprise entre 0.06 et 0.25 pour les vitesses inférieures à 500 mm/s. Les courbes se superposent. On remarque que la courbe qui représente la vitesse de 500 mm/s avec  $\lambda = 0.5$  est séparée.

Par ailleurs, l'influence des additifs sur la réduction de frottement aux températures élevées est moins importante que dans les résultats obtenus pour les autres huiles (Total 0W30 et Motul 80W90). Cela renforce la conclusion que les résultats exceptionnels de frottement dans le cas du disque lisse proviennent de l'huile de base.

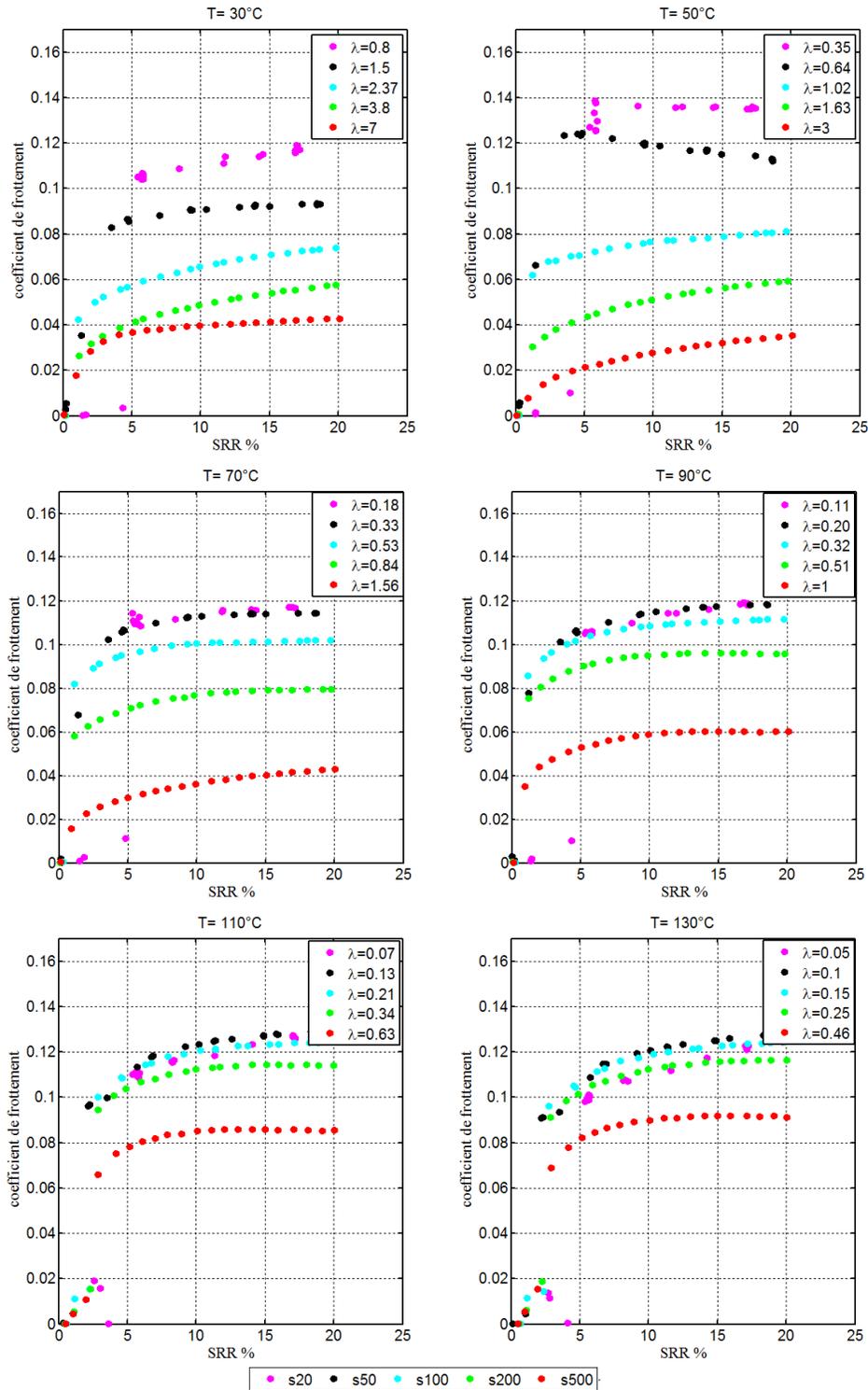


FIGURE 4.17: Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Shell Omala 320.

### 4.3.4 Lubrifiant Mobil 1 0W20

Le quatrième lubrifiant utilisé est l'huile Mobil 1 0W20. La viscosité de cette huile est légèrement plus faible que celle de l'huile Total Quatrz 0W30 (Tableau 1).

#### 4.3.4.1 Disque lisse, résultats de la machine MTM

On observe une transition du régime hydrodynamique au régime mixte à 30 degrés à 20 mm/s et 50 mm/s (figure 18). Pour les vitesses strictement supérieures à 20 mm/s, toutes les courbes se superposent, avec les valeurs du  $\lambda$  variant entre 4 et 19.

Ensuite, la séparation complète de toutes les courbes de frottement est obtenue à 90 degrés pour  $\lambda = 0.5$  à 20mm/s, pour  $\lambda = 0.94, 1.5,$  et 2.4 à 50, 100, 200 mm/s respectivement et  $\lambda = 4.4$  à 500 mm/s.

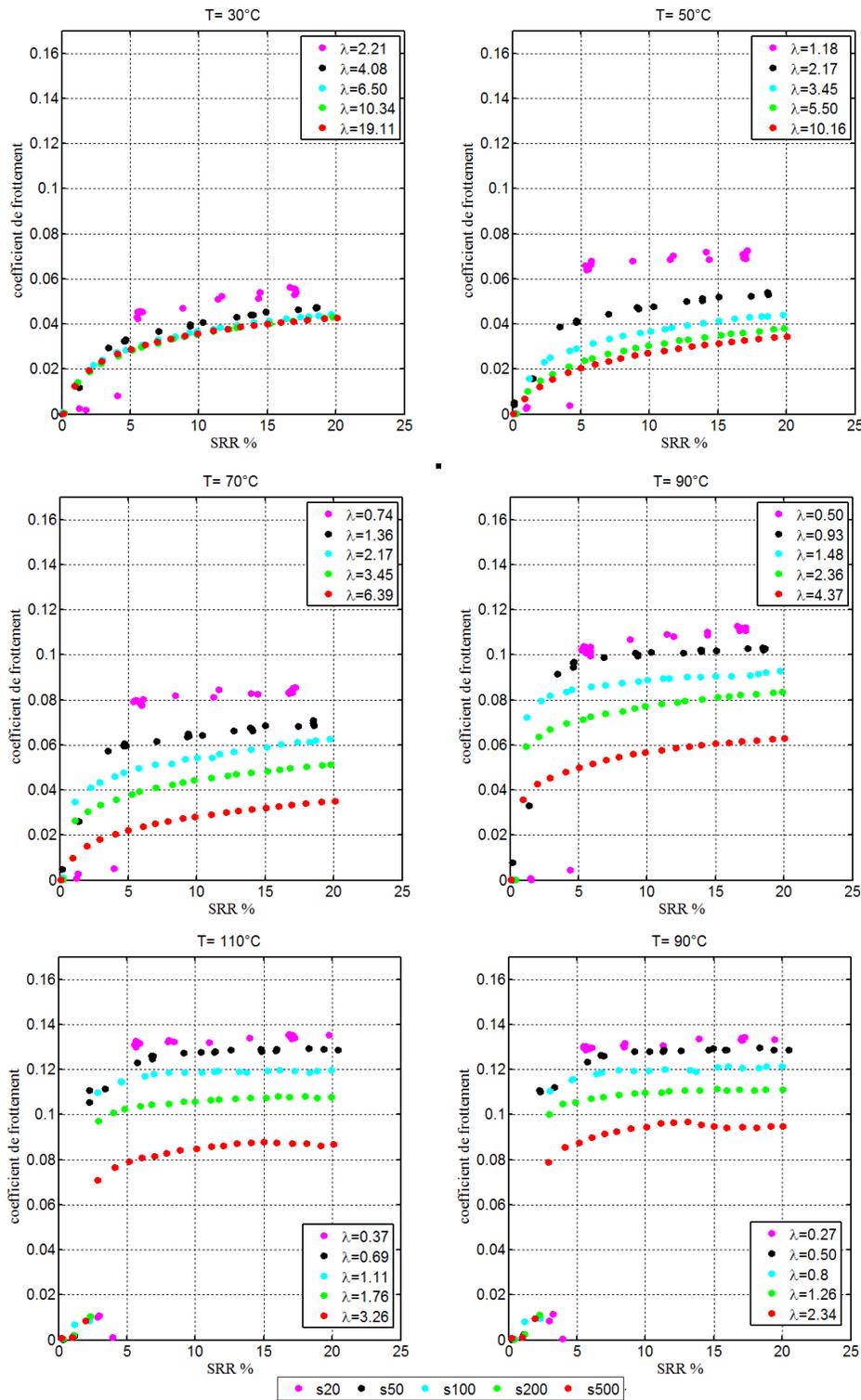


FIGURE 4.18: Courbes de traction obtenues pour un disque lisse, Mobil 1 0W20.

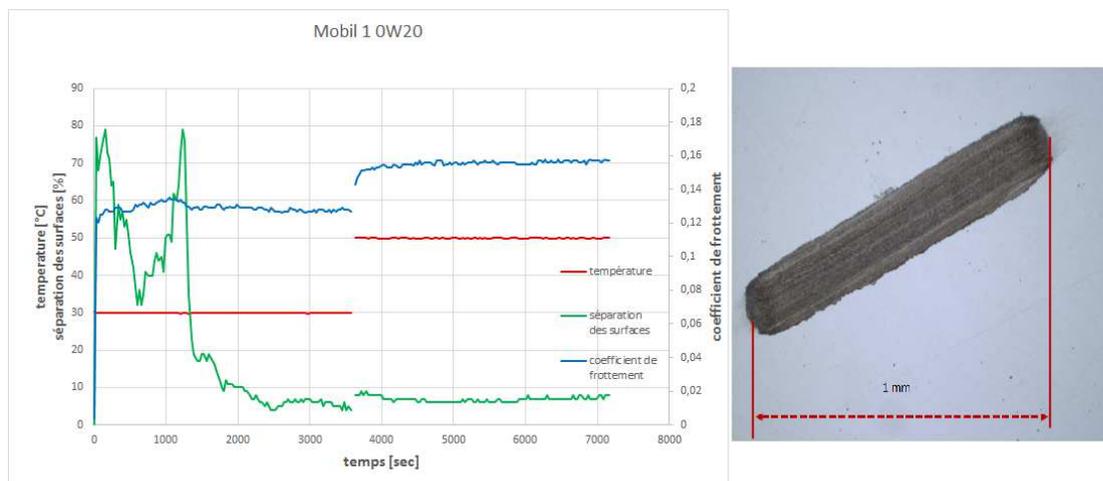
On obtient le coefficient de frottement le plus élevé par rapport à ceux des autres huiles. La figure 18 ne montre pas l'influence des additifs de Mobil 1 0W20 sur la réduction de frottement. On n'observe pas une diminution de frottement en fonction de la température.

##### 4.3.4.2 Disque lisse, résultats de la machine HFRR

La figure 19 représente les résultats de la machine HFRR en utilisant l'huile Mobil 1 0W20 à 30 et à 50 C.

La figure 19 montre un coefficient de frottement plus important par rapport aux autres lubrifiants. L'influence des aspérités sur l'épaisseur du film d'huile et sur le coefficient de frottement est observée, surtout au début des tests. La séparation complète entre les surfaces du contact n'est pas observée.

Une chute de la valeur de l'épaisseur du film d'huile en fonction du temps est illustrée sur la figure 19. En effet, à 50 °C, l'influence des additifs sur la génération de l'épaisseur du film et sur la réduction du coefficient de frottement n'est pas observée. Ce lubrifiant présente la plus faible séparation des surfaces par rapport aux autres lubrifiants. Cela explique la valeur élevée de coefficient de frottement. Par conséquent, ces résultats confirment ceux de la machine MTM.



**FIGURE 4.19:** Courbes de frottement et de l'épaisseur du film d'huile, Mobil 1 0W20, trace d'usure

#### 4.3.4.3 Disque rugueux, résultats de la machine MTM

Pour le disque rugueux (Figure 20), la charge est entièrement supportée par les contacts rugueux à partir de 90 degrés, avec une valeur de  $\lambda$  comprise entre 0.04 et 0.4 et toutes les courbes sont superposées.

En comparant avec les résultats obtenus pour les autres lubrifiants, l'huile Mobil 1 présente la plus grande valeur de frottement pour toutes les vitesses, en particulier aux températures élevées. Cette conclusion est observée dans les résultats des deux disques, lisse et rugueux, même aux températures élevées. Par conséquent, les additifs de ce lubrifiant sont apparemment moins efficaces que ceux des autres huiles.

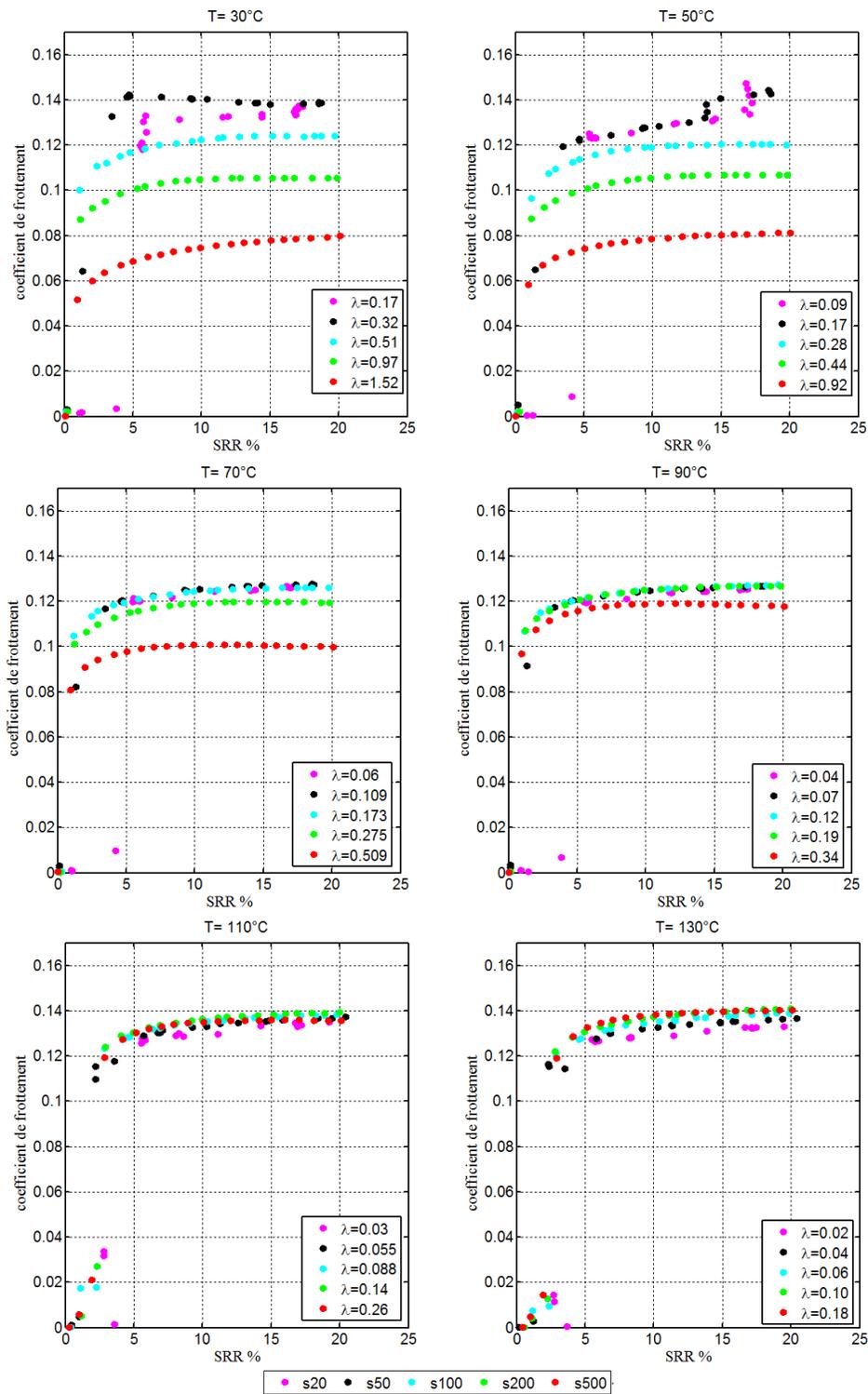


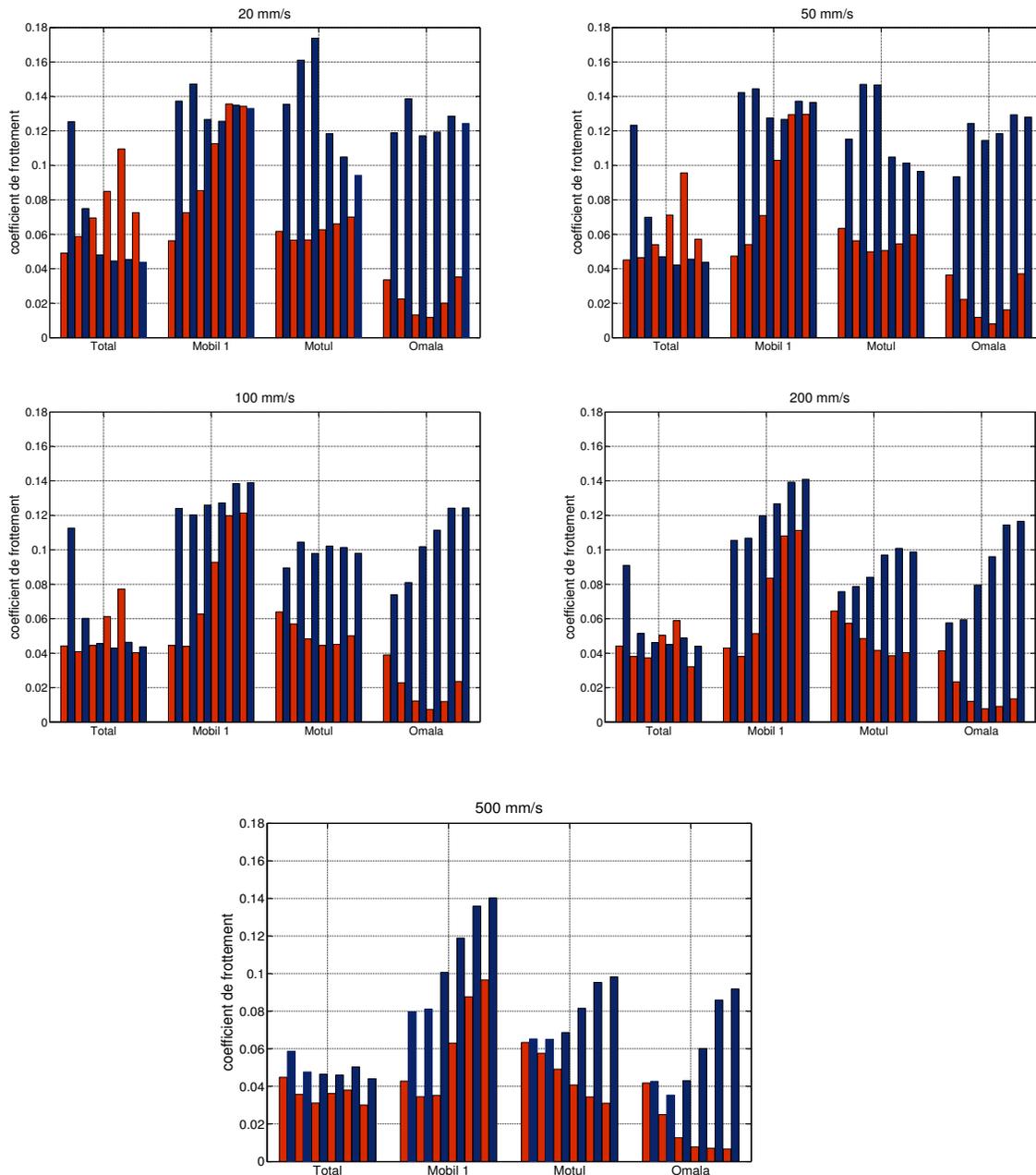
FIGURE 4.20: Courbes de traction obtenues pour un disque rugueux, Mobil 1 0W20.

La figure 21 montre le frottement maximale (MTM) pour un contact lisse et pour un contact rugueux. Ces histogrammes montrent les résultats de frottement en fonction de la température, du lubrifiant, de la vitesse et de l'état de surface. La couleur rouge représente les résultats de surface lisse et la couleur bleu représente ceux de surface rugueux. Pour chacun des lubrifiants, chaque passage de la couleur bleu au rouge indique un changement de la température, l'ordre est 30, 50, 70, 90, 110, 130 degrés.

Pour le contact lisse, on observe la valeur minimale de frottement en utilisant l'huile Omala, ce comportement due à sa viscosité importante (le lubrifiant le plus visqueux parmi les quatre huiles choisies). Cette viscosité maintienne le régime hydrodynamique de lubrification en fonction de la température et de la vitesse. En augmentant la vitesse de rotation (pour les cas de 100 200 500 mm/s), en augmentant la température, le frottement diminue. Cela semble être due au additifs présents dans l'Omala.

Par ailleurs, cette huile montre un comportement contraire pour le cas du contact rugueux, plus de contact métal/métal est observé dans ce cas. Pour la majorité des températures et des vitesses, pour un contact rugueux, l'huile Total garde les meilleurs résultats (le frottement le plus faible).

Le Mobil 1 montre le coefficient de frottement le plus élevé sur cette figure (quelque soit pour le contact lisse ou rugueux). On observe plus de contact métal/métal. On n'observe pas un effet important d'additifs sur le frottement avec l'augmentation de la température.



**FIGURE 4.21:** *Frottement maximal en fonction du lubrifiant et de température, pour les contacts lisse (rouge) et rugueux (bleu).*

Par rapport à la littérature présentée dans le chapitre 1, la comparaison obtenue par De Gee et al. (chapitre 1, page 23) confirme les résultats de ce chapitre. Il a comparé les huiles à base (PAO et minérales) et il a constaté que le lubrifiant à base de PAO est nettement meilleure que celle des huiles minérales. C'est le résultat obtenu avec le Total

(à base Pao) et le Motul (à base minérale) quelque soit pour un contact lisse ou rugueux et ça due au additifs et l'huile de base (figure 21).

## 4.4 Tests et résultats de la vis à rouleaux

### 4.4.1 Description de la machine

Après l'analyse de l'influence des quatre lubrifiants sur le frottement pour les deux disques (lisse et rugueux), une deuxième partie expérimentale a été réalisée en utilisant un banc d'essai électromécanique. [CHA 15]

L'objectif de cette section est d'étudier l'influence de la lubrification sur le comportement de la vis à rouleaux. Ce banc d'essai comporte deux actionneurs, le premier est un actionneur hydraulique (1) permettant de transmettre la charge au actionneur électromécanique (actionneur électromécanique basé sur le système de la vis à rouleaux) (2).

La vis à rouleaux est entraînée par un moteur électrique par l'intermédiaire d'une boîte de vitesse (3) en multipliant la vitesse de rotation du moteur par un facteur de 7 (figure 22).

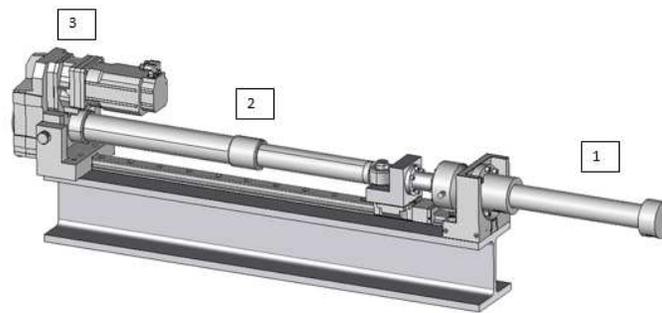


FIGURE 4.22: Le banc électromécanique [CHA 15].

### Protocole expérimental : vis à rouleaux

Afin d'obtenir l'influence de la lubrification sur le rendement du système de vis à rouleaux, une démarche expérimentale a été suivie. Le protocole des essais est le suivant :

- étape 1 : démontage l'actionneur électromécanique,

- étape 2 : nettoyage de toutes les pièces avec la solution de White Spirit et les séchage par un chiffon propre et sec,
  - étape 3 : application du lubrifiant par un pinceau propre sur l'écrou, la vis, les rouleaux, sur la surface intérieure de vérin et surtout sur les bagues de guidage,
  - étape 4 : assemblage de l'actionneur électromécanique et fixation sur le banc,
  - étape 5 : lancement du test à partir du logiciel de contrôle de la machine.
- Plus des détails sur les étapes et les schémas du banc d'essais sont présentés dans le chapitre 3 de ce travail.

### 4.4.2 Résultats

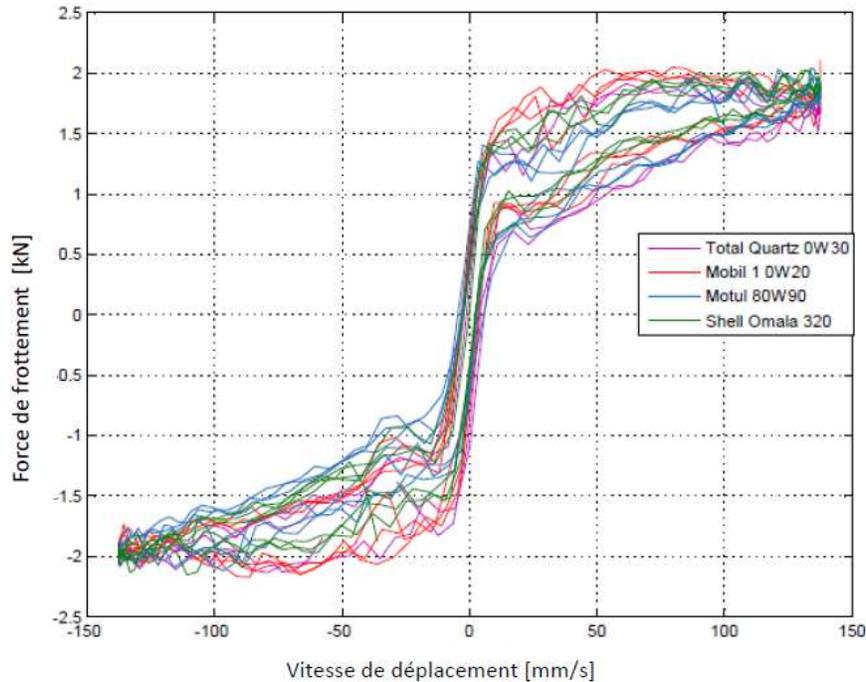
Les mesures de la force de frottement en fonction du lubrifiant sans charge et avec charge imposée égale à 5, 10, 20, 25 et 35 kN ont été effectués.

Les figures présentées par la suite représentent les mesurés moyennées sur 3 à 5 cycles (aller-retour de piston de l'actionneur électromécanique).

#### 4.4.2.1 Résultats de frottement sans charge

La figure 23 représente la force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement sans charge appliquée de l'actionneur hydraulique sur la vis à rouleaux. Cette figure représente les résultats des quatre lubrifiants dans le cas non chargé. L'axe des abscisses représente la vitesse de déplacement de la vis en mm/s et l'axe des ordonnées représente la force de frottement moyenne en kN pour l'ensemble : vérin électromécanique et réducteur (chapitre 3).

Dans ce cas, l'influence de la lubrification sur la force de frottement n'est pas observée à cause de la rugosité importante des surfaces du contact.



**FIGURE 4.23:** Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement,  $W=0$  kN.

#### 4.4.2.2 Résultats de frottement avec 10 kN imposée sur l'actionneur électromécanique

La figure 24 représente la force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement. Une charge égale à 10 kN est imposée sur l'actionneur électromécanique. L'influence de la lubrification sur le frottement n'est toujours pas observée.

#### 4.4.2.3 Résultats de frottement avec 35 kN imposée sur l'actionneur électromécanique

Par la suite, une charge égale à 35 kN a été imposée sur le vérin électromécanique (chapitre 3, Figure 3.11). Les courbes du frottement moyennés sur 2 cycles pour chaque lubrifiant sont montrées par la figure 25. L'effet de l'inertie est toujours observée par cette figure. L'influence de lubrification sur le frottement ne peut pas être identifiée.

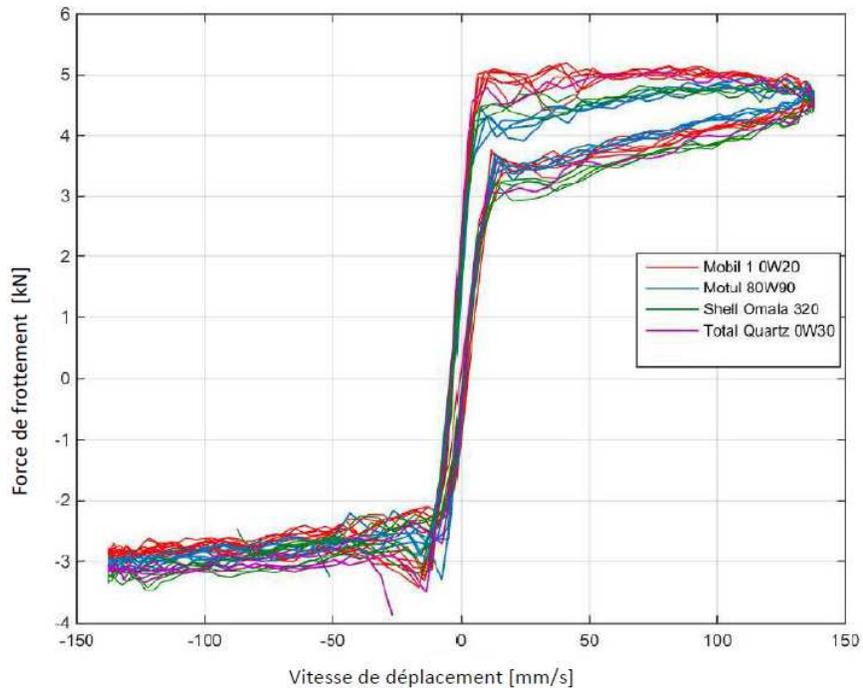


FIGURE 4.24: Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement,  $W=10$  KN.

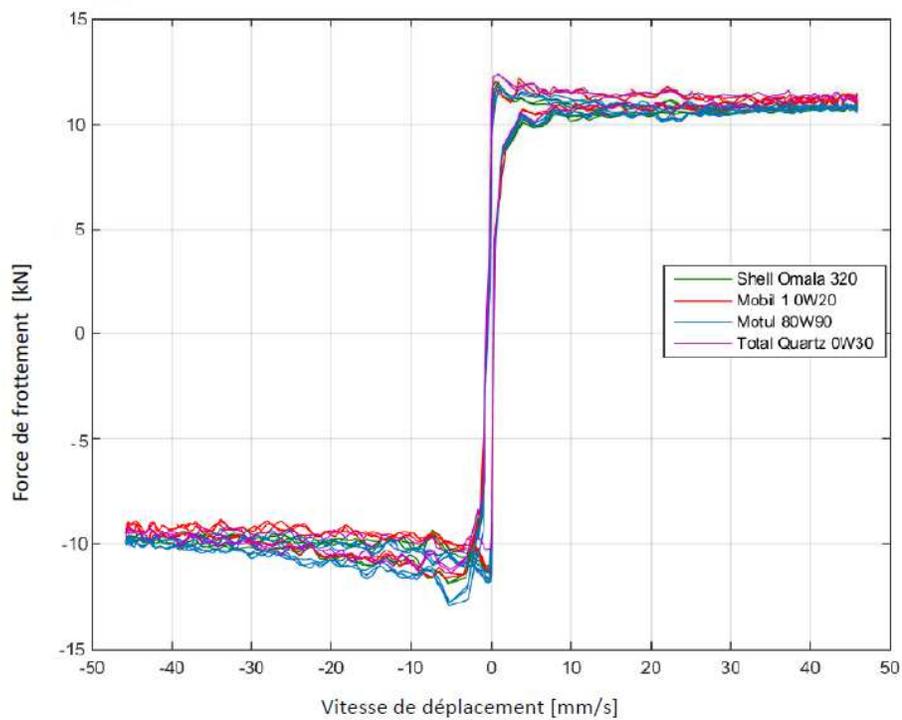


FIGURE 4.25: Force de frottement en fonction de la vitesse de déplacement,  $W=35$  KN.

L'influence du lubrifiant n'a pas été observée dans ces tests, probablement parce que la rugosité des surfaces est trop importante (entre  $3\mu m$  et  $5\mu m$ ) avec l'épaisseur de film d'huile faible (entre  $110^{-7}m$  et  $310^{-8}m$  à 150 mm/s, intervalle calculé à  $T=30$  degrés et  $T=50$  degrés pour les quatre lubrifiants) donc  $\lambda < 0.2$ , ce qui indique le régime limite quelque soit le lubrifiant.

## 4.5 Conclusion

Pour les quatre huiles, le comportement de frottement en fonction de  $\lambda$  montre des courbes uniques dans les régimes limite et hydrodynamique, délimitées par la valeur de  $\lambda$  proche de 1.0 et 3.0 respectivement.

La bonne performance de l'huile Total Quartz 0W30 semble être principalement causée par le paquet d'additifs présent.

Le paquet d'additifs de lubrifiant shell Omala 320 semble moins efficace.

Shell Omala 320, cependant, a un très faible frottement dans le cas des surfaces lisses, proche du roulement pur (le frottement reste très bas même pour 20% de glissement).

L'huile minérale (Motul 80W90) a un faible frottement pour les surfaces lisses (légèrement inférieur au Total, surtout aux températures les plus élevées). Mais il présente un coefficient de frottement élevé par rapport à l'huile Total dans le cas des surfaces rugueuses.

Les tests effectués sur le système de vis à rouleaux, en utilisant les quatre lubrifiants, ne montrent pas d'influence significative de la lubrification sur la force de frottement, probablement à cause de la rugosité importante des surfaces de contact, de faible épaisseur de film d'huile et l'importance d'autres sources de frottement dans tout le système.



# Conclusion générale

L'objectif principal de ce travail a été d'étudier la performance des actionneurs basés sur le système vis à rouleaux afin de réaliser une mini-pelle 100% électrique en remplaçant les actionneurs hydrauliques par des actionneurs électromécaniques (vis à rouleaux).

Dans ce manuscrit, un modèle tridimensionnel basé sur la théorie de Hertz du système de la vis à rouleaux a été présenté. Il permet de calculer la distribution de charge au niveau des multiples contacts entre les principales composantes du système. Il permet aussi de simuler les interactions entre la distribution de pression, les aires des contacts et les pertes par frottement générées entre les filets en fonction des défauts de fabrication et d'usinage, afin d'obtenir le rendement du système de la vis à rouleaux en tenant compte de sa géométrie et sa cinématique complexe.

La méthodologie repose sur l'approche de Hertz qui conduit à un ensemble d'équations non linéaires. Ces équations sont résolues par la méthode de Newton Raphson. Les résultats de la simulation, démontrent que la présence de défauts locaux, comme les défauts de forme, ont une influence importante sur la pression de contact et sur la durée de vie du système de la vis à rouleaux. Suivant les résultats des simulations obtenues dans ce travail, la durée de vie du système de la vis à rouleaux peut être réduite à cause d'une surpression jusqu'à 30 %.

Dans le travail mené, nous étudions l'influence du glissement et des défauts de forme sur les pertes par frottement interne (la vis, les rouleaux, le porte-satellites et l'écrou). Deux cinématiques ont été étudiées dans ce travail (la vis est fixe ou l'écrou qui est fixe).

Pour les intervalles de défauts de forme utilisés (2, 3 et  $5\mu\text{m}$ ), les résultats des simulations numériques montrent que le rendement du système est toujours élevé avec une valeur minimale de 95.5 % (obtenue pour l'intervalle des défauts de forme maximal) par rapport le cas de roulement pure et sans défauts de forme. Donc l'ensemble garde toujours un rendement important malgré la présence des défauts de formes et de glissement.

En premier lieu, une partie expérimentale a été effectuée afin de quantifier le

rendement du système de la vis à rouleaux et de comparer les résultats expérimentales avec les résultats numériques obtenus.

Les essais effectués sur le banc d'essais électromécanique présentent l'influence importante de la charge et la vitesse de déplacement sur les pertes de frottement.

Particulièrement, le frottement visqueux important est observée dans les résultats.

Par ailleurs, la force de frottement a été mesurée pour chacun des sous systèmes (le vérin électromécanique seule (basé sur le système de la vis à rouleaux), le vérin électromécanique et le réducteur, le vérin électrique et l'ensemble réducteur moteur).

Ces résultats montrent que les pertes par frottement peuvent atteindre jusqu'à 50%, ce qui est important.

Donc, afin d'améliorer ces résultats expérimentaux, une partie d'optimisation des sous systèmes (le vérin électromécanique, le réducteur de la vitesse) a été réalisée.

Cette partie d'optimisation combinée avec des essais expérimentaux permet de connaître les différents sources de frottement interne dans les sous systèmes.

Les modifications réalisées sur le vérin électrique concerne les bagues de guidage du piston le précharge buté/roulement et le changement du lubrifiant.

Par ailleurs, les modifications effectuées sur le réducteur concerne les joints, le précharge buté/roulement et le lubrifiant.

Par la suite, des nouveaux essais ont été effectués sur le banc d'essais en utilisant les mêmes données d'entrées.

Concernant les essais sur la vis à rouleaux seule (sans l'ensemble moteur-réducteur), la force de frottement obtenue est 10 fois faible que la force obtenue avant l'optimisation. Ce qui montre que les bagues de guidage le précharge et la lubrification ont une influence importante sur les pertes par frottement.

Ensuite, les essais effectués sur l'ensemble (vérin électromécanique-réducteur) et l'ensemble (vérin électromécanique-moteur-réducteur) montrent aussi une réduction importante du frottement et particulièrement dans la partie de frottement visqueux. Une réduction de frottement importante a été observée surtout dans le cas de faible charge par rapport aux cas de forte charge.

Ce qui confirme l'importance de ces résultats pour un cycle total de fonctionnement, par exemple celle du bras de la mini excavatrice, car le cycle de fonctionnement opère peu de temps sous forte charge.

La partie expérimentale réalisée permet de montrer l'importance des optimisations effectuées sur l'ensemble de la vis à rouleaux et réducteur sur les pertes de frottement de l'ensemble.

La différence entre les résultats théoriques (l'ensemble de la vis, les rouleaux et l'écrou) et les résultats expérimentaux (réducteur à engrenages et le vérin électrique basé sur le système de la vis à rouleaux) permet de déterminer d'autres sources de frottement importantes.

Donc, les pertes dans les tiges des rouleaux, le porte-satellites, les bagues de centrage et de guidage, les joints à lèvres, le mésalignement entre les rouleaux jouent un rôle important sur l'augmentation du frottement au niveau du vérin électromécanique.

Par ailleurs, pour le cas du réducteur, les sources de frottement majeures sont : les roulements, les engrenages, les joints, le lubrifiant...

En effet, afin d'améliorer l'efficacité du système, il faut étudier les sources de frottement décrits dans les chapitres 3 et 4 de ce travail, améliorer la rugosité, le jeu dans les rouleaux, les bagues de guidage, les joints...

En deuxième lieu, afin d'analyser les résultats expérimentaux effectués sur le banc d'essais, une partie expérimentale a été réalisée en utilisant la machine MTM et la machine HFRR. Le but de cette partie est d'obtenir l'influence de lubrifiant sur le coefficient de frottement. Quatre huiles ont été utilisées, avec des différentes caractéristiques.

Pour les quatre huiles, les résultats de la machine MTM montrent des courbes uniques de frottement en fonction de l'épaisseur relative ( $\lambda$ ) dans les régimes limite et hydrodynamique, délimitées par la valeur de  $\lambda$  proches de 1.0 et 3.0.

Ces résultats montrent la bonne performance de l'huile Total Quartz 0W30 grâce à son paquet d'additifs quelque soit pour la surface du contact : lisse ou rugueuse. On obtient un coefficient de frottement faible par rapport aux autres huiles : Motul 80W90 et Mobile 1 0W20.

Par ailleurs, le paquet d'additifs du lubrifiant Shell Omala 320 (l'huile utilisée initialement dans le réducteur) semble moins efficace et particulièrement dans le cas des surfaces rugueuses. Par contre, les résultats de l'huile Shell Omala 320 dans le cas des surfaces lisses montrent un meilleur comportement, avec une très faible valeur du coefficient de frottement (à proximité de roulement pure) et c'est grâce à l'huile de base et sa haute viscosité. Ces résultats montrent que ce lubrifiant n'est pas forcément très efficace dans le cas d'un engrenage (réducteur, boîte de vitesses) à cause de fortes glissements et rugosités.

Ensuite, des nouveaux tests ont été effectués sur le banc d'essais électromécanique en changeant à chaque fois le lubrifiant dans le vérin électromécanique et le réducteur. Ces essais sont réalisés en utilisant les quatre lubrifiants définis précédemment. Ces résultats ne montrent pas l'influence de la lubrification sur la force de frottement à cause des différentes sources de frottement interne au niveau de l'assemblage (réducteur-moteur-vérin électromécanique), de la rugosité élevée par rapport à des épaisseurs de film d'huile faibles.



# Perspectives

Les principales perspectives de cette thèse sont l'amélioration de l'efficacité du système de la vis à rouleaux, à travers de la réalisation des essais complémentaires en utilisant le banc d'essai électromécanique. Il serait souhaitable de terminer les essais de frottement en utilisant les différents vérins qui ont été fabriqué par la société Elbi.

Les essais de frottement ont été faites sur un seul vérin (avec le filet bombé côté rouleau et le filet plat côté vis). Les autres vérins disponibles sont les suivants :

- un vérin avec deux surfaces du contact bombées (côté vis, côté rouleaux), vérin avec les contacts symétriques.
- un vérin avec un traitement de surface particulier,
- un vérin avec des rouleaux d'une rugosité plus faible par rapport aux autres cas (amélioration importante au niveau de l'état de surface du contact).

L'objectif de ces essais est d'obtenir l'influence de la géométrie sur la performance du système de la vis à rouleaux (comparaison entre les résultats obtenus dans ce travail et les résultats de vérin avec les deux surfaces bombées), obtenir l'influence de traitement de surface sur le rendement du système (en utilisant le vérin avec le traitement de surface particulier). D'autre part, l'influence de l'état de surfaces sur le frottement du système doit être étudié (en faisant les essais avec le nouveau jeu de rouleaux).

Finalement on devrait quantifier les pertes par frottement du système de la vis à rouleaux seul (vis, rouleaux, écrou), séparer ces pertes des autres parties :

- bagues de guidage.
- butée à roulements.
- réducteur.



# Bibliographie

- [BAI 00] BAIR S.  
Measurements of real non-Newtonian response for liquid lubricants under moderate pressures. *Proc Instn Mech Engrs*, vol. 215, 2000.
- [BAI 01] BAIR S.  
The temperature, pressure and time dependence of lubricant viscosity. *ELSEVIER*, vol. 34, 2001, p. 461-468.
- [BAY 94] BAYER R.  
*Mechanical Wear Prediction and Prevention*. Marcel Dekker, 1994.
- [BJ11] BJÖRLING M., LARSSON R., MARKLUND P., KASSFELDT E.  
Elastohydrodynamic lubrication friction mapping - the influence of lubricant, roughness, speed, and slide-to-roll ratio. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 225(7), 2011, p. 671-681.
- [BLI 96] BLINOV D. S., RYAKHOVSKY O. A., SOKOLOV P. A.  
Numerical Method of Determining the Point of Initial Thread Contact of Two Screws With Parallel Axes and Different Thread Inclinations. *Vestn. MGTU, Mashinostr*, vol. 3, 1996, p. 93-97.
- [BON 07] BONGAERTS J. H. H., FOURTOUNI K., STOKES J.  
Soft tribology : Lubrication in a compliant PDMS-PDMS contact. *Tribology International*, vol. 40, 2007, p. 1531-1542.
- [BOU 14] BOUASSIDA H.  
*Lubricated piston ring cylinder liner contact : Influence of the liner microgeometry*. Doctoral dissertation, Lyon, INSA, 2014.
- [BOW 50] BOWDEN F. P., TABOR D.  
*The friction and Lubrification of Solids*. Clarendon Press, Oxford, 1950.
- [CAN 94] CANN P. M. E. B., IOANNIDES E., JACOBSON B., LUBRECHT A. A.  
The lambda ratio- a critical re-examination. *Wear*, vol. 175, 1994, p. 177-188.
- [CAR 54] CARL B. S.  
*Screw Threaded Mechanism*. 1954.
- [CAR 77] CARREAU P. J.  
Rheological equations from molecular network theories. *Transactions of The Society of Rheology*, vol. 16 (1), 1977, p. 99-127.

- [CHA 15] CHAUVIN A.  
*Contribution à l'optimisation globale pour le dimensionnement et la gestion d'énergie de véhicules hybrides électriques basée sur une approche combinatoire.* Doctoral dissertation, Lyon, INSA, 2015.
- [COU 85] COULOMB C.  
*Théorie de machines simples.* Mémoire de Mathématique et de Physique de l'Académie Royale, 1785.
- [CRO 65] CROSS M. M.  
Rheology of Non-Newtonian Fluids : A New Flow Equation for Pseudoplastic Systems. *Journal of Colloid Science*, vol. 20, No. 5, 1965, p. 417-437.
- [DAV 58] DAVEY W., EDWARDS E. D.  
The extreme-pressure lubricating properties of some sulphides and disulphides, in mineral oil, as assessed by the Four-Ball Machine. *Wear*, vol. 1(4), 1958, p. 291-304.
- [DEG 95] DE GEE A. W. J., LOSSIE C. M., STOOP W.  
Characterization of the Lubricating Action of Oils Under Boundary Lubrication Conditions. *Tribology transactions*, vol. 38(3), 1995, p. 565-570.
- [DEV 05a] DE VICENTE J., STOKES J. R., SPIKES H. A.  
The frictional properties on newtonian fluids in rolling-sliding soft-EHL contact. *Tribology Letters*, vol. 20, 2005, p. 273-286.
- [DEV 05b] DE VICENTE J., STOKES J. R., SPIKES H. A.  
Lubrication properties of non-adsorbing polymer solutions in soft elastohydrodynamic (EHD) contacts. *Tribology International*, vol. 8(5), 2005, p. 515-526.
- [DEV 05c] DE VICENTE J., STOKES J. R., SPIKES H. A.  
Rolling and sliding friction in compliant lubricated contact. *Engineering Tribology*, vol. 220, 2005, p. 55-62.
- [DIE 14] DIEW M., ERNESTO A., CAYER-BARRIOZ J., MAZUYER D.  
Stribeck and traction curves under moderate contact pressure : From friction to interfacial rheology. *Tribology Letters*, , 2014.
- [DOW 66] DOWSON D., HIGGINSON G. R.  
*Elastohydrodynamic lubrication the fundamentals of roller and gear lubrication.* Pergamon Press, Oxford, 1966.
- [DOW 77] DOWSON D.  
Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. *Journal of Lubrication Technology APRIL*, , 1977, page 265.
- [DOW 95] DOWSON D.  
Elastohydrodynamic and micro-elastohydrodynamic lubrication. *Wear*, vol. 190, 1995, p. 125-138.
- [DOW 97] DOWSON D.  
History of Tribology. *Professional Engineering Publishing*, , 1997, page 759.

- [FAL 03] FALKNER M., NITSCHKO T., SUPPER L., TRAXLER G., ZEMANN J. V., ROBERTS E. W.  
Roller screw lifetime under oscillatory motion : from dry to liquid lubrication. *In Proceedings of the 10th European Space Mechanisms and Tribology Symposium*, , 2003, p. 297-301.
- [FER 16] FERNANDES C. M., HAMMAMI M., MARTINS R. C., SEABRA J. H.  
Power loss prediction : Application to a 2.5 MW wind turbine gearbox. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 230(8), 2016, p. 983-995.
- [FRE 10] FREY C., RASDORF W., LEWIS P.  
Comprehensive field study of fuel use and emissions of nonroad diesel construction equipment. *Transportation Research Record : Journal of the Transportation Research Board*, vol. 2158(1), 2010, p. 69-76.
- [FU 98] FU Y., BATCHELOR A. W., LOH N. K., TAN K. W.  
Effect of lubrication by mineral and synthetic oils on the sliding wear of plasma nitrided AISI 410 stainless steel. *Wear*, vol. 219(2), 1998, p. 169-176.
- [GE 02] GE P., LIU Z.  
Experimental and computational investigation on the friction coefficient of a ball friction drive device. *Tribol. Int.*, vol. 35, 2002, p. 219-224.
- [GEN 15] GENDRIN M.  
*Contribution au développement d'une mini-pelle tout électrique. Approche prédictive pour la commande efficace et compliant des actionneurs électromécaniques*. Insa de Lyon, 2015.
- [GLE 08] GLEGHORN J. P., BONASSAR L. J.  
Lubrication mode analysis of articular cartilage using stribeck surfaces. *Journal of Biomechanics*, vol. 41, 2008, p. 1910-1918.
- [GLO 05] GLOVNEA R. P., OLVER A. V., SPIKES H. A.  
Lubrication of rough surfaces by a boundary film-forming viscosity modifier additive. *Journal of Tribology*, vol. 127, 2005, p. 223-229.
- [GUE 13] DE LA GUERRA OCHOA E., OTERO J. E., TANARRO E. C., MORGADO P. L., LANTADA A. D., MUNOZ-GUIJOSA J. M., SANZ J. M.  
Optimising lubricated friction coefficient by surface texturing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 227(11), 2013, p. 2610-2619.
- [HAB 10] HABCHI W.  
Influence of pressure and temperature dependence of thermal properties of a lubricant on the behaviour of circular TEHD contacts. *ELSEVIER*, vol. 43, 2010, p. 1842-1580.
- [HAM 75] HAMROCK B., DOWSON D.  
Isothermal elasto-hydrodynamic lubrication of point contacts. *1 : Theoretical formulation*, , 1975.

- [HAM 91] HAMROCK B. J.  
*Fundamentals of fluid film lubrication*. NASA Reference Publication 1255, 1991.
- [HER 81] HERTZ H.  
Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, vol. 92, 1981, p. 156-171.
- [HOG 99] HOGLUND E.  
Influence of lubricant properties on elastohydrodynamic lubrication. *WEAR*, vol. 232, 1999, p. 176-184.
- [HOJ 09] HOJJAT Y., AGHELI M. M.  
A comprehensive study on capabilities and limitations of roller-screw with emphasis on slip tendency. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 44(10), 2009, p. 1887-1899.
- [HUT 92] HUTCHINGS I. M.  
*Tribology : friction and wear of engineering materials*. Great Britain, 1992.
- [JAC 87] JACKSON A.  
Synthetic versus mineral fluids in lubrication. *International Tribology Conference 1987, Melbourne, 2-4 December 1987 : Preprints of Papers. Institution of Engineers, Australia*, , 1987, page 428.
- [JAC 90] JACOBSON B.  
Mixed Lubrication. *WEAR*, vol. 136, 1990, p. 99-116.
- [JAN 10] JANKAUSKAS V., BELYAEV S.  
Influence of counterbody surface hardness of a friction part steel-steel on tribological behaviour of zinc nanopowder in oil. *Mechanika*, vol. 3(83), 2010, p. 45-50.
- [JIA 11] JIAJUN Y., ZHENXING W., JISHENG Z., WEI D.  
Calculation of the load distribution of a planetary roller screw for static rigidity. *Huazhong Keji Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban)/Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, vol. 39(4), 2011, p. 1-4.
- [JON 12] JONES M. H., VELINSKY S. A.  
Kinematics of roller migration in the planetary roller screw mechanism. *Journal of Mechanical Design*, vol. 134 (6), 2012, page 061006.
- [JON 13] JONES M. H., VELINSKY S. A.  
Contact kinematics in the roller screw mechanism. *Journal of Mechanical Design*, vol. 135(5), 2013, page 051003.
- [JON 14] JONES M. H., VELINSKY S. A.  
Stiffness of the roller screw mechanism by the direct method. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, vol. 42(1), 2014, p. 17-34.
- [KAL 06a] KALIN M., VIZINTIN J.  
A comparison of the tribological behaviour of steel/steel, steel/DLC and DLC/DLC contacts when lubricated with mineral and biodegradable oils. *Wear*, vol. 261(1), 2006, p. 22-31.

- [KAL 06b] KALIN M., VIZINTIN J.  
Differences in the tribological mechanisms when using non-doped, metal-doped (Ti, WC), and non-metal-doped (Si) diamond-like carbon against steel under boundary lubrication, with and without oil additives. *Thin solid films*, vol. 515(4), 2006, p. 2734-2747.
- [KAL 06c] KALIN M., VIZINTIN J., VERCAMMEN K., BARRIGA J., ARNSEK A.  
The lubrication of DLC coatings with mineral and biodegradable oils having different polar and saturation characteristics. *Surface and Coatings Technology*, vol. 200(14), 2006, p. 4515-4522.
- [KAL 09] KALIN M.  
The Stribeck curve and lubrication design for non-fully wetted surfaces. *WEAR*, vol. 267, 2009, p. 1232-1240.
- [KAR 09] KARAM W., MARE J. C.  
Modelling and simulation of mechanical transmission in roller-screw electromechanical actuators. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, vol. 81(4), 2009, p. 288-298.
- [KHA 10] KHALIGH A., LI Z.  
Battery, ultracapacitor, fuel cell, and hybrid energy storage systems for electric, hybrid electric, fuel cell, and plug-in hybrid electric vehicles : State of the art. *IEEE transactions on Vehicular Technology*, vol. 59(6), 2010, p. 2806-2814.
- [KOV 02] KOVALCHENKO A., AJAYI O. O., ERDEMIR A., FENSKE G. R.  
Friction and wear performance of low-friction carbon coatings under oil lubrication. *SAE Technical Paper*, vol. No. 2002-01-1921, 2002.
- [KOZ 87] KOZYREV V. V.  
Comparison of the stiffness of ball and roller transmission of the screw and nut type. *Soviet Engineering Research*, vol. 7(5), 1987, p. 34-37.
- [LEM 96] LEMOR P. C.  
The roller screw, an efficient and reliable mechanical component of electro-mechanical actuators. *In Energy Conversion Engineering Conference, Proceedings of the 31st Intersociety*, vol. 1, 1996, p. 215-220.
- [MA 12] MA S., LIU G., TONG R., ZHANG X.  
A new study on the parameter relationships of planetary roller screws. *Mathematical Problems in Engineering*, vol. 2012, 2012.
- [MAR 07] MARU M. M., TANAKA D. K.  
Consideration of stribeck diagram parameters in the investigation on wear and friction behavior in lubricated sliding. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 29(1), 2007, p. 55-62.
- [MAR 14] MARQUES P. M., FERNANDES C. M., MARTINS R. C., SEABRA J. H.  
Efficiency of a gearbox lubricated with wind turbine gear oils. *Tribology International*, vol. 71, 2014, p. 7-16.

- [MAV 09] MAVRAKI A., CANN P. M.  
Friction and lubricant film thickness measurements on simulated synovial fluids. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, vol. 223(3), 2009, p. 325-335.
- [MIC 09] MICHALCZEWSKI R., PIEKOSZEWSKI W., SZCZEREK M., TUSZYNSKI W.  
The lubricant-coating interaction in rolling and sliding contacts. *Tribology International*, vol. 42(4), 2009, p. 554-560.
- [MOR 09] MORGADO P. L.  
Models for predicting friction coefficient and parameters with influence in elastohydrodynamic lubrication. *Advanced Tribology*, , 2009, p. 144-145.
- [MYA 10] MYANT C., SPIKES H. A., STOKES J. R.  
Influence of load and elastic properties on the rolling and sliding friction of lubricated compliant contacts. *Tribology International*, vol. 43(1), 2010, p. 55-63.
- [NEA 97] NEALE M.  
*The tribology handbook*. Butterworth-Heinemann, 1997.
- [NEV 07] NEVILLE A.  
Compatibility between tribological surfaces and lubricant additives-how friction and wear reduction can be controlled by surface/lube synergies. *Science Direct*, vol. 40, 2007, p. 1680-1695.
- [OTE 09] OTERO J. E., MORGADO P. L., SANCHEZ PENUELA J. B., SANZ J. M., MUÑOZ GUIJOSA J. M., LANTADA A. D., YUSTOS H. L.  
Elastohydrodynamic Models for Predicting Friction in Point Contacts Lubricated with Polyalphaolefins. *In Proceedings of EUCOMES 08 Springer Netherlands*, , 2009, p. 219-227.
- [OTS 87] OTSUKA J., FUKADA S., OSAWA T.  
Fundamental study of planetary screw : structure and coefficient of friction. *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering*, vol. 21(1), 1987, p. 43-48.
- [OTS 89] OTSUKA J., OSAWA T., FUKADA S.  
A study on the planetary roller screw (Comparison of static stiffness and vibration characteristics with those of the ball screw). *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering*, vol. 23(3), 1989, p. 217-223.
- [PAD 13] PADGURSKAS J., RUKUIZA R., PROSYCEVAS I., KREIVAITIS R.  
Tribological properties of lubricant additives of Fe, Cu and Co nanoparticles. *Tribology International*, vol. 60, 2013, p. 224-232.
- [POD 03] PODGORNIK B., JACOBSON S., HOGMARK S.  
Influence of EP and AW additives on the tribological behaviour of hard low friction coatings. *Surface and Coatings Technology*, vol. 165(2), 2003, p. 168-175.
- [POD 05] PODGORNIK B., VIÐINTIN J.  
Tribological reactions between oil additives and DLC coatings for automotive applications. *Surface and Coatings Technology*, vol. 200(5), 2005, p. 1982-1989.

- [POP 10] POPOV V.  
*Contact mechanics and friction : physical principles and applications.* Springer Science & Business Media, 2010.
- [RON 98] RONKAINEN H., VARJUS S., HOLMBERG K.  
Friction and wear properties in dry, water-and oil-lubricated DLC against alumina and DLC against steel contacts. *Wear*, vol. 222(2), 1998, p. 120-128.
- [RYA 02] RYAKHOVSKY O. A., BLINOV D. S., SOKOLOV P. A.  
Analysis of the operation of a planetary roller-screw mechanism. *Vestnik MGTU, Mashinostroeniya*, vol. 4, 2002, p. 52-57.
- [RYS 14] RYS J., LISOWSKI F.  
The computational model of the load distribution between elements in a planetary roller screw. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, vol. 52(3), 2014, p. 699-705.
- [SCH 96] SCHINSTOCK D. E., HASKEW T.  
Dynamic load testing of roller screw EMAs. *In Energy Conversion Engineering Conference, Proceedings of the 31st Intersociety*, vol. 1, 1996, p. 221-226.
- [SOK 05] SOKOLOV P. A., RYAKHOVSKY O. A., BLINOV D. S., LAPTEV A.  
Kinematics of planetary roller-screw mechanisms. *Vestnik MGTU*, vol. Mashinostroeniya 1, 2005, p. 3-14.
- [SOK 06] SOKOLOV P. A., SOROKIN F. D., RYAKHOVSKY O. A.  
Force between working surfaces of the thread turns of a planetary roller-screw mechanism. *Vestnik MGTU*, vol. Mashinostroeniya 1, 2006, p. 61-72.
- [SOK 08] SOKOLOV P. A., BLINOV D. S., RYAKHOVSKII O. A., OCHKASOV E. E., DROBIZHEVA A. Y.  
Promising rotation-translation converters. *Russian Engineering Research*, vol. 28(10), 2008, p. 949-956.
- [SPI 02] SPIKES H. A.  
Film forming additives : direct and indirect ways to reduce friction. *Lubrication Science*, vol. 14(2), 2002, p. 147-167.
- [STR 02] STRIBECK R.  
*Characteristics of plain and roller bearings.* 1902.
- [STR 07] STRIBECK R.  
Ball Bearings for Various Loads. *Transactions of the ASME*, vol. 29, 1907.
- [TSE 08] TSELISHCHEV A. S., ZHAROV I. S.  
Elastic elements in roller-screw mechanisms. *Russian Engineering Research*, vol. 28(11), 2008, p. 1040-1043.
- [VEL 09] VELINSKY S. A., CHU B., LASKY T. A.  
Kinematics and efficiency analysis of the planetary roller screw mechanism. *Journal of Mechanical Design*, vol. 131(1), 2009, p. 011016-1.
- [YAO 09] YAO M., LIANG Y., XIA Y., ZHOU F.  
Bisimidazolium Ionic Liquids as the High performance antiwear additives in poly

(ethylene glycol) for steel steel contacts. *ACS applied materials and interfaces*, vol. 1(2), 2009, p. 467-471.

NOM : Baccar

DATE de SOUTENANCE : jour mois année

Prénoms : Amina

TITRE : Étude de la géométrie et de la cinématique du système vis à rouleaux

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2006-ISAL-XXX

École doctorale : MEGA

Spécialité : Mécanique - Génie Mécanique - Génie Civil

Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 / et bis

CLASSE :

**RÉSUMÉ :**

Ce travail de thèse Cifre, réalisé dans le cadre de la collaboration avec la société Elbi, porte sur la modélisation de la géométrie et de la cinématique du système vis à rouleaux. Ce travail analyse la cinématique et la géométrie du mécanisme de vis à rouleaux satellites (RSM) pour fournir une base fondamentale pour soutenir ses diverses applications. Un modèle 3D du système vis à rouleaux est développé. Un code numérique a été développé en fonction de la géométrie et la cinématique du système de vis à rouleaux. Le champ d'effort et le champ de pression en fonction des défauts de forme et de la géométrie sont obtenus dans ce travail. Ensuite, un modèle 3D du moment de frottement dans le contact entre les surfaces de la vis à rouleaux est développé. La vitesse de glissement et la force de frottement se produisant entre vis/rouleau et entre rouleau/écrou a été calculé conformément à la cinématique, la géométrie et les erreurs de forme. L'efficacité, les pertes par frottement et la durée de vie du mécanisme de la vis à rouleaux en fonction des défauts de forme, de la cinématique et de la géométrie sont obtenues. Ces résultats numériques montrent le rendement important du système de vis à rouleaux en fonction des défauts de forme (autour de 97%). Par ailleurs, une partie expérimentale a été faite sur un banc d'essais électromécanique en collaboration avec le laboratoire Ampère d'Insa de Lyon afin de comparer les résultats expérimentaux avec les résultats théoriques. Ces expériences nous permettent de découvrir plusieurs sources de pertes de frottement dans la combinaison du banc, ce qui confirme le faible rendement obtenu expérimentalement (autour de 50 %) pour tout l'ensemble (vérin électromécanique, réducteur). Quelques optimisations ont été effectuées pour améliorer l'efficacité de l'ensemble. Mais il reste difficile de quantifier l'efficacité de système (vis-rouleaux-écrou) expérimentalement à cause de la présence des plusieurs sources de frottement. Pour cela, des essais manuels effectués en utilisant le système vis à rouleaux seul confirme les résultats numériques. Une autre partie expérimentale (en utilisant les machines MTM et HFRR) a été faite afin d'obtenir l'influence du lubrifiant sur le coefficient de frottement. (Quatre huiles de différentes caractéristiques ont été utilisées) Ces huiles ont été utilisées sur le banc d'essais, mais l'influence du lubrifiant sur le rendement de l'assemblage n'est pas obtenue à cause de la rugosité importante des surfaces de contact du système vis à rouleaux.

**MOTS-CLÉS :** vis à rouleaux, frottement, cisaillement, défauts de forme, glissement,...

Laboratoire(s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides  
UMR CNRS 5514 - INSA de Lyon  
20, avenue Albert Einstein  
69621 Villeurbanne Cedex FRANCE

Directeur de thèse : Monsieur le Professeur Ton Lubrecht

Président du jury : le président

Composition du jury : N. Brunetière  
P. Cann  
D. Mazuyer  
J. Y. Lambert

E. Bideaux  
A. A. Lubrecht

