

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

INFLUENCE DE L'ÉTAT DE SURFACE ET DU SERRAGE
SUR LES OUTILS ASSEMBLÉS PAR FRETTAGE

BEN MHENNI ABDELKARIM ALI

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

THÈSE PRÉSENTÉE EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE PHILOSOPHIAE DOCTOR

(GÉNIE MÉCANIQUE)

DÉCEMBRE 2007



Library and
Archives Canada

Bibliothèque et
Archives Canada

Published Heritage
Branch

Direction du
Patrimoine de l'édition

395 Wellington Street
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

395, rue Wellington
Ottawa ON K1A 0N4
Canada

Your file *Votre référence*

ISBN: 978-0-494-37120-6

Our file *Notre référence*

ISBN: 978-0-494-37120-6

NOTICE:

The author has granted a non-exclusive license allowing Library and Archives Canada to reproduce, publish, archive, preserve, conserve, communicate to the public by telecommunication or on the Internet, loan, distribute and sell theses worldwide, for commercial or non-commercial purposes, in microform, paper, electronic and/or any other formats.

The author retains copyright ownership and moral rights in this thesis. Neither the thesis nor substantial extracts from it may be printed or otherwise reproduced without the author's permission.

AVIS:

L'auteur a accordé une licence non exclusive permettant à la Bibliothèque et Archives Canada de reproduire, publier, archiver, sauvegarder, conserver, transmettre au public par télécommunication ou par l'Internet, prêter, distribuer et vendre des thèses partout dans le monde, à des fins commerciales ou autres, sur support microforme, papier, électronique et/ou autres formats.

L'auteur conserve la propriété du droit d'auteur et des droits moraux qui protègent cette thèse. Ni la thèse ni des extraits substantiels de celle-ci ne doivent être imprimés ou autrement reproduits sans son autorisation.

In compliance with the Canadian Privacy Act some supporting forms may have been removed from this thesis.

Conformément à la loi canadienne sur la protection de la vie privée, quelques formulaires secondaires ont été enlevés de cette thèse.

While these forms may be included in the document page count, their removal does not represent any loss of content from the thesis.

Bien que ces formulaires aient inclus dans la pagination, il n'y aura aucun contenu manquant.


Canada

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Cette thèse intitulée :

INFLUENCE DE L'ÉTAT DE SURFACE ET DU SERRAGE SUR LES OUTILS
ASSEMBLÉS PAR FRETAGE

présenté par : BEN MHENNI, Abdelkarim Ali

en vue de l'obtention du diplôme de : Philosophiae Doctor

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. MAYER René, Ph.D., président

M. MASCLE Christian, Doct. ès sciences, membre et directeur de recherche

M. BALAZINSKI Marek, Ph.D., membre et codirecteur de recherche

M. VADÉAN Aurélian, Doct., membre

M^{me} LARTIGUE Claire, Doct., membre

DÉDICACE

À mes chers parents,

À ma femme,

À mes filles,

À mes frères et sœurs de cœurs,

À mes amis

REMERCIEMENTS

Ma gratitude va à mes directeurs de recherche, messieurs Christian Mascle et Marek Balazinski, pour leur aide à définir et, par la suite, réaliser et à interpréter les recherches et les travaux expérimentaux effectués. Leurs talents pour le travail scientifique, et l'exploration de tous les aspects d'un sujet m'ont appris les exigences et les défis d'une démarche scientifique complète. Avec beaucoup de patience et de talent pédagogique, Messieurs Christian Mascle et Marek Balazinski ont suivi de très près l'écriture, la partie innovatrice et la finalisation de la thèse, en m'apprenant l'approche systématique qui est nécessaire pour compléter un tel ouvrage.

Je souhaite aussi remercier les professeurs René Meyer, Claire Lartigue et Aurelian Vadean d'avoir accepté de juger cette thèse.

Je remercie également tout le corps académique et administratif de l'École Polytechnique pour m'offrir cette extraordinaire ouverture dans ma carrière, pour leur professionnalisme et support, pour l'atmosphère unique de recherche et développement intellectuel.

RÉSUMÉ

Le frettage a été introduit il y a quelques années pour le maintien des outils à queue cylindrique notamment pour l'usinage à grande vitesse (UGV). La solution pour une manipulation efficace, passe par des temps de frettage et de desserrage courts, produits par un échauffement inductif et une densité d'énergie élevée. La technique est en pleine expansion et les efforts se multiplient pour permettre la rapidité et la fiabilité dans le changement d'outil. Jusqu'à maintenant seuls les porte-outils frettés sont valables pour les vitesses de rotation de broche au delà de 25000 tours par minute (t/min).

L'assemblage fretté se distingue des autres assemblages par l'absence d'élément de liaison entre les deux pièces tels que boulons, clavettes, soudures ou autres. Il permet des réalisations faciles, sans balourd ni excentricité d'ensemble. Les recherches précédentes sur le frettage se sont intéressées à la résistance de l'assemblage dans des conditions statiques, sans considérer le cas de beaucoup d'applications où les assemblages sont exposés à des conditions dynamiques. Pourtant, dans plusieurs applications de frettage, tels que les machines-outils, le comportement dynamique est de toute première importance.

L'importance de cette structure d'outillage en général et de l'interface outil/porte-outil en particulier pour l'usinage avancé a donc augmenté, mais les efforts de recherche qui lui sont dédiés sont peu nombreux comme l'indique le faible nombre de publications dans ce domaine.

L'objectif de notre étude est d'optimiser l'assemblage fretté en maximisant son amortissement tout en respectant la résistance en torsion minimale requise pour le bon fonctionnement de l'application. À cette fin, l'effet de la rugosité et du serrage sur l'assemblage fretté est caractérisé selon une démarche en trois étapes : (1) Investigation du comportement du coefficient de friction statique de l'assemblage sous l'effet des variations de l'état de surface et de la pression de contact; (2) Étude de l'effet de l'état de surface et du serrage sur le couple transmis de l'assemblage fretté. Aussi une nouvelle

approche est développée pour prédire le serrage des assemblages dont les surfaces en contact sont rugueuses; et enfin, (3) les variations du taux d'amortissement en fonction du serrage et de la rugosité sont étudiés.

Le premier article concerne l'effet de la rugosité et de la pression de contact sur le coefficient de friction statique d'un assemblage fretté. Un dispositif expérimental spécial a été conçu et fabriqué pour répondre à nos exigences d'application. Un plan d'expérience factoriel de 27 essais a été adopté pour l'expérimentation et les résultats ont été analysés. Les résultats prouvent que la rugosité des surfaces et la pression de contact ont des effets importants sur le coefficient de friction statique et la relation entre eux inclut un minimum pour les aspérités moyennes.

Le deuxième article s'est intéressé au couple transmis par l'assemblage fretté qui, entre autres facteurs, dépend sensiblement de la rugosité et de l'interférence entre les pièces d'assemblage. L'investigation expérimentale a montré le rôle de la rugosité et de l'interférence pour les performances de tels assemblages. Nous proposons une nouvelle méthode pour calculer l'interférence effective en tenant compte de la micro- et de la macrostructure. Un résultat intéressant de cette étude est qu'on peut moyennant des surfaces rugueuses transmettre un couple pour lequel on utilise habituellement des surfaces très lisses.

Le troisième article décrit les résultats d'une série d'expériences planifiées où l'amortissement des assemblages frettés est mesuré pour différentes rugosités de surface et serrages. Les surfaces métalliques en contact dans les assemblages frettés offrent une bonne source de dissipation d'énergie, ayant pour résultat une réponse structurelle dynamique amortie. Les surfaces rugueuses et les petites interférences favorisent l'amortissement.

ABSTRACT

Shrink-fit assembly is a solution adopted for tool-toolholder interface, it consists in heating the holder by means of a specialized heater. At normal temperature, the holder bore is slightly undersize compared to the tool shank. Heating the holder opens this bore, allowing the tool to be inserted. When the holder cools, the bore shrinks around the tool shank to create a rigid clamp. Shrink-fit presents no connection element between the two parts to assemble such as bolts, keys or others. It allows easy achievements, without unbalance or overall eccentricity.

The qualities sought for the interface tool-tooholder are minimum run-out, rigidity, balance, vibration damping of use and less cost. The shrink-fit solution is considered as valuating the investment for very fast HSM processes and very committed HSM users, it offers superior concentricity, balance and ease of use. Its main default is the low capacity of vibration damping. The behaviour of the shrink-fit assembly in machining at high speed still remains to be studied and we are convinced that there are potentials to arise at end to better control this method.

Shrink-fit is an important process in machine manufacture however the design of these connections is not sufficiently precise due to lack of knowledge regarding the effects of many parameters. Control of the friction coefficient is a determining criterion which directly affects the reliability and operational safety of these assemblies. This is why the work presented here was undertaken.

Designing an optimum structural joint giving rise to desired damping, which is involved in our case of study, is possible if all surface topography factors are understood. Damping in structural joints is associated with frictional losses caused by slip or small relative interfacial movement of component parts on one another. When unlubricated joint surface are involved, this damping mechanism is called frictional damping. Damping in unlubricated joints might be due to three of interactions: macro- and micro-slip and cyclic deformation of the asperities. For our research which is a case of machine

tool joints, cyclic plastic deformation of asperities would appear to be the most significant when the magnitude of the interface pressures involved is high.

A better understanding of the effects of roughness and interference on friction, torque capacity and damping of shrink fits is achieved. A statistical design of experiments is used. Results show the existence of correlation between dependent parameters and roughness and interference. The interaction between roughnesses of mating surfaces has a main effect on friction coefficient. The application of the results for tool and holder interface confirm for us that one can optimise the surface roughness and interference in order to obtain desired torque without losing any damping or repeatability capacity. Results can be useful for similar shrink fit applications such as machines joints.

Lamé formula for interference fits, largely used, does not consider the roughness of contact surface. We show that roughness has main effect on friction and torque capacity. The relation between maximum torque and surface roughness is parabolic and show a minimum for average asperities sizes. Indeed, for smooth surfaces the bearing area is larger and so the contact pressure. This pressure decreases when asperities sizes increase until a certain minimum where a second phenomenon starts to dominate which is the overlapping of the asperities. This phenomenon makes possible to obtain higher maximum torque with lower contact pressures.

A new method for computing effective interference taking into account micro- and macro-structure is proposed using the surface bearing ratio parameters which can give a good estimation of the radial deflection of the contact interface and the contact area.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	iv
REMERCIEMENTS	v
RÉSUMÉ	vi
ABSTRACT	viii
TABLE DES MATIÈRES	x
LISTE DES TABLEAUX.....	xiv
LISTE DES FIGURES.....	xvi
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SYMBOLES	xix
INTRODUCTION	1
Position du problème.....	1
Motivation.....	2
Objectifs	3
Objectifs spécifiques	3
Organisation de la thèse	4
CHAPITRE 1: REVUE DE LA LITTÉRATURE	5
1.1 Interface outil/porte-outil	5
1.2 Les porte-outils frettés.....	8
1.3 Le coefficient de friction statique.....	10
1.4 Le frettage.....	11
1.4.1 Paramètres de l'assemblage	13
1.5 Modélisation des assemblages frettés.....	14
1.5.1 Modélisation de l'interface de l'assemblage fretté	14
1.5.2 Modélisation dynamique de l'assemblage fretté.....	15
1.6 Vibrations et amortissement.....	15
1.6.1 Vibrations.....	15
1.6.2 Amortissement	16
1.7 Les paramètres de l'état de surface	21
1.8 Effet du fini de surface sur les assemblages frettés.....	24

1.9	Étude de l'interface porte-outil/outil	27
1.10	Effet de l'état de surface sur l'amortissement	29
1.11	Conclusion de l'étude bibliographique et identification des besoins	30
CHAPITRE 2: SYNTHÈSE		31
2.1	Article 1	33
2.2	Article 2	35
2.3	Article 3	36
CHAPITRE 3: ARTICLE 1 : EFFECT OF SURFACE TEXTURE AND CONTACT PRESSURE ON THE STATIC FRICTION COEFFICIENT OF SHRINK FIT ASSEMBLY		37
3.1	Abstract	37
3.2	Introduction	38
3.3	Shrink fit assembly	39
3.4	Static friction	41
3.5	Surface parameters	45
3.6	Effect of contact pressure on static friction	50
3.7	Experimental setup and procedures	53
3.8	Results and discussions	57
3.9	Conclusion	67
3.10	References	68
CHAPITRE 4: ARTICLE 2: EFFECT OF ROUGHNESS AND INTERFERENCE ON TORQUE CAPACITY OF A SHRINK FITTED ASSEMBLY		71
4.1	Abstract	71
4.2	Introduction	71
4.3	Related works	73
4.4	A new method for computing the torque capacity	78
4.4.1	Static friction coefficient	79
4.4.2	Dimensional measurement	80
4.4.3	Contact pressure	81

4.4.4	Interference and contact area	82
4.4.5	Interference calculation	84
4.4.6	Real contact area calculation.....	85
4.5	Experimental procedures	87
4.5.1	Specimen preparation.....	88
4.5.2	Dimensional measurement	89
4.5.3	Surface roughness measurement.....	89
4.5.4	Joint assembly	89
4.5.5	Torque capacity measurement.....	90
4.6	Results and discussion.....	90
4.7	Conclusion.....	98
4.8	References	98
CHAPITRE 5: ARTICLE 3: EFFECT OF ROUGHNESS AND INTERFERENCE ON DAMPING OF SHRINK FITTED ASSEMBLIES		100
5.1	Abstract	100
5.2	Introduction	100
5.3	Related works	101
5.4	Vibrations and damping	104
5.4.1	Vibrations.....	104
5.4.2	Damping.....	105
5.4.3	Modal analysis	106
5.5	Experimental procedures.....	107
5.5.1	Specimen preparation.....	108
5.5.2	Dimensional measurement.....	109
5.5.3	Surface roughness measurement	109
5.5.4	Joint assembly	109
5.5.5	Modal analysis	110
5.6	Results and discussion.....	112
5.7	Conclusion.....	121

5.8	References	121
CHAPITRE 6: DISCUSSION GÉNÉRALE ET CONCLUSION		123
6.1	Observations et discussion	123
6.2	Conclusions	127
6.3	Contributions de la recherche.....	130
6.4	Travail futur.....	131
RÉFÉRENCES.....		132
ANNEXE		135

LISTE DES TABLEAUX

Table 3.1 Factors affecting frictional behavior for unlubricated static joints [11].	42
Table 3.2 Static friction coefficient given by different authors for steel on steel	44
Table 3.3 Definition of the most frequently used surface texture parameters [21].	48
Table 3.4 Contact schematisation for different load conditions [12].	53
Table 3.5 Some roughness parameters of machined shafts and pins	57
Table 3.6 Comparison of measured and calculated Ra and Rz parameters	59
Table 3.7 Levels of independent variables.	61
Table 3.8 ANCOVA Table.	62
Table 3.9 Levels of independent variables.	64
Table 3.10 ANOVA Table.	65
Table 3.11 Test of sum of square of the whole model vs. sum of square of residual.	65
Table 4.1 Some roughness parameters of machined shafts and hubs.	91
Table 4.2 Levels of independent variables.	93
Table 4.3 ANCOVA Table	94
Table 4.4 Test of sum of square of the whole model vs sum of square of residual.	95
Table 5.1 Some roughness parameters of machined shafts and hubs.	112
Table 5.2 Levels of independent variables.	114
Table 5.3 ANCOVA Table.	115
Table 5.4 Test of sum of square of the whole model vs. sum of square of residual.	116
Tableau A.1 Résultats des essais de friction utilisées pour l'analyse de covariance.	136
Tableau A.2 Résultats des essais de friction utilisées pour l'analyse de régression.	137
Tableau A.3 Résultats des essais de Couple maximum supporté utilisées pour l'analyse de covariance	138
Tableau A.4 Résultats des essais d'amortissement utilisées pour l'analyse de covariance.	139
Tableau A.5 Paramètres de rugosité d'une goupille lisse utilisée en essais de friction.	140
Tableau A.6 Paramètres de rugosité d'une goupille de rugosité moyenne utilisée en essais de friction.	141

Tableau A.7 Paramètres de rugosité d'une goupille rugueuse utilisée en essais de friction.	142
Tableau A.8 Paramètres de rugosité d'un axe lisse utilisé en friction.	143
Tableau A.9 Paramètres de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais de friction.	144
Tableau A.10 Paramètres de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais de friction.	145
Tableau A.11 Paramètres de rugosité d'un axe lisse utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.	146
Tableau A.12 Paramètres de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.	147
Tableau A.13 Paramètres de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.	148
Tableau A.14 Paramètres de rugosité d'une bague lisse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.	149
Tableau A.15 Paramètres de rugosité d'une bague de rugosité moyenne utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.	150
Tableau A.16 Paramètres de rugosité d'une bague rugueuse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.	151

LISTE DES FIGURES

Fig. 1.1.	Domaines d'utilisation des différents porte-outils [4].	5
Fig. 1.2.	Méthode et principe du frettage thermique [10].	9
Fig. 1.3.	Porte-outils frettés utilisés avec différents types d'interfaces porte-outil\mandrin [11].	10
Fig. 1.4.	Influence de la pression de contact et de la rugosité sur le coefficient de friction statique [12].	11
Fig. 1.5.	Les principaux paramètres qui déterminent le comportement de l'assemblage.	13
Fig. 1.6.	Modèle dynamique de l'assemblage fretté sans amortissement [18].	15
Fig. 1.7.	Boucle d'hystérésis du micro-glisement à l'interface [21].	20
Fig. 1.8.	Un diagramme typique de lobe de stabilité [22].	20
Fig. 1.9.	Les trois niveaux de défauts de surface.	22
Fig. 1.10.	Définition de certains paramètres de rugosité reliés à la ligne moyenne [23].	22
Fig. 1.11.	Définition des paramètres de rugosité reliés à la courbe de portance [23].	23
Fig. 1.12.	Définitions des paramètres d'aplatissement et d'asymétrie du profil [23].	23
Fig. 1.13.	Relation entre la résistance de l'assemblage au glissement et la rugosité pour l'assemblage fretté [15].	25
Fig. 3.1.	Effect of contact pressure p on static friction μ_s [27].	51
Fig. 3.2.	Magnified look at the contact between two rough surfaces.	51
Fig. 3.3.	Conformal contact between pin and shaft.	54
Fig. 3.4.	Special device used to machine pin on lathe.	55
Fig. 3.5.	a) Shaft and b) Pin.	55
Fig. 3.6.	Friction testing device.	56
Fig. 3.7.	A sample of measured profiles of the three shafts.	59
Fig. 3.8.	A sample of measured profiles for the three pins.	60
Fig. 3.9.	Effects of shaft roughness on static friction.	63
Fig. 3.10.	Effects of pin roughness on static friction.	63

Fig. 3.11.	Surface response curve of friction vs. Rz pin and Rz Shaft.	66
Fig. 4.1.	Relation of dimensional measurement to roughness.	80
Fig. 4.2.	Interference fit definitions.	82
Fig. 4.3.	Definition of roughness parameters related to material ratio [12].	83
Fig. 4.4.	Shaft and hub specimens used for experimentation.	88
Fig. 4.5.	Special system to apply torque.	90
Fig. 4.6.	Magnified roughness profile for shafts.	92
Fig. 4.7.	Magnified roughness profile for hubs.	92
Fig. 4.8.	3D surface plots of torque capacity vs shaft roughness vs hub roughness.	95
Fig. 4.9.	3D surface plots of torque capacity vs interference vs shaft roughness.	96
Fig. 4.10.	3D surface plots of torque capacity vs interference vs hub roughness.	97
Fig. 4.11.	Theoretically determined curves of torque capacity compared with experimental measurements.	97
Fig. 5.1.	Shaft and hub specimens used for experimentation.	108
Fig. 5.2.	Shrink fitted shaft and hub with waxed accelerometer.	111
Fig. 5.3.	Magnified roughness profile for shafts.	113
Fig. 5.4.	Magnified roughness profile for hubs.	113
Fig. 5.5.	Time responses of tap test.	117
Fig. 5.6.	Power spectra of tap test.	117
Fig. 5.7.	Transfer function; Magnitude-Phase.	118
Fig. 5.8.	Transfer function; Real-Imaginary parts.	118
Fig. 5.9.	Surface response curve of damping ratio vs. shaft roughness vs. hub roughness.	119
Fig. 5.10.	Surface response curve of damping ratio vs. shaft roughness vs. interference.	120
Fig. 5.11.	Surface response curve of damping ratio vs. hub roughness vs. interference.	120
Fig. A.1.	Profile de rugosité d'une goupille lisse utilisée en essais de friction.	140

Fig. A.2.	Profile de rugosité d'une goupille de rugosité moyenne utilisée en essais de friction.	141
Fig. A.3.	Profile de rugosité d'une goupille rugueuse utilisée en essais de friction. ..	142
Fig. A.4.	Profile de rugosité d'un axe lisse utilisé en essais de friction.	143
Fig. A.5.	Profile de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais de friction.	144
Fig. A.6.	Profile de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais de friction.	145
Fig. A.7.	Profile de rugosité d'un axe lisse utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.	146
Fig. A.8.	Profile de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.	147
Fig. A.9.	Profile de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.	148
Fig. A.10.	Profile de rugosité d'une bague lisse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.	149
Fig. A.11.	Profile de rugosité d'une bague de rugosité moyenne utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.	150
Fig. A.12.	Profile de rugosité d'une bague rugueuse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.	151

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SYMBOLES

A	la surface de contact.
A_n	la surface nominale de contact.
A_r	la surface réelle de contact.
AR	pas moyen des motifs de rugosité.
AW	pas moyen des motifs d'ondulation.
C_p	le critère de Mallow.
Dof	degrés de liberté.
d_s	diamètre de l'axe.
F	valeur observée du test de Fisher.
f	vitesse d'avance (mm/rev).
F_s	la force juste suffisante pour déclencher le mouvement entre deux corps.
MS	moyen des carrés.
N	la force normale à l'interface de deux corps.
p	la pression de contact.
p	la probabilité d'avoir la valeur de $F \geq F$ observée.
p_n	la pression nominale.
p_r	la pression réelle.
Pt	hauteur totale du profile.
R	profondeur moyenne du profile.
r	rayon du bec de l'outil (mm).
R^2	le coefficient de détermination.
Ra	la rugosité arithmétique.
R_{ku}	le coefficient d'aplatissement de la courbe de distribution du profile.
R_{max}	profondeur maximum des irrégularités.
R_p	hauteur maximum des saillies
R_q	écart moyen quadratique.
R_{Sk}	le coefficient d'asymétrie du profile.
Rt	hauteur totale du profile sur la longueur dévaluation.

- Rv la profondeur des creux
- Ry hauteur maximum des rugosités.
- Rz la hauteur maximum du profile sur la longueur d'échantillonnage.
- Sm longueur moyenne des éléments
- SS la somme des carrés.
- Swm l'espacement moyen des ondulations.
- T: couple supporté par l'assemblage.
- Tp (C) taux de portance.

INTRODUCTION

Position du problème

Avec les progrès significatifs réalisés dans le développement de nouveaux matériaux de coupe et dans la conception de machine-outil, le lien le plus faible dans le système d'usinage est, dans beaucoup de cas, la structure d'outillage servant comme interface entre les inserts de coupe et la machine-outil, d'une part, et les montages d'usinage et la pièce d'autre part. Une structure d'outillage non adéquate résulte en des déflexions statiques excessives qui limitent la précision réalisable et des vibrations libres, forcées et de broutage qui altèrent les régimes d'usinage et le fini de surface de la surface usinée [1]. La structure d'outillage comprend les dispositifs d'attache pour les plaquettes d'usinage, les outils appropriés qui peuvent être une structure solide ou un système modulaire constitué d'un assemblage de plusieurs éléments, porte-outils avec un système de serrage pour les outils et l'interface ou porte-outil/mandrin qui peut être conique, cylindrique, HSK (Hohl Shaft Kegel en allemand), etc. [2].

L'usinage à grande vitesse (UGV) est une technique qui permet d'obtenir un meilleur état de surface grâce à une vitesse de coupe élevée (5 à 10 fois supérieure aux vitesses d'usinage usuelles). L'UGV implique plusieurs caractéristiques de bases au niveau de la machine. Les machines modernes utilisées en UGV sont caractérisées par plusieurs caractéristiques telles que la rigidité élevée, la puissance installée élevée et le mandrin ou la broche à grande vitesse. Ces caractéristiques coûteuses sont implantées dans le but d'exploiter pleinement l'état de l'art des matériaux de coupe, tel que carbure revêtu ou acier rapide supérieur (HSS), nitrure de bore cubique (CBN) et diamants poly-cristallins (PCD). Cette tendance d'augmenter la vitesse de rotation dans le but d'exploiter pleinement les capacités des matériaux de coupe complique la conception des outils; un équilibrage plus précis est nécessaire pour maintenir la précision et le fini de surface, et pour réduire les charges dynamiques sur les roulements des broches.

Pour l'UGV, les fabricants de porte-outils recommandent pour la liaison porte-outil/outil le type hydraulique ou fretté. Le frettage a été introduit il y a quelques années pour le maintien des outils à queue cylindrique notamment pour l'UGV. La solution pour une manipulation efficace, passe par des temps de frettage et de desserrage courts, produits par un échauffement inductif et une densité d'énergie élevée. La technique est en pleine expansion et les efforts se multiplient pour permettre la rapidité et la fiabilité dans le changement d'outil [3].

Motivation

Les caractéristiques de performance les plus importantes des dispositifs de serrages d'outils pour les machines-outils avancées sont: la précision, la rigidité, la résistance en torsion, l'insensibilité aux forces centrifuges, la répétitivité (ou consistance: capacité de maintenir les caractéristiques listées), l'amortissement des vibrations, la facilité d'utilisation et le coût.

L'importance de la structure de l'outillage pour l'UGV a augmentée, mais les efforts de recherche qui lui sont dédiés sont peu nombreux comme l'indique le nombre de publications dans le domaine. La proportion de l'investissement en structure d'outillage et en outils de coupe est de 10% ou parfois plus du coût total des machines-outils [1]. Ainsi il est important d'utiliser les outils à leur maximum d'efficacité puisqu'ils représentent une grande proportion du coût de l'investissement total.

Rivin [1] affirme que les structures d'outillages ne sont pas "séduisantes", comme les matériaux de coupe ou les nouvelles cinématiques de structures des machines-outils. Aussi les compagnies majeures de fabrication des outils ne supportent pas de grands projets de recherche et de développement puisque ce domaine représente une petite partie de leurs budgets comparativement à la fabrication des plaquettes d'usinage. Ces raisons et d'autres, indiquent le besoin de développer une conception d'outillage qui ne dégrade pas les performances des machines-outils avancées et des matériaux de coupe.

Ce domaine demande une attention particulière et fait appel à de nouveaux concepts de conception.

L'application du frettage en assemblage des outils aux porte-outils crée de nouvelles opportunités de recherche dans ce domaine. Les outils assemblés par frettage sont inévitables en UGV. Ils sont presque les seuls à remplir les exigences des vitesses supérieures. Toutefois, ils présentent quelques aspects qui requièrent des améliorations au moyen de la recherche scientifique. La tendance en pratique est d'utiliser une surface très lisse pour l'interface outil/porte-outil combinée à un serrage important. Cette pratique n'est pas justifiée, elle peut engendrer des problèmes de contraintes résiduelles, de manque d'amortissement et de coûts supplémentaires. Il est alors bénéfique de mieux cerner l'effet de l'état de surface et du serrage sur les caractéristiques de l'assemblage afin d'optimiser l'utilisation des outils assemblés par frettage.

Objectifs

L'objectif de notre travail est d'optimiser l'assemblage fretté en augmentant son amortissement tout en conservant sa résistance. Notre thèse de départ était qu'on peut avoir des outils assemblés par frettage qui remplissent toutes les exigences de précision, de comportement statique et dynamique que l'UGV exige, tout en utilisant une surface de contact moins contraignante du point de vue fabrication.

Objectifs spécifiques

Les objectifs spécifiques sont les suivants :

- Déterminer l'effet de l'état de surface et de la pression de contact sur le coefficient de friction statique des assemblages frettés.
- Investiguer le comportement du couple supporté par l'assemblage fretté dépendamment des paramètres géométriques et de surface mises en jeu.
- Mieux définir les paramètres de calcul des assemblages frettés.
- Améliorer la méthode de calcul des assemblages frettés en tenant compte des paramètres de rugosités influents

- Étudier l'effet du changement de l'état de surface et du serrage sur le taux d'amortissement.

Organisation de la thèse

La thèse a été rédigée sur la base d'articles de revues qui en forment le corps. Le présent chapitre donne une vue générale de la problématique et du besoin d'avoir des porte-outils frettés précis qui présentent une bonne rigidité et un meilleur amortissement des vibrations. Les chapitres 1 et 2 présentent respectivement la revue de littérature et la synthèse du sujet de la thèse.

Le chapitre 3 présente la méthodologie de détermination et l'étude du coefficient de friction statique dans le cas des assemblages frettés. Le travail réalisé est présenté dans ce chapitre par l'article intitulé *''Effect of surface texture and contact pressure on the static friction coefficient of shrink fit assembly''*. Cet article a été soumis à la revue *''European Journal of Mechanics- A/solids''*.

Le chapitre 4 présente l'étude de l'effet de la rugosité et de l'interférence sur le couple maximum supporté par les assemblages frettés. Ce chapitre présente aussi une nouvelle approche de calcul des assemblages frettés qui tient compte des différentes variables mises en jeu. Ce travail est présenté dans un article intitulé *''Effect of roughness and interference on torque capacity of shrink fitted assembly''*. L'article a été soumis à la revue *''International Journal of Machine tools and Manufacture''*.

Le chapitre 5 présente une investigation expérimentale de l'effet de la rugosité et de l'interférence sur l'amortissement des assemblages frettés. Le contenu du travail est présenté dans l'article intitulé *'' Effect of roughness and interference on damping of shrink fitted assemblies''*. Cet article a été soumis à la revue *''International Journal of Mechanical sciences''*.

Pour terminer, une discussion et une conclusion générale sont présentées sur l'ensemble des résultats. Des recommandations et les travaux futurs sont également esquissés.

CHAPITRE 1: REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Interface outil/porte-outil

Le choix de l'interface entre l'outil et le porte-outil doit se faire avec une attention particulière. De nombreuses possibilités existent, chacune comportant naturellement des avantages et des inconvénients. La figure 1.1 montre le champ d'application particulier de chaque méthode de serrage.

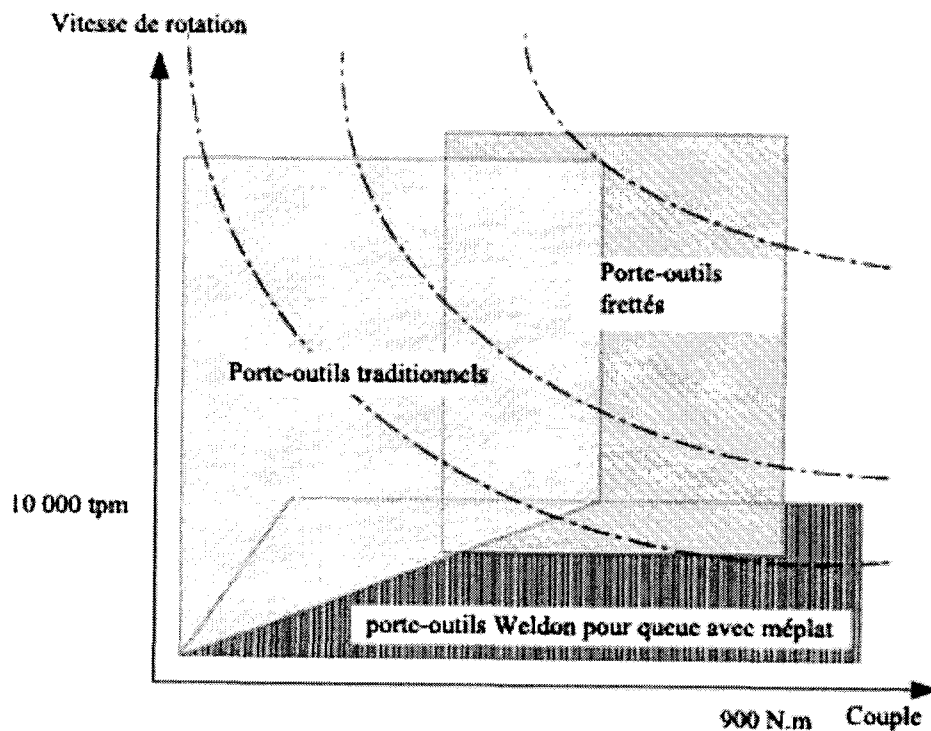


Fig. 1.1. Domaines d'utilisation des différents porte-outils [4].

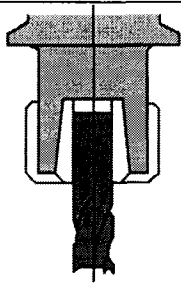
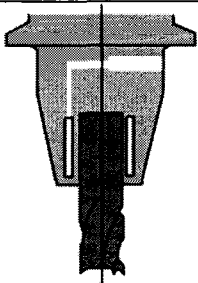
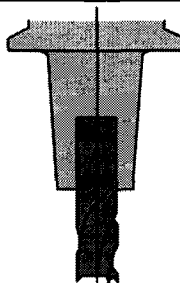
Jusqu'à récemment, les éléments les plus communément utilisés pour le serrage des outils étaient les outils monobloc, pinces de précision serrées mécaniquement avec contrôle du couple, Weldon et les mandrins pour les applications non critiques tel que le perçage. Ces techniques sont maintenant en voie d'être substituées par le besoin des systèmes d'usinage moderne à vitesse élevée, puissance élevée et précision élevée. Leurs

principaux inconvénients résident dans le fait qu'ils sont asymétriques (Weldon) et/ou contiennent de nombreux composants qui déterminent leur précision, leur rigidité et la capacité de charge. La connexion Weldon est en soi sensible à l'excentricité et au balourd, son niveau de rigidité est compromis par la présence de plusieurs joints et par l'utilisation de petits boulons. Son anisotropie de rigidité peut réduire la résistance aux vibrations dues au broutage. Les pinces et mandrins conventionnels sont composés de plusieurs composants, réduisant ainsi la rigidité de la structure et les rendant plus sensible aux déformations et aux décalages induits par les défauts d'assemblage et par les forces de coupe centrifuges. D'autre part et à cause de la non protection des surfaces de serrage de ces composants des huiles de lubrifications, le coefficient de friction de la surface de serrage est très bas et par conséquent les forces de serrage doivent être très grandes. Les efforts pour améliorer les caractéristiques de performance des composants de serrage sont, dépendamment, orientés vers l'amélioration des systèmes existants et dans le développement d'une nouvelle génération de composants de serrage libres des défauts cités [1].

Les caractéristiques de performance les plus importantes des dispositifs de serrages d'outils pour les machines-outils avancées sont: la précision, la rigidité, la résistance en torsion, l'insensibilité aux forces centrifuges, la répétitivité (ou consistance: capacité de maintenir les caractéristiques listées), la facilité d'utilisation et le coût. Le tableau 1.1 présente une comparaison entre trois types d'interface outil/porte-outil [5].

Le couple transmis est suffisant dans le cas du mandrin hydraulique et superpuissant dans le cas du frettage (300 Nm à 20 000 tr/min pour un outil de 25 mm de diamètre et un serrage de 30 μ m, ce qui correspond à une puissance de 600 kW). En général, on peut dire que les connexions Weldon ne peuvent être utilisées au delà de 10,000 tpm ; les porte-outils pinces d'usage général ne peuvent être utilisés au delà de 15,000 tpm ; les porte-outils pince de conception spéciale et les assemblages frettés doivent être utilisés entre 15,000 et 25,000 tpm et pour le moment seuls les assemblages frettés peuvent dépasser 25,000 tpm [1].

Table 1.1. Comparaison entre trois types de porte-outil.

	Pince (Collet)	Hydraulique	Frettage (shrink fit)
			
Caractéristiques Générales	Le choix le plus judicieux pour les magasins en croissance en UGV	Un bon choix quand l'UGV est appliqué périodiquement pour un nombre limité d'applications	Il vaut l'investissement. La concentricité, le balourd et la facilité d'utilisation sont supérieurs.
Excentricité	Moins de 10 microns pour des tenants et des pinces de qualité	Autour de 5 microns	Autour de 4 microns
Rigidité	Bon	Assez bon.	Excellent ; la force de maintien peut dépasser celle du mandrin à serrage par bride.
Balourd	Bon ; les porte-outils à pince de qualité peuvent être fabriqués pour convenir à la nécessité du balourd	Bon ; la conception asymétrique crée un balourd, mais les porte-outils peuvent être fabriqués en enlevant la matière de l'endroit approprié pour compenser ce balourd	Meilleur ; sans écrous ou autre pièce asymétrique, le porte-outil est automatiquement équilibré
Vibration	Non avantageux	Avantageux ; le fluide dans le réservoir peut offrir une capacité d'amortissement.	Non avantageux
Facilité d'utilisation	Faible ; la précision dépend de l'opérateur	bon ; la précision est consistante mais le mécanisme de serrage est facile à endommager	Élevé ; un opérateur peu compétent peut le faire
Coût	Normal	Plus cher	Moins cher ; les porte-outils sont à bas prix

Les Weldon, les mandrins, les pinces de conception spéciale sont tous caractérisés par une conception qui comprend plusieurs composants en contact avec la queue de l'outil à serrer. Seuls les porte-outils par frettage thermique et les porte-outils par frettage par puissance (appelé encore Tribos) n'utilisent pas de composant intermédiaire [6].

1.2 Les porte-outils frettés

Les porte-outils assemblés par frettage thermique: la méthode de frettage est utilisée depuis des temps immémoriaux pour les assemblages serrés, récemment, deux brevets américains ont été accordés pour l'utilisation du serrage fretté pour l'assemblage des outils avec les porte-outils [7]. Dans cette méthode un trou lisse cylindrique est fait dans le porte-outil, avec un diamètre 12-75 μm plus petit que le diamètre de la queue de l'outil. Pour assembler la queue avec le porte-outil, ce dernier est chauffé à une température à laquelle l'expansion thermique permet l'assemblage sans force. Après refroidissement, l'outil est structurellement connecté au porte-outil [8]. Pour le désassemblage, le porte-outil est chauffé de nouveau à une température qui permet le désassemblage sans force, la queue de l'outil est située plus loin de la source de chaleur ce qui permet au porte-outil de chauffer plus rapidement. Sur le marché, il existe différents types de systèmes de chauffage: réchauffeur par induction spécialement conçu, réchauffeur à air chaud, réchauffeur à chalumeau. La figure 1.2 montre le principe du frettage.

Cette connexion permet une excellente concentricité avec le porte-outil; elle est non affectée par les forces centrifuges aux vitesses de rotation utilisées dans les machines modernes ; elle a une rigidité sensiblement équivalente à un outil solide (fabriqué comme une seule pièce avec le porte-outil) [9].

Bien que les assemblages frettés possèdent plusieurs caractéristiques positives, telles qu'une bonne précision, une rigidité et une résistance élevées, une basse sensibilité aux forces centrifuges, quelques aspects de cette technique requièrent encore plus de

recherche et de développement. Un point faible de cette technique est le faible amortissement de la connexion frettée. Les réchauffeurs à induction produisent la chaleur nécessaire en un temps court (10-15 s), mais ils requièrent un investissement plus grand que les autres types de systèmes de chauffage et de refroidissement.

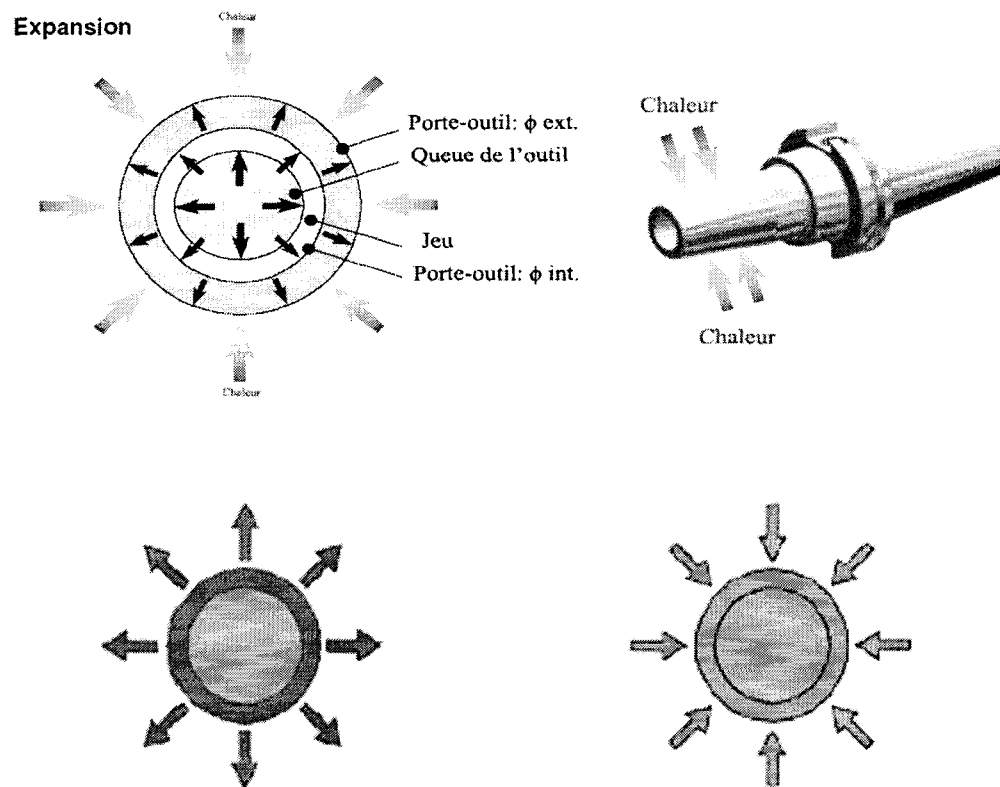


Fig. 1.2. Méthode et principe du frettage thermique [10].

Il reste encore un point faible, le temps total du processus, incluant le temps de montage du porte-outil avec l'outil, le chauffage et le refroidissement, est entre 3 à 10 min. Dans plusieurs cas, l'intensité thermique et la température élevée associées au chauffage par induction entraînent l'annulation du traitement thermique de quelques segments du porte-outil et par conséquent endommagent le porte-outil (rayure, bosses,...). Le frettage du carbure de tungstène solide ne crée pas de problème majeur d'assemblage. Par contre il y a des cas de grippage (soudage par diffusion) quand les outils en acier ou en acier

rapide supérieur sont serrés. Ceci peut être le résultat d'informations non adéquates sur la grandeur du serrage recommandé et les températures pour les différents outils ou encore des défauts de conception de la connexion.

La pratique industrielle est de produire des queues d'outils en acier avec une tolérance h7 et des outils en carbure avec une tolérance h6, mais ils ne sont pas tenus en compte pour les tolérances des trous des porte-outils conçus pour le serrage par frettage. Un revêtement à friction élevée approprié à la surface du trou ou de la queue de l'outil permet une pression de contact plus petite et réduit par conséquent la sensibilité pour la tolérance diamétrale et les températures requises [1]. Réduire la température requise permet à cette technique d'être plus abordable pour les petites compagnies de fabrication. La technique de frettage, comme le montre la figure 1.3, peut être utilisée avec plusieurs types d'interfaces porte-outil\mandrin.

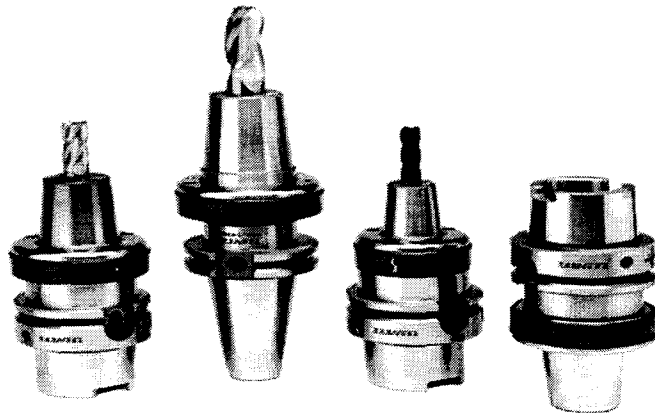


Fig. 1.3. Porte-outils frettés utilisés avec différents types d'interfaces porte-outil\mandrin [11].

1.3 Le coefficient de friction statique

Le coefficient de friction statique influence significativement la capacité de résister au couple de l'assemblage fretté. Le couple maximum supporté par l'assemblage augmente avec l'augmentation de la valeur de friction. Ce coefficient dépend des matériaux des

pièces connectées, de la rugosité, l'existence d'impuretés sur les surfaces, de la pression de contact et de la méthode d'assemblage. Les tableaux dans les aides mémoires ou sur internet donnant le coefficient de friction statique en fonction des matériaux en contact ne sont pas fiables. Le coefficient de friction est un paramètre qui dépend de l'application et doit être déterminé expérimentalement. Le diagramme suivant (Figure 1.4) montre l'influence de la rugosité et de la pression de contact sur le coefficient de friction [12].

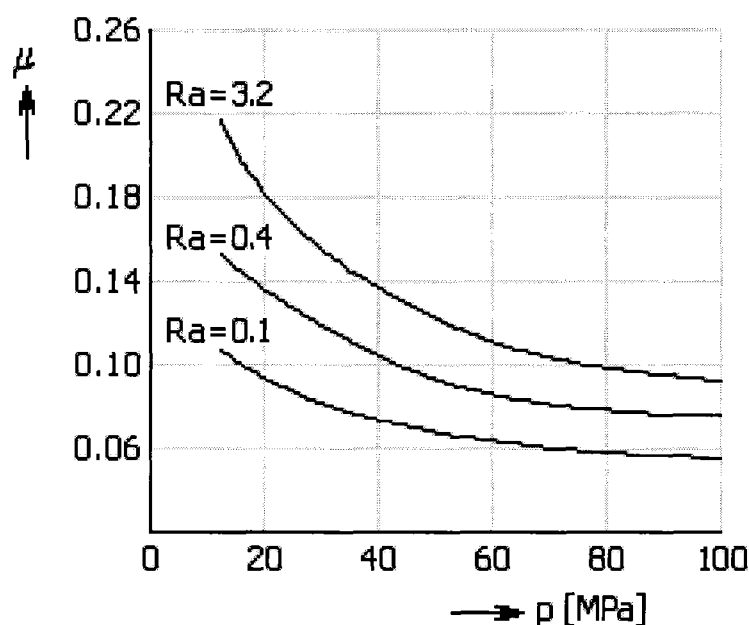


Fig. 1.4. Influence de la pression de contact et de la rugosité sur le coefficient de friction statique [12].

1.4 Le frettage

La technique d'assemblage par frettage trouve de plus en plus d'applications, ses multiples avantages de simplicité, facilité d'exécution, précision et surtout du coût moindre la favorisent par rapport aux autres solutions.

En effet, la technique d'assemblage fretté est utilisée pour:

- ajouter une pièce d'interface ayant de bonnes propriétés tribologiques à une structure (installer un palier dans une boîte à vitesse) ou augmenter la résistance d'un emmanchement forcé
- assembler un arbre et une bague en général (transmission, ensemble de frein de châssis de train) ou pour de petites dimensions précises (tambour de magnétoscope).

Trois principales méthodes d'assemblage peuvent être utilisées:

- rentrer en force l'axe dans la bague au moyen d'une presse.
- dilater la bague par chauffage au four ou dans un bain d'huile chaude.
- rétracter l'axe par refroidissement à l'air liquide ou à l'azote liquide.

Le frettage par la méthode thermique assure un chargement statique 1.8 à 2.6 fois plus élevé que le frettage à la presse [13]. Le frettage à la presse cause généralement une perte de serrage due à l'écrasement des aspérités, ce phénomène n'existe pas pour le frettage par la méthode thermique. D'autres méthodes moins courantes telles que l'insertion par vibration axiale et avec lubrification par un liquide volatile sont utilisées.

Le frettage est appliqué pour le bandage des roues, de roulements ou de chemises, de tambours de vidéo, un ensemble de frein de châssis de train, etc. [14].

L'assemblage fretté se distingue des autres assemblages par l'absence d'élément de liaison entre les deux pièces tels que boulons, clavettes, soudures ou autres. Il permet des réalisations faciles, sans balourd ni excentricité d'ensemble. Grâce à ses nombreux avantages (la facilité, la fiabilité, la durée de vie, la sécurité et un coût faible,...), le frettage est aussi utilisé pour élever la résistance des parois épaisses sous très haute pression afin d'obtenir des précontraintes opposées aux pressions de travail. Les assemblages avec ajustement serré sont très intéressants pour les applications

dynamiques. Une capacité de charge maximale raisonnable et un comportement dynamique excellent rendent ces assemblages idéals en équipement et en machinerie.

Les points faibles des assemblages frettés sont généralement, la difficulté de démontage, le risque d'endommagement des surfaces de contact et la précision demandée pour l'usinage des surfaces fonctionnelles.

1.4.1 Paramètres de l'assemblage

Les principaux paramètres qui déterminent le comportement de l'assemblage sont représentés à la figure 1.5 [15]:

- Le serrage (pression de contact).
- Dimensions de l'arbre et de la bague (diamètre nominal de l'assemblage, diamètre intérieur de l'axe et diamètre extérieur de la bague).
- Longueur du joint.
- Propriétés des matériaux utilisés (coefficient de friction...).
- Fini des surfaces en contact (surface réelle de contact...).

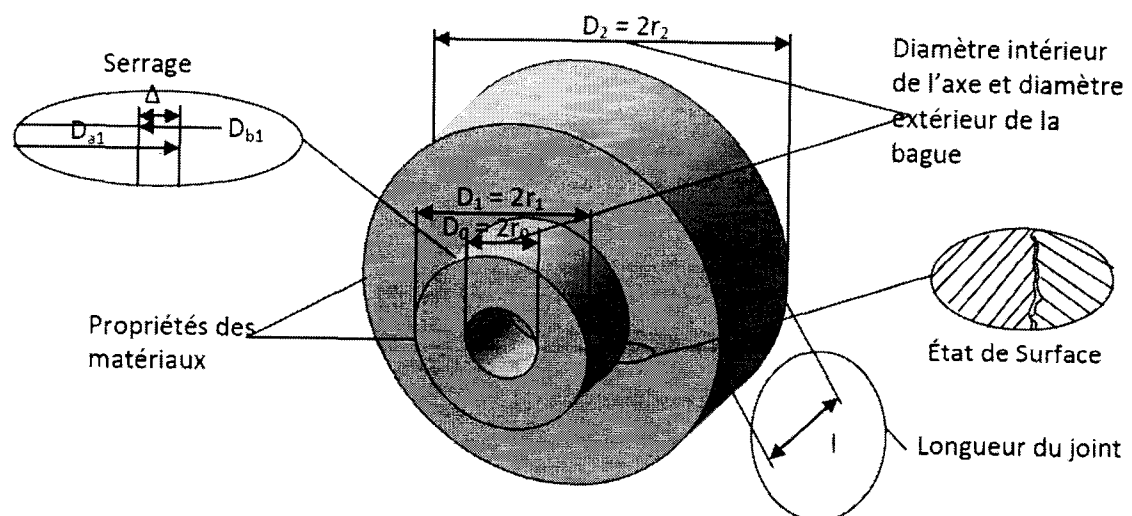


Fig. 1.5. Les principaux paramètres qui déterminent le comportement de l'assemblage.

L'effet des quatre premiers facteurs peut être mathématiquement déterminé, pour le cinquième, le seul moyen est l'expérimentation. L'ensemble détermine les paramètres suivants: les vitesses critiques, les efforts de calage, les couples transmissibles.

Les couple et force maximaux que l'assemblage fretté peut transmettre sont donnés par la force maximale transmissible:

$$F_{\max} = 2\pi r_1 l f p \quad (1)$$

avec l: longueur de l'assemblage et f: coefficient de frottement (fonction de l'état de surface et de la lubrification [16]) et

$$p = -\sigma_r^A(r_1) = -\sigma_r^B(r_1) \quad (2)$$

Les indices A et B sont pour l'axe et pour la bague.

Le couple maximal transmissible s'écrit:

$$C_{\max} = 2\pi r_1^2 l f p \quad (3)$$

1.5 Modélisation des assemblages frettés

1.5.1 Modélisation de l'interface de l'assemblage fretté

Un assemblage fretté met en jeu des forces ou des couples de frottement dépendant du serrage qui lui-même est fonction des défauts de forme et de la tolérance sur les dimensions. Cependant, on utilise généralement la théorie des parois épaisses cylindriques en négligeant les contacts surfaciques pour le calcul du serrage. En réalité, pour tous les assemblages frettés, les deux résistances de structures (la résistance des pièces qui forment le système mécanique: assemblage fretté) et de liaisons (la résistance de contacts ou surfacique du système mécanique), toutes les deux, influencent les caractéristiques d'un frettage [14].

1.5.2 Modélisation dynamique de l'assemblage fretté

La surface en contact entre un arbre et une bague assemblés à la presse forme une couche dont la rigidité est déterminée par la rugosité originale, les propriétés physico-chimiques des matériaux et de la méthode d'assemblage. La couche d'interface exerce une influence considérable sur les vibrations et les charges dynamiques dans le système des composants assemblés, la résonance des amplitudes et des fréquences dépend de ces propriétés élastiques et dissipatives [18]. L'inconvénient de ce modèle (Figure 1.6) est qu'il considère un amortissement nul de l'interface, ce qui n'est pas le cas.

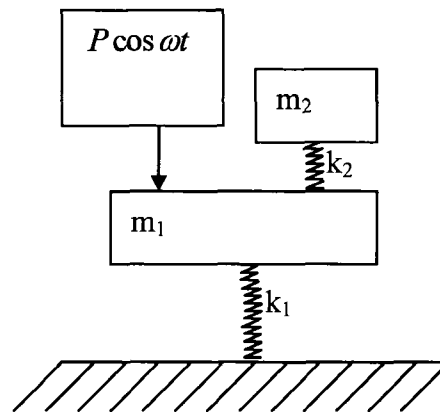


Fig. 1.6. Modèle dynamique de l'assemblage fretté sans amortissement [18].

1.6 Vibrations et amortissement

1.6.1 Vibrations

Les vibrations libres sont produites généralement par une excitation instantanée et correspondent à une perturbation momentanée du système. La vibration libre d'un système peut également être provoquée par un déplacement statique de sa position d'équilibre suivie d'un relâchement de ce dernier. Le système oscille ainsi à sa fréquence naturelle. D'autre part, le fait que le système a une constante d'amortissement atténue la vibration libre avec le temps.

Les vibrations forcées sont engendrées par un effet périodique pulsatif. Pour les machines outils, elles sont produites pendant un usinage périodique et discontinu tel que le fraisage où le passage des dents de l'outil périodique peut causer des vibrations forcées. Le système est excité ainsi périodiquement et sans interruption. Il existe également d'autres sources de vibrations forcées pendant l'usinage comme l'hétérogénéité de la matière usinée, les irrégularités de la surface usinée, etc [19].

Les vibrations régénératives ou autoentretenuës à l'origine de vibrations de broutement pendant l'usinage sont importantes. Le mouvement vibratoire du mécanisme est excité par certaines perturbations. En conséquence, ce mouvement vibratoire maintient les perturbations initiales et les vibrations s'amplifient exponentiellement. En fraisage, ce type de vibrations indique que le système vibre à une fréquence différente de celle imposée par la fréquence de passage des dents. La vibration de broutement résulte d'une auto-excitation du mécanisme venant de la régénération de l'épaisseur du copeau due à l'usinage ou du couplage des modes. Le couplage des modes est un couplage de deux modes orthogonaux qui produit des vibrations dans les deux directions du plan de la coupe. Les vibrations de broutement sont indésirables pendant l'usinage parce qu'elles peuvent produire une rupture prématurée de l'outil, de mauvais finis de la surface et, à la longue, peuvent endommager le mandrin de la MOCN. Si le processus vibratoire présente des vibrations auto-excitées, ces vibrations peuvent être atténuées par un amortissement adéquat du système. Dépendamment des paramètres de vibration (amplitudes, fréquences et particulièrement directivité), les vibrations peuvent augmenter ou réduire le frottement [19].

1.6.2 Amortissement

L'amortissement est la capacité des systèmes mécaniques à réduire l'intensité du processus vibratoire. La capacité d'amortissement peut être due aux interactions avec le milieu extérieur ou due aux performances relatives aux interactions internes. L'effet d'amortissement pour le processus vibratoire est achevé par la transformation

(dissipation) de l'énergie mécanique du mouvement vibratoire en une autre forme d'énergie, généralement la chaleur, qui peut être évacuée du système. Si le processus vibratoire présente des vibrations auto-excitées (ex: broutage), les vibrations peuvent être prévenues par une capacité d'amortissement adéquate du système.

Les effets de l'amortissement sur les performances des systèmes mécaniques sont dues à la réduction de l'intensité des résonances indésirables ; accélération de la décadence (diminution) des vibrations transitoires excitées par des changements abrupts dans les paramètres de mouvement des composants mécaniques (conditions de début et de fin dans les tables qui se déplacent dans les machines-outils et les liaisons des robots, engagement et déengagement entre l'outil coupant et la pièce usinée...) [20].

L'amortissement influence directement ou indirectement les paramètres suivants des systèmes mécaniques [20] :

- résistance à la fatigue: augmenter l'amortissement conduit à la réduction de l'amplitude des déformations et des contraintes si le régime de chargement est proche de la résonance. Il est souvent plus important pour les composants à fréquences élevées des processus de déformations/contraintes, qui sont fréquemment intensifiés par les résonances des inévitables composants de la force d'excitation à haute fréquence ou les réponses non-linéaires du système avec des fréquences naturelles élevées du système.
- résistance à l'usure: les vitesses vibratoires élevées, spécialement associées avec les micro-vibrations parasites à fréquences élevées, peuvent significativement accélérer le processus d'usure.
- efficacité (perte de friction): dépendamment des paramètres de vibration (amplitudes, fréquences et spécialement directivité), les vibrations peuvent augmenter ou réduire la friction. Dans le cas des gabarits, l'amortissement peut améliorer l'efficacité
- précision et fini de surface des pièces usinées

- stabilité dynamique/vibration des systèmes mécaniques peut être radicalement potentialisée par l'introduction de l'amortissement dans le système.
- usinabilité, spécialement pour les pièces à faible rigidité, peut être limitée par l'instabilité dynamique, les vibrations de broutage et de résonance durant le processus. L'augmentation de l'amortissement de la pièce ou du serrage utilisé dans son travail peut significativement améliorer l'usinabilité.

L'importance du critère d'amortissement augmente avec l'augmentation de la rigidité et ce due :

- aux besoins de précision en augmentation
- à l'augmentation de l'usage des matériaux à hautes résistances et par conséquent plus grande probabilité d'excitation des vibrations.
- à l'importance en croissance des caractéristiques dynamiques.
- à l'augmentation de la prise de conscience de la pollution vibratoire et du bruit

L'amortissement des vibrations se fait selon plusieurs mécanismes, soient les amortissements internes (ou du matériau), structurel et fluide.

L'amortissement interne se fait selon deux mécanismes, l'amortissement viscoélastique pour les matériaux viscoélastiques linéaires et qui dépend de la fréquence de variation de la charge. Pour certains matériaux, il a été observé que la force d'amortissement ne dépend pas significativement de la fréquence d'oscillation de la charge, ce type d'amortissement interne s'appelle amortissement hystérique.

L'amortissement structurel est le résultat de la dissipation mécanique d'énergie engendrée par la friction qui résulte du mouvement entre les composants. L'amortissement structurel est difficile à modéliser et la méthode commune de sa détermination est l'expérimentation. Généralement, l'amortissement interne est négligeable devant l'amortissement structurel.

L'amortissement fluide; dans un milieu fluide, une partie de la force de déplacement est utilisée pour vaincre les forces de volume résistantes, cette résistance engendre une dissipation mécanique d'énergie dans le fluide.

Devant de telles structures ayant des joints, la courbe de charge-déformation a une boucle d'hystérésis caractéristique dans le chargement statique ou dynamique et l'évaluation de l'énergie dissipée peut être donnée sous forme de surface entourée par une boucle d'hystérésis [21].

La relation entre la force externe et le déplacement de cisaillement pour les structures avec interface est montrée sur la figure 1.7. Sur cette figure, le déplacement correspondant à la force excitante est pris comme abscisse. Il y a une première phase linéaire OP, où le comportement est parfaitement élastique. Après cette étape, il y a une phase transitoire non linéaire PB, où le micro-glissement se produit à travers la surface de contact. Dans la phase PB, la rigidité de la structure décroît, quand le glissement progresse. Quand une réduction de la force excitante se produit, la courbe procède à partir de B dans une direction parallèle à la phase élastique OP. Pendant le déchargement, le micro-glissement est initié une nouvelle fois. Le sens de glissement est opposé à celui dans la phase de chargement. Quand la force excitante s'inverse, la courbe devient linéaire et parallèle à OP. La boucle d'hystérésis est fermée à B'. Dans la phase de rechargement la courbe procède à partir de B' à B, passant par C'. La boucle d'hystérésis est symétrique par rapport à l'origine 0. La surface clôturée par cette boucle d'hystérésis est le travail effectué par la force excitante et l'énergie dissipée par le joint structural [21].

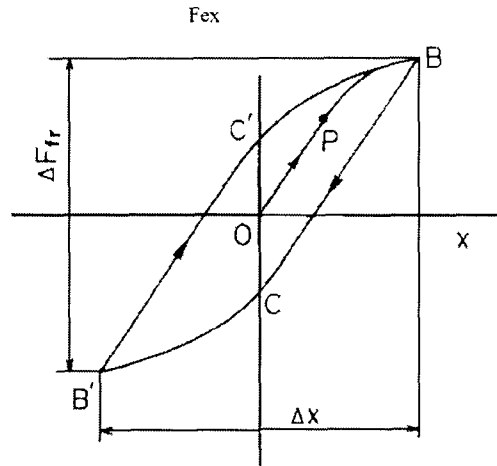


Fig. 1.7. Boucle d'hystérésis du micro-glissement à l'interface [21].

Merrit [22] a montré que la valeur minimum de la limite de stabilité ou du niveau asymptotique de la stabilité est directement proportionnelle à la constante d'amortissement structurale pour des opérations de rotation (voir Figure 1.8).

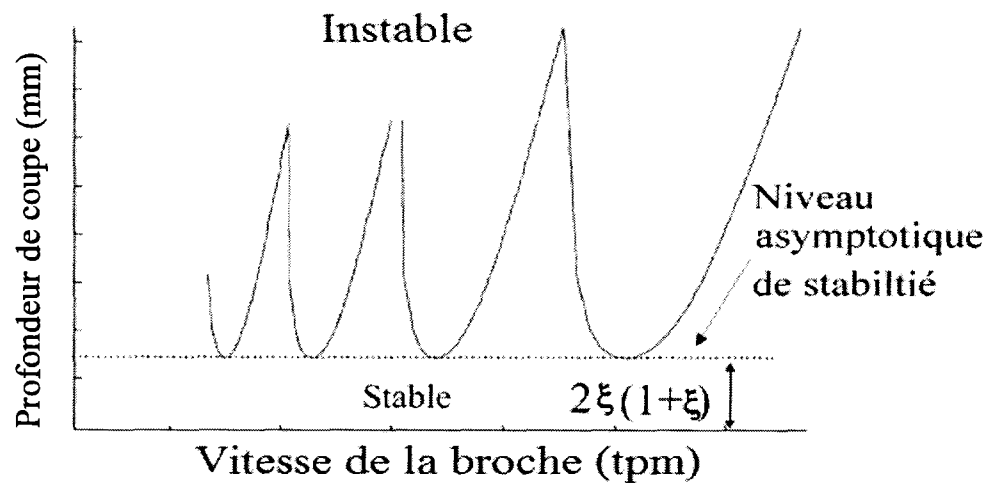


Fig. 1.8. Un diagramme typique de lobe de stabilité [22].

Une conséquence directe de l'augmentation de l'amortissement est une augmentation de la productivité de l'opération d'usinage, puisque des largeurs axiales plus élevées de coupe impliquent des taux augmentés d'enlèvement de matière.

Un moyen plus rationnel d'augmenter la stabilité de la machine est de commencer à la source d'instabilité : augmentation de l'amortissement très bas du système. Cependant, il est extrêmement difficile de prévoir ou commander l'amortissement de la structure de la machine parce qu'il dépend fortement des conditions microscopiques de contact des interfaces mécaniques dans le système. Ici, nous envisageons de concevoir intentionnellement une surface structurée qui crée les états de contact qui favorisent l'amortissement et augmentent la répétabilité dynamique des interfaces mécaniques, sans compromettre la répétabilité ou l'exactitude cinématique, ayant pour résultat la stabilité, la productivité et l'utilisation de machine accrues.

1.7 Les paramètres de l'état de surface

Les imperfections de surface sont classées en trois principaux ordres suivants (figure 1.9):

- les défauts de forme et de position telle que la coaxialité, la cylindricité, la rectitude, etc....
- les ondulations, dues aux oscillations de basses fréquences provenant des imperfections des machines.
- les rugosités, dues à des vibrations de hautes fréquences correspondant au passage des outils coupants et à l'enlèvement de matière.

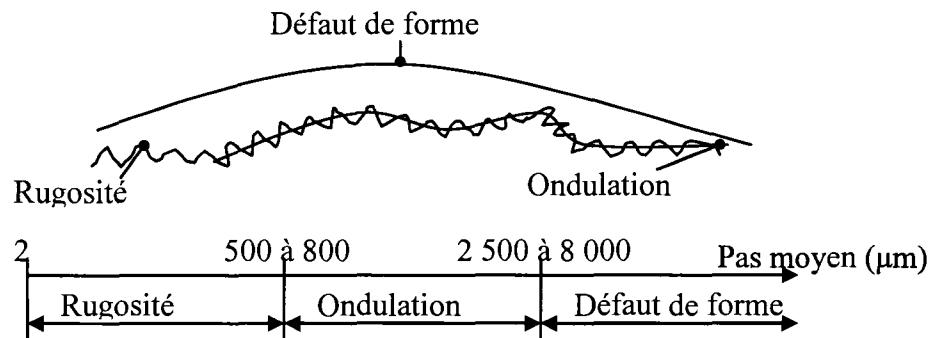


Fig. 1.9. Les trois niveaux de défauts de surface.

Dans ce qui suit nous présentons quelques paramètres de rugosité influents :

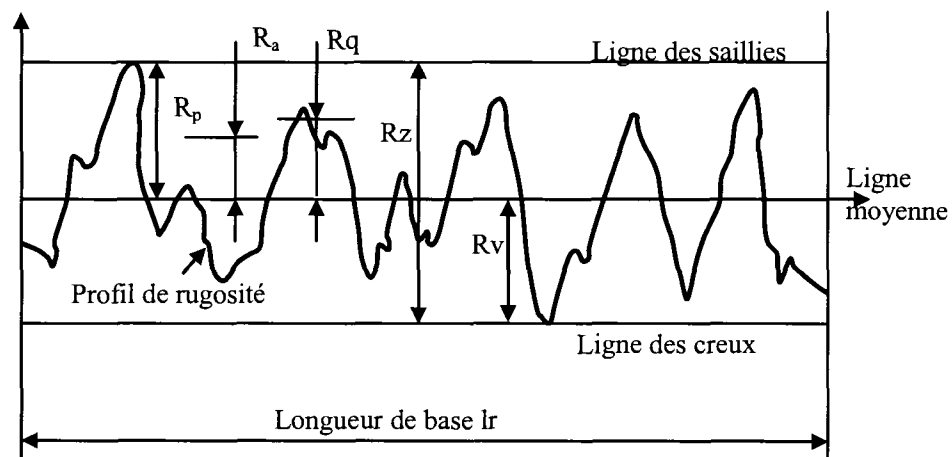


Fig. 1.10. Définition de certains paramètres de rugosité reliés à la ligne moyenne [23].

La figure 1.10 montre quelques paramètres de rugosité reliés à la ligne moyenne. La rugosité moyenne arithmétique R_a est la moyenne des valeurs absolues des ordonnées de profil de rugosité. La rugosité moyenne quadratique R_q est la moyenne des moyennes de racine carrée des ordonnées de profil de rugosité. La hauteur des crêtes du profil R_p est la hauteur le plus élevée du profil de rugosité d'une longueur de base. La profondeur maximale de vallée du profil R_v est la valeur du plus profond creux de rugosité d'une longueur de base. La somme de R_p et R_v est le R_z qui est la hauteur maximale du profil [23].

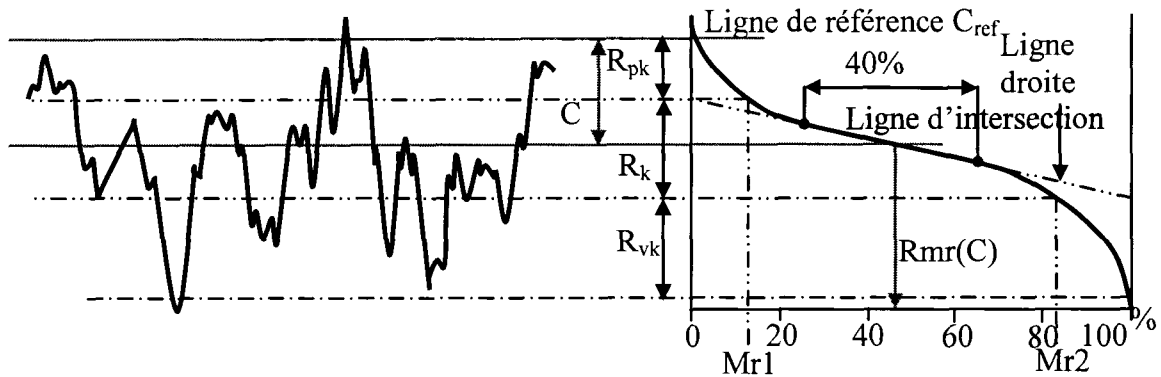


Fig. 1.11. Définition des paramètres de rugosité liés à la courbe de portance [23].

R_k (figure 1.11) représente la profondeur de la partie centrale du profil de rugosité. R_k est relié à la profondeur de la partie travaillante de la surface, c'est la partie plate de la courbe de portance. Après que les crêtes représentées par R_{pk} soient aplaties, la partie de la surface représentée par R_k supporte la charge. R_{pk} est une évaluation des petites crêtes au-dessus du plateau principal de la surface. Ces crêtes sont typiquement aplaties au cours de l'assemblage. Généralement, on désire avoir un R_{pk} assez petit. R_{vk} est une évaluation de la profondeur des vallées qui maintiendront le lubrifiant lors du fonctionnement. Mr_1 est la fraction de la surface qui se compose de petites crêtes au-dessus du plateau principal. Mr_2 est la fraction de la surface qui supportera la charge pendant la vie pratique de la pièce. $100\% - Mr_2$ est la fraction de la surface qui se compose des vallées plus profondes qui maintiendront le lubrifiant [23].

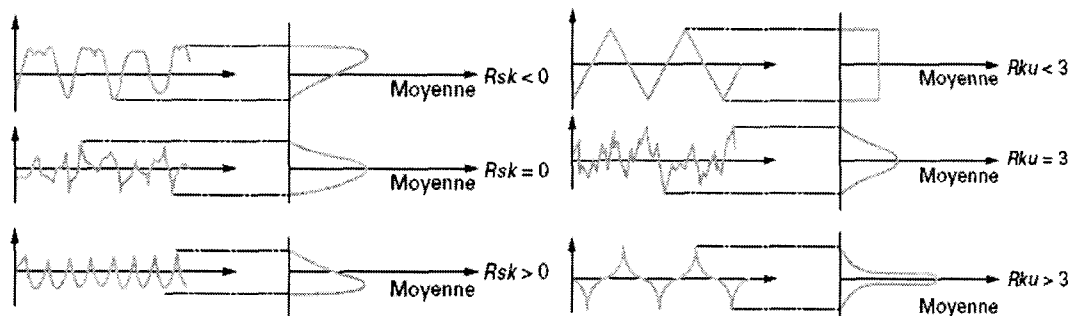


Fig. 1.12. Définitions des paramètres d'aplatissement et d'asymétrie du profil [23].

La figure 1.12 montre deux paramètres importants de rugosité reliés à la courbe de densité d'amplitude. Le facteur d'asymétrie R_{sk} est une mesure de l'obliquité de la courbe de densité d'amplitude. Une valeur négative de R_{sk} indique une surface avec de bonnes propriétés de portance. Le facteur R_{ku} est une mesure d'aplatissement de la courbe de densité d'amplitude. Pour un profil avec une courbe gaussienne de densité d'amplitude le facteur d'aplatissement R_{ku} est de 3. Les facteurs d'asymétrie et d'aplatissement sont fortement influencés par les crêtes et les vallées isolées, un fait qui en réduit leur importance pratique [23].

1.8 Effet du fini de surface sur les assemblages frettés

El Hadidy [13] a mené une étude sur l'influence de l'état de surface, entre autre, sur la résistance des assemblages frettés. Il a conclu que la rugosité de surface et les paramètres géométriques des assemblages frettés ont un effet significatif sur la capacité de transmission de l'effort axial et le moment de torsion. Il affirme aussi que l'effort axial et le moment de torsion diminuent quand la rugosité de surface équivalente augmente, il explique ceci par le fait que la surface de contact réelle est plus grande que celle des surfaces lisses et par conséquent la friction plus haute. Cependant, il n'a considéré qu'une plage réduite de rugosité R_a de 1 à 3 μm . Aussi tous les échantillons avaient le même diamètre et il n'a pas étudié le comportement dynamique.

Ramamoorthy et al. [24] sont d'accord avec El Hadidy pour les petites rugosités seulement. Avec une petite rugosité la résistance à la charge est grande car la surface réelle de contact est plus grande. En observant l'évolution de la charge transmissible en fonction de la rugosité sur la figure 1.13, nous observons qu'au début il y a une diminution de capacité maximale de charge, mais ensuite il y a une augmentation graduelle avec l'augmentation de rugosité. Cette augmentation avec les rugosités élevées peut être due à l'interpénétration des irrégularités de surface. Aussi, due au contact intime des surfaces, le phénomène de diffusion est relativement élevé pour les assemblages frettés. La figure 1.13 montre que pour les rugosités 0,35 μm et 2,6 μm on a

la même résistance d'assemblage [15]. Ceci n'existe pas dans les assemblages à la presse. En assemblage à la presse, une perte de serrage se produit pendant l'assemblage à cause de la déformation des irrégularités de la surface, ce phénomène n'a pas lieu en assemblage thermique. L'abrasion entre les surfaces en contact qui est inévitable durant les assemblages à la presse est absente dans le cas de la méthode thermique.

Ramamoorthy et al. [25] ont eu l'idée d'étudier les changements de profil de surface subit par les éléments en contact. La difficulté réside dans le fait qu'il est impossible d'avoir accès au profil après assemblage sauf si on le détériore. La solution était de couper les pièces par électroérosion après quelques heures de repos de l'assemblage. La mesure doit être faite exactement sur la même région avant et après assemblage.

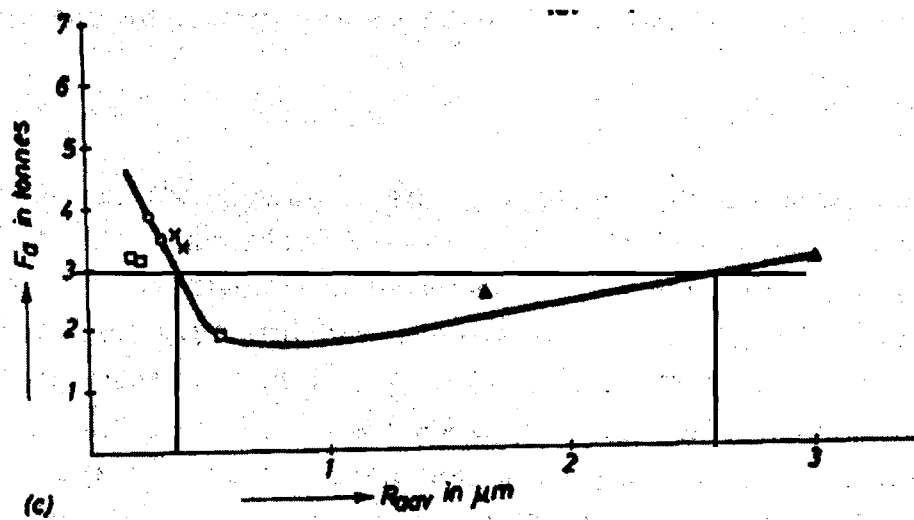


Fig. 1.13. Relation entre la résistance de l'assemblage au glissement et la rugosité pour l'assemblage fretté [15].

Pour augmenter la résistance au glissement de l'assemblage, Ramamoorthy et al. proposent plusieurs méthodes [26]. La première est d'appliquer un revêtement aux surfaces en contact. La deuxième est de traiter thermiquement pendant une longue période l'assemblage à haute température, l'amélioration de rigidité peut atteindre alors 3 fois. Une autre méthode est de grenailer la surface après durcissement par induction

ce qui améliore le fini de surface et donne une surface plus rigide en améliorant la dureté et en introduisant des contraintes résiduelles de compression. Des combinaisons de ces méthodes peuvent être utilisées. Cette équipe a mentionné l'existence du phénomène de diffusion relativement élevée pour les assemblages frettés dû au contact intime des surfaces, mais ne l'a pas étudié en profondeur. Aussi le rôle des contraintes résiduelles dues à l'assemblage sur la capacité de charge n'a pas été clarifié. D'autre part, les mesures expérimentales n'étaient pas assez précises. Une cause possible est que les paramètres de rugosité considérés, R_a et R_p , sont définis dans un plan à deux dimensions perpendiculaires à la surface et non dans les trois dimensions, donc la surface à trois dimensions qui est réellement responsable de l'ajustement n'est pas complètement représentée. D'autres facteurs tels que l'oxydation de la surface, les caractéristiques de la couche d'interface, etc., sont aussi à prendre en considération.

Yang et al. [27] ont démontré aussi que la rugosité contribue à la résistance de l'assemblage, et qu'il est envisageable d'utiliser des techniques d'usinage économique comme le tournage ou le perçage pour produire la surface de l'assemblage au lieu du polissage ou de la rectification qui sont plus chères. Il est aussi possible d'optimiser la spécification de l'ajustement selon la capacité de la machine-outil en tenant compte des défauts de forme. Ils ont étudié l'effet de la rugosité et des défauts de forme sur les assemblages frettés et discuté des spécifications et des paramètres de surface utilisés par la norme pour conclure qu'il n'est pas obligatoire de spécifier des états de surface extrêmement soignés dans le cas des assemblages frettés et qu'on peut tolérer des états de surface rugueux tout en assurant l'efficacité du frettage et en augmentant la compétitivité des produits. Aussi, les paramètres moyens paraissent ne pas être les paramètres les plus satisfaisants pour évaluer la résistance du frettage. Le paramètre de serrage en crête est proposé. Les essais et les simulations confirment que le serrage en crête est un paramètre plus important pour évaluer la résistance d'un emmanchement que le serrage moyen. Toutefois il faut noter que ces résultats ne sont valables que pour l'assemblage à la presse.

Yang et al. [27] a fait de son côté une étude sur les assemblages à la presse et a conclu que les aspérités favorisent la résistance d'un assemblage fretté: plus la surface est rugueuse, plus la force d'extraction est importante. D'autre part, les aspérités ne provoquent pas de très grands écarts de forme géométrique pour un montage fretté, ce qui n'empêche pas une spécification de battement radial précis.

1.9 Étude de l'interface porte-outil\outil

Les recherches qui ont été publiées sur ce sujet se comptent sur les doigts des deux mains. Ceci n'est pas à cause du manque d'intérêt pour le domaine, mais parce qu'il est encore récent, il vient d'émerger avec l'apparition de la nouvelle interface porte-outil\broche communément appelé HSK [28]. Depuis 1993, date de la publication de la première norme DIN sur ce type de porte-outils, qui a la particularité d'assurer le contact avec la broche sur deux surfaces, un grand intérêt a été accordé pour la méthode de maintien de l'outil.

Rotberg et al. [29] ont étudié le perçage à haute performance, ils le définissent comme une situation dans laquelle certains facteurs du système d'usinage, qui sont conventionnellement négligés, doivent être pris en compte et évalués quantitativement. Cette situation est créée par la combinaison, d'un côté, des paramètres d'entrée du processus, et des besoins des paramètres de sortie du processus et leurs résultats de l'autre côté. Les paramètres d'entrée sont: les caractéristiques structurelles de l'outil, la performance de l'unité de serrage, la géométrie de la pièce, les propriétés du matériau et les conditions de coupe (vitesse d'avance et vitesse de coupe). Les paramètres de sortie sont: la déflexion et les vibrations de l'outil en rotation libre (pour les outils tournants), les efforts de coupe et les déflexions de l'outil pendant l'usinage et finalement les paramètres de la forme usinée (forme et position).

Pour caractériser l'unité de serrage, l'auteur a essayé quelques unités de serrage industrielles typiques:

- pince de serrage normalisée.
- mandrin standard "Weldon" avec un écrou de serrage.
- mandrin modifié "Weldon" avec deux écrous de serrage.
- mandrin hydraulique
- mandrin à frettage thermique (ayant 0,1mm de serrage, assemblé à 600°C), testé comme le système le plus proche du serrage idéal.

L'interface entre le porte-outil et la broche est le même pour tous les systèmes testés et est conçu pour être le plus rigide possible. Les réponses de l'unité de serrage sont décrites en termes de "Essai normalisé de fonction de transfert" mesuré par un essai d'impulsion sur l'unité de serrage quand elle maintient une barre de carbure normalisée ayant les mêmes dimensions que l'outil testé (diamètre, porte-à-faux, section).

Les essais de Rotberg et al. [29] sur l'assemblage par frettage d'un moyeu en acier et une queue en carbure avec un degré de serrage élevé de 0,1 mm pour un diamètre de 12,7 mm n'a montré aucune différence de rigidité comparé à une barre solide de même dimension, mais il amortit 50% moins les vibrations que des systèmes de serrage comme les pinces, Weldon ou les mandrins hydraulique [29]. L'interférence très grande utilisée dans cette étude n'est pas justifiée, le serrage recommandé par la norme française NF E 22-620 indique un serrage de 48 μm à 80 μm pour un diamètre nominal de 50 mm. Un serrage excessif peut engendrer des déformations plastiques de l'interface et par conséquent des problèmes de contraintes résiduelles et de répétabilité du montage.

Thornley et Elewa [30], ont étudié l'effet des dimensions, de la rugosité de surface et du serrage sur la rigidité statique et dynamique des assemblages frettés. Ils ont conclu que, d'une part les cycles d'hystérésis observés pour les assemblages frettés sont répétables à tous les niveaux de chargement, cependant leur largeur dépend du serrage, d'autre part, la rigidité tangentielle des assemblages frettés diminue avec l'augmentation du serrage et la rugosité de la surface. Elle représente approximativement 75-93% de la rigidité du solide équivalent pour les grands serrages. Enfin, ils affirment que sous des charges

dynamiques, la proportion des fluctuations dans le déplacement tangentiel est considérablement plus prononcée que les fluctuations sous des charges statiques [30]. Cependant les auteurs n'ont étudié pour le comportement dynamique que l'effet d'une force tangentielle dans le direction de l'axe, les forces tangentielles circonférentielles seraient aussi intéressantes dans le cas de fraisage.

1.10 Effet de l'état de surface sur l'amortissement

La plupart des travaux sur l'amortissement des joints ont ignoré l'effet de l'état de surface et ils ont supposé que les surfaces des joints sont lisses. La topographie de surface joue un rôle important dans l'amortissement des joints et, dans le but d'avoir une valeur réaliste de l'amortissement de l'interface, il est important d'inclure la rugosité de surface aussi. Le comportement d'une surface rugueuse sous un chargement peut être étudié par l'analyse de la déformation des aspérités. Pour évaluer la déformation des aspérités sous différents chargements, la position relative et la forme des aspérités, doivent être connues. Telles variations de dispositions et de formes d'aspérités sont des facteurs importants dans l'étude des surfaces rugueuses.

Hashimoto [31] trouve que la capacité d'amortissement est due principalement au macro-glissement dans le cas de serrage faible, et au micro-glissement dans le cas de fort serrage. Padmanabhan et Murty [32,33] affirment que les surfaces de contact entre les composants dans les machines offrent une excellente source de dissipation d'énergie.

L'effet de l'état de surface sur l'amortissement montre que la perte d'énergie augmente quand l'état de surface augmente jusqu'à une certaine valeur de rugosité. Ainsi en général, la perte d'énergie par cycle est influencée par la force tangentielle, la force normale, les matériaux du joint et les conditions de surface.

Une revue des effets de l'amortissement dans les joints indique que dans les joints non lubrifiés la dissipation d'énergie peut être due à trois types d'interactions: macro- et micro-glissement et la déformation plastique des aspérités. Dans le cas des joints des

machine-outils, la déformation plastique cyclique des aspérités apparaît comme la plus significative, quand l'amplitude de la pression de surface mise en jeu est considérable.

1.11 Conclusion de l'étude bibliographique et identification des besoins

Le frettage est nouvellement introduit dans le domaine de l'UGV, la plupart des industriels préfèrent les porte-outils frettés pour l'ensemble des avantages qu'il présente. Un point faible de cette technique est le faible amortissement de la connexion frettée. Dans le but d'optimiser la liaison entre l'outil et le porte outil, une investigation de l'effet de deux paramètres importants de l'assemblage que sont l'état de surface et le serrage est réalisée dans ce travail. Pour compléter cette tâche, il est nécessaire aussi de mieux comprendre le comportement du coefficient de friction dans le cas des assemblages frettés.

CHAPITRE 2: SYNTHÈSE

Ce chapitre présente la méthodologie suivie dans cette thèse, qui vise à optimiser pour l'UGV l'assemblage fretté en augmentant son amortissement tout en conservant au maximum le couple transmis. À cette fin, l'effet de la rugosité et du serrage sur l'assemblage fretté est caractérisé selon une démarche en trois étapes : (1) investigation du comportement du coefficient de friction statique de l'assemblage sous l'effet des variations de l'état de surface et de la pression de contact; (2) Étude de l'effet de l'état de surface et du serrage sur le couple transmis de l'assemblage fretté. Aussi une nouvelle approche est développée pour prédire le serrage des assemblages dont les surfaces en contact sont rugueuses; et enfin, (3) les variations du taux d'amortissement en fonction du serrage et de la rugosité sont étudiées.

Cette thèse est présentée sous la forme de trois articles :

Article 1: « Effect of surface texture and contact pressure on the static friction coefficient of shrink fit assembly »

Article 2: « Effect of roughness and interference on torque capacity of shrink fitted assembly »

Article 3: « Effect of roughness and interference on damping of shrink fitted assemblies ».

L'objectif principal de notre étude est d'optimiser l'assemblage fretté en maximisant son amortissement tout en conservant le couple transmis le plus élevé dans les limites indiquées par l'application. L'optimisation du taux d'amortissement et de la résistance des assemblages frettés passe impérativement par la compréhension de l'effet de tous les paramètres de l'application. L'état de surface et le serrage sont deux paramètres clé dont la connaissance de l'effet sur l'amortissement et la résistance permet de converger vers le résultat voulu. La résistance en torsion de l'assemblage fretté ou encore le couple

maximum supporté est fonction, entre autre du paramètre du coefficient de friction statique. La connaissance de ce coefficient est primordiale pour tout calcul précis de la résistance de l'assemblage. Nous nous sommes fixés dès lors comme premier objectif de déterminer l'effet de l'état de surface et de l'interférence sur le coefficient de friction statique des assemblages frettés. Ceci a fait l'objet du premier article présenté dans cette thèse. Une fois la question du coefficient de friction résolu, il est facile d'investiguer le comportement du couple supporté par l'assemblage fretté dépendamment des paramètres de rugosité de surface et de la pression de contact mis en jeu. Cela nous a mené à mieux définir les paramètres de calcul des assemblages frettés et à améliorer la méthode de calcul du serrage. Ces deux derniers objectifs ont fait l'objet du deuxième article. Pour accomplir notre objectif principal, nous avons étudié l'effet du changement de l'état de surface et du serrage sur l'amortissement. Ce travail fait l'objet de notre troisième et dernier article pour cette thèse.

Le frettage peut être considéré comme partie intégrante des systèmes de transmission de puissance. Il est habituellement employé pour transmettre un couple, une charge axiale ou pour résister au mouvement relatif entre deux composants. La technique de frettage consiste généralement à assembler un axe et une bague ou à ajouter une pièce d'interface ayant de bonnes propriétés tribologiques à une structure. Le frettage est caractérisé par l'absence d'un élément d'assemblage tel que des boulons, des cannelures ou de la soudure entre les deux pièces. Le frettage est facile à réaliser à bas prix, sans concentration de contrainte, ni déséquilibre ou excentricité globale. Ses nombreux avantages (simplicité, fiabilité, durée de vie, sûreté, coût bas) font qu'il est employé couramment dans l'industrie des chemins de fer, les raccordements entre les éléments des vilebrequins, les boîtes à vitesses, les disques de turbine, les rotors, les roulements à rouleaux. Plus récemment, le frettage est également utilisé pour le maintien d'outil dans les applications d'usinage à grande vitesse.

Le frettage peut être effectué selon différents processus mais le plus commun est la méthode de dilatation thermique. À la température normale, l'alésage de la bague est

légèrement plus petit que l'axe. La méthode consiste à chauffer la bague à l'aide d'un réchauffeur spécialisé, qui augmente l'alésage de la bague, permettant à l'axe d'être inséré. Pendant que la bague se refroidit, l'alésage se rétrécit autour de l'axe pour créer un serrage concentrique et rigide. Le frettage à la presse est une alternative au frettage thermique, qui peut causer le déchirement du matériel sur la surface, si les contraintes dépassent la limite élastique. D'autres processus tels que l'insertion sous vibrations axiales ou avec lubrification par un liquide volatil permettent l'insertion à froid de l'axe dans la bague avec une haute précision. Les principaux facteurs qui affectent l'assemblage fretté sont les dimensions des composants, les matériaux de l'axe et de la bague, l'état de surface, la pression de contact, le coefficient de friction, la température et la présence d'un troisième corps entre les surfaces de contact.

2.1 Article 1

Les coefficients de friction statique rapportés en littérature diffèrent considérablement; jusqu'à six fois d'une référence à l'autre pour les mêmes matériaux. La dépendance au système du comportement du coefficient de friction statique devrait être tenue compte pour éviter la mauvaise application des données. L'objectif principal de ce premier article est de déterminer l'effet de la rugosité et de la pression de contact sur le coefficient de friction statique d'un assemblage fretté. Les matériaux utilisés dans cette étude sont deux aciers à outils, AISI H13 (ISO X40 CrMoV5-1) et AISI O1 (ISO 95MnWCr5). Un dispositif expérimental spécial a été conçu et fabriqué pour répondre à nos exigences d'application. Une conception factorielle complète 3^3 a été adoptée pour l'expérimentation. Les résultats prouvent que la rugosité des surfaces et la pression de contact ont des effets principaux sur le coefficient de friction statique et la relation entre eux inclut un minimum pour les aspérités moyennes. En effet, les surfaces lisses présentent une portance plus grande ce qui entraîne un frottement statique plus important. La pression de contact diminue quand la taille des aspérités augmente jusqu'à ce qu'un certain minimum soit atteint, à ce point-là un deuxième phénomène commence à dominer causé par le chevauchement ou inter-location d'aspérités. Ce phénomène peut

mener à un coefficient de frottement statique plus élevé pendant que la pression de contact continue à diminuer ce qui est très commode pour quelques applications spécifiques d'assemblage fretté.

La friction statique est facile à définir mais excessivement difficile à prévoir a priori. Le problème de l'établissement exact des conditions de contact et des propriétés de la matière ont un effet principal sur la force de friction. Cela mène au développement d'essais et à des modèles analytiques de friction. Les modèles de friction utilisent des arguments géométriques (rugosité et inter-location d'aspérités), des arguments basés sur les propriétés mécaniques (propriétés de cisaillement des solides et des substances entre les surfaces), des considérations des forces électrostatiques entre les atomes extérieurs et les arguments chimiques de compatibilité. Si toutes ces approches sont considérées simultanément le nombre de variables possibles, à intégrer dans un modèle prédictif de frottement, devient assez grand. Si les essais de friction sont orientés pour l'application, alors le système tribologique d'intérêt doit être analysé et ses variables reliées à la friction doivent être identifiées pour déduire un modèle plus approprié. Un tel modèle fournira de meilleures prédictions pour la réduction de coût et de poids, aussi bien que des prévisions plus précises de défaillance

En tous cas, les défauts de surface des corps solides sont toujours présents. Ces défauts sont classifiés dans trois principaux ordres ; le premier ordre inclut des défauts de position et de forme, tels que la coaxialité, la cylindricité et la rectitude, le deuxième ordre inclut le caractère onduleux dû aux oscillations de basse fréquence produites par des imperfections de la machine-outil utilisée pour la fabrication, et le troisième ordre inclut la rugosité due aux vibrations à haute fréquence correspondant aux déplacements des outils de coupe et de la matière. Les propriétés de surface sont nombreuses et compliquées ; la caractérisation de ces propriétés en utilisant des paramètres simples ne fournit pas une description complète. En fait, il faut admettre qu'il n'est pas possible de caractériser la géométrie d'une surface en utilisant seulement un paramètre.

2.2 Article 2

Le couple maximum transmis par l'assemblage fretté, entre autres facteurs, dépend sensiblement de la rugosité et de l'interférence entre les pièces d'assemblage. L'investigation expérimentale a montré le rôle de la rugosité et de l'interférence pour les performances de tels assemblages. Nous proposons une nouvelle méthode pour calculer l'interférence effective en tenant compte de la micro- et macrostructure. Le dispositif expérimental est conçu pour être le plus similaire possible aux outils assemblés par frettage. Le but de cet article est de faire avancer la connaissance au sujet des assemblages frettés et en particulier les portes outils frettés. Il présente une recherche expérimentale sur l'effet de la rugosité et l'interférence sur le couple maximal supporté par ce type d'assemblage.

À partir des études antérieures, on peut maintenir trois points essentiels : le premier est que les aspérités persistent même lorsque l'interférence est très significative. Le deuxième point est que quand l'interférence augmente, les aspérités deviennent partiellement plastiques au niveau des crêtes et la surface réelle de contact se développe. Le troisième point est que quand des surfaces rugueuse et lisse en métal sont pressées ensemble par une charge F , la surface réelle de contact A_r est toujours inférieure au domaine du contact nominal. La vraie pression au-dessus de A_r est par conséquent toujours plus grande que la pression nominale. Pour un cas réel de contact, les deux pièces ont des rugosités et par conséquent toutes les définitions ne considérant pas ce fait sont simplistes et ne peuvent pas être appliquées pour un calcul de précision. La taille et la forme des crêtes, la rugosité dans les deux directions axiales et circulaires, les erreurs géométriques, les caractéristiques des matériaux des surfaces de contact et les distributions des contraintes sont toutes impliquées pour la détermination de la capacité maximale de couple. Le cas de deux surfaces rugueuses en contact n'était pas encore traité; un modèle considérant les effets des aspérités et de l'interférence n'avait pas été réalisé.

Un autre objectif pour cet article est d'établir un modèle capable de prévoir la capacité maximum de couple pour le cas d'un contact entre deux surfaces rugueuses. Ce modèle doit lier le comportement microscopique avec le comportement macroscopique. Les paramètres de la courbe de portance peuvent donner une bonne évaluation de la déformation radiale de l'interface et de l'aire réelle de contact. En effet, la forme de la courbe de portance encapsule une quantité significative d'informations sur le contact. L'information sur la forme est récapitulée dans quelques paramètres. Les paramètres R_k , R_{pk} , R_{vk} , Mr_1 , et Mr_2 sont une approche simple où la courbe de portance est approximée par un ensemble de lignes droites

2.3 Article 3

Dans beaucoup d'applications dans lesquelles les assemblages frettés sont impliqués, comme des moteurs et des machines-outils, les caractéristiques dynamiques jouent un rôle important dans la détermination du comportement global de la machine. La performance dynamique des structures de machine sont significativement influencées par l'interaction des surfaces en contact des éléments de la machine. Les surfaces métalliques en contact dans les assemblages frettés offrent une bonne source de dissipation d'énergie, ayant pour résultat une réponse structurelle dynamique amortie. Dans l'usinage à grande vitesse (UGV), les outils assemblés par frettage ont de meilleures performances que les outils classiques. Cependant leur taux d'amortissement doit être amélioré. Concevoir un assemblage fretté optimum qui donne l'amortissement désiré est possible si tous les paramètres influents de l'assemblage sont compris. Ce troisième article décrit les résultats d'une série d'expériences statistiquement planifiées où l'amortissement des assemblages frettés est mesuré. Les effets de la rugosité des surfaces de contact et de l'interférence sont étudiés. Les résultats devraient être utiles aux concepteurs de machines-outils et en particulier aux concepteurs des porte-outils.

**CHAPITRE 3: ARTICLE 1 : EFFECT OF SURFACE TEXTURE AND
CONTACT PRESSURE ON THE STATIC FRICTION COEFFICIENT OF
SHRINK FIT ASSEMBLY**

Abdelkarim Ben Mhenni, Christian Mascle, Marek Balazinski

École polytechnique de Montréal, Mechanical Engineering Department, C.P. 6079 -
Succ. Centre-Ville, Montréal (Québec), CANADA, H3C 3A7.

3.1 Abstract

Static friction coefficients reported in literature differ greatly; up to six times from one reference to another for the same materials. The system-dependence of static friction behaviour should be taken into account to avoid misapplication of the data. The main objective of this work is to determine the effect of surface roughness and contact pressure on the static friction of a shrink-fitted shaft and hub. The materials employed in this study are both tool steels, AISI H13 (ISO X40 CrMoV5-1) and AISI O1 (ISO 95MnWCr5). A special experimental setup is designed and built to meet our application requirements. A full factorial design 3^3 was adopted for experimentation and the results are analyzed statistically. These results show that roughness of mating surfaces and contact pressure have major effects on static friction and the relationship between them includes a minimum for the average size of asperities. Indeed, for smooth surfaces the bearing area is large and so is the static friction. The contact pressure decreases when the asperity size increases until a certain minimum is reached, at which point a second phenomenon starts to dominate caused by overlapping of the asperities. This phenomenon can lead to higher static friction as contact pressure continues to decrease, which is very beneficial for some specific applications of shrink-fit assembly.

Keywords: static friction, shrink-fit assembly, surface roughness, contact pressure.

3.2 Introduction

Capabilities to achieve higher precision in the design, manufacture and control of machines continue to improve due to research and development of advanced data processing techniques. Machines must meet new, more demanding requirements including very significant loads and very high speeds (linear velocity higher than 10^4m/min) while at the same time meeting more stringent precision targets. It is therefore necessary to be able to calculate and design the parts of these machines and their assemblies to obtain better reliability at a competitive price. The use of shrink-fit assemblies in rotating machine parts which require good precision is widespread in industry because it is an easy and effective method to establish a connection. Shrink-fit usually ensures a solid connection of a shaft with a hub on a cylindrical part and this connection is used to transmit a torque or an axial force. The strength and resistance of these shrink-fit assemblies however, need to be understood more fully. As the designer attempts to dimension a shrink-fit assembly he is confronted with the problem that the relationship between static friction coefficient behaviour and surface roughness remains unknown.

The strength and resistance of a shrink-fit connection is created due to the pressure caused by tightening and friction between the mating parts. Static friction is an application-dependent parameter; the values given by different bibliographic references are not reliable because they don't consider the distinctive features of the application. However, static friction is an important parameter to be precisely determined. It is logical that surface irregularities have a significant effect on friction and therefore on the strength of a shrink-fit connection, but this intuitive knowledge is not sufficient to precisely predict the resistance of the assembly. Improvement of the operational characteristics of shrink-fit connections is one of the most important issues in increasing the reliability and service life of machine components. For this reason, knowledge of the surface roughness and geometrical characteristics of the mating parts combined with a new capability to accurately calculate their effects on connection performance under certain loading conditions is of great importance.

The behaviour of shrink-fit assemblies for specific applications requires study to better control the performance of this assembling method. Determination of the effect of surface roughness and contact pressure on static friction in shrink fit applications is the main objective of the present work. It contributes to design optimization and the development of new applications for shrink-fit assemblies. The remainder of this paper is organized as follows: the next four sections include a theoretical and bibliographic review of shrink-fit assembly, static friction coefficient, surface roughness and contact pressure, Section 5 presents our experimental set-up and procedures and Section 6 is a discussion of results. Concluding remarks are covered in the final section of the paper.

3.3 Shrink fit assembly

A shrink-fit connection can be considered as an integral part of a power transmission system. It is usually used to transmit a torque, an axial load or to resist the relative movement between two components. The shrink-fit technique consists generally in assembling a shaft and a hub or in adding an interface part with good tribological properties to a structure. The shrink-fit assembly is characterized by the absence of a connection element such as bolts, keys, or welding between the two parts. The connection is easy to achieve at low cost, without stress concentration, unbalance or overall eccentricity. Its many advantages (facility, reliability, lifespan, safety, low cost) make it widely used in industry for wheels and bands for railway stock, connections between elements of crankshafts, gears, turbine discs, rotors for electric motors and for locating ball, roller bearings, etc. More recently, shrink-fitting is also used for tool-holder connections in high speed machining applications [1].

Shrink-fit assemblies are simply obtained by interference fit of two cylindrical or trunk-conical parts, one internal (shaft) and the other external (hub). Shrink-fitting can be carried out according to different processes but the most common is the thermal expansion method. At normal temperature, the hub bore is slightly smaller compared to the shaft. The method consists in heating the hub by means of a specialized heater,

which expands the hub bore, allowing the shaft to be inserted. As the hub cools, the bore shrinks around the shaft to create a concentric and rigid clamp. Press-fitting is an alternative to interference fit assembly which can cause tearing of material on the surface if the constraints exceed the limit. Some other processes such as insertion under axial vibration or with lubrication by a volatile liquid allow cold insertion of a shaft into a hub with a relatively high precision. The shrink-fit assembly is classified as semi-permanent which means there is a limit on the number of times they can be dismantled before damage is caused to the surfaces of the components. Disassembly also requires a further process such as heating, cooling or the application of pressure [2]. The main factors that affect the performance of a shrink-fit system are component dimensions, shaft and hub materials, smoothness of the interacting surfaces, contact pressure, friction, temperature and the presence of a third body that may exist between mating surfaces.

If there is no axial force acting on the joint, the torque must be transmitted by frictional force only. The torque capacity of the assembly, using the assumption that the contact pressure p is uniformly distributed at the interface, can be estimated using the following Lamé's relation:

$$T = \mu_s \frac{d_{sh}}{2} pA \quad (1)$$

Where μ_s is the friction coefficient between mating surfaces, A is the contact surface area, d_{sh} is the shaft diameter and p is the contact pressure [3]. In this relation, assumptions are that the two assembled parts are ideal solids: small elastic strain, isotropic materials, uniformly applied forces, perfectly polished surfaces, etc. All standards on interference fits use Lamé's theory of thick walled cylinders with the above assumptions.

Several authors deal with the subject of interference fit from different points of view, each according to its own specific application and research problems. Various scientific approaches were used to analyze parameters related to interference fit design, elasticity,

stress concentration and resistance. A number of these analyses do not define a difference between press-fit and shrink-fit [4, 5, 6]. They are generally interested in the transmissible force rather than the torque [1, 7] and the effect of surface roughness is not often considered. There has been a limited amount of work in determining the static friction for various contact pressures and surface roughness that may exist in shrink-fit assemblies [8].

Shrink-fit is an important process in machine manufacture however the design of these connections is not sufficiently precise due to lack of knowledge regarding the effects of many parameters. Control of the friction coefficient is a determining criterion which directly affects the reliability and operational safety of these assemblies. This is why the work presented here was undertaken.

3.4 Static friction

The static friction coefficient is a dimensionless quantity. It is defined as the ratio of two forces acting perpendicular and tangent to the mating surface between two bodies under impending relative motion. It is a convenient number that represents the ease with which relative motion is started [9]. In the case of unlubricated solid-on-solid friction the static coefficient is expressed as follows:

$$\mu_s = \frac{F_s}{N} \quad (2)$$

where tangential F_s is the force just sufficient to onset a relative motion between two bodies and N is the force normal to the interface between the mating bodies [9]. The understanding of mechanisms involved in friction is still at the stage of chaotic consolidation. Basic mechanisms of friction are the specific physical, chemical, or materials-related microscopic events that cause friction. A number of different models have been proposed to describe these mechanisms and each has its proponents among engineers and scientists. It appears that there are many mechanisms involved in the

generation of friction but the dominant mechanism in each case depends on the particular situation [10]. The microscopic mechanisms that are involved in generating friction are (1) adhesion, (2) mechanical interactions of surface asperities, (3) ploughing of one surface by asperities on the other, (4) deformation and/or fracture of surface layers such as oxides, and (5) interference and local plastic deformation [11]. Thus friction depends on the nature of the two involved surfaces, the contact pressure, the materials, the environment, the application conditions, and certain characteristics of the apparatus such as vibrations and specimen clamping. Since the number of potential factors influencing friction is large (Table 3.1), it is necessary to select the set of variables which are more appropriate for each particular application. The static friction coefficient is not a materials intrinsic property since it depends on all the variables of the tribological system which influence these phenomena. Moreover, the friction coefficient is generally a random function of the majority of the contact parameters [12].

Table 3.1
Factors affecting frictional behavior for unlubricated static joints [11].

Category	Factor
Contact geometry	Conformity of the components (macro-scale mating of shapes) Surface waviness, Surface lay (directionality) with respect to motion Surface roughness (micro-scale features, asperity shapes, size distribution)
Applied forces	Magnitude of the normal force, constancy of applied forces
Stiffness and vibrations	Contact compliance (stick slip), damping of frictional or external vibrations, Feedback between frictional stimulus and structural response.
Third-bodies	Characteristics of particle contained within the interface (e.g., wear particles, external contaminants, grease)
Temperature	Thermal effects on material properties (thermo elastic instabilities) Friction induced and surrounding temperatures

In spite of the complex nature of static friction and its application dependency, many investigators have compiled static friction coefficient tables and published them for general use. However, problems often arise when engineers attempt to use tabulated friction coefficients to design a mechanical device or to analyze failures. Incorrect friction data either lead to early failure of machine components or over-design, adding unnecessary material cost, dynamic weight and volume to assemblies and products. The application dependency of a friction coefficient is sometimes ignored, leading to misapplication of published data [12]. In fact, considering friction as a “coefficient” is a misleading practice because it suggests that the “coefficient” is an intrinsic property of materials [13]. In light of the differences in friction coefficients reported in the literature (up to six times as shown in Table 3.2) and the common lack of experimental details accompanying most compilations, the values of such compilations are dubious at best. Tables of friction coefficients should not be trusted to provide applicable numerical values unless the conditions used to develop the data are closely similar to those of the application for which the data are intended. Therefore, additional friction testing under known conditions is often required to solve specific applied problems.

Table 3.2
Static friction coefficient given by different authors for steel on steel

References	Results
Mark's handbook [14]	0.78
Boca Raton, CRC Handbook of Physical Quantities [15]	0.74
Sullivan, James F. Technical Physics [16]	0.7
Web: Determining the Coefficient of Friction [17]	0.6
R. Weber, K.V. Manning, M.W. White, College Physics [18]	0.15
Metal fits, tolerances and surface texture [19]	0.125

The static friction coefficient is easy to define but is exceedingly difficult to predict a priori from first principles. The problem of establishing exactly which of the contact conditions and material properties have a major effect on the friction force leads to the development of friction tests and analytical friction models. Models for friction have used geometric arguments (surface roughness and asperity interlocking), mechanical properties-based arguments (shear properties of the solids and of the substances between the surfaces), considerations of electrostatic forces between surface atoms and chemical compatibility arguments. If all these approaches are considered simultaneously the number of possible variables to integrate into a predictive friction model becomes quite large. If friction tests are application oriented, then the tribological system of interest must be analyzed and its friction-related variables identified to make a more appropriate model. Such a model will provide opportunities in cost and weight reduction as well as more precise failure predictions [9].

The use of established standards for friction measurement can be helpful only if they are applicable to the problem of current concern. In the absence of widespread, commonly used test methods it is necessary to analyze the applied conditions and associate them carefully with each set of results to determine the extent to which they can be compared to another analysis. Static friction coefficients can be measured with little difficulty under laboratory conditions. Literally hundreds of friction testing devices have been

developed. Some of these are commercially manufactured but most of them have been custom-designed for specific purposes. This situation makes it difficult to compare the results of different studies. There is no simple answer to the problems arising from the proliferation of different testing machines for friction. To develop simulative tests, the factors that affect frictional behaviour must be recognized and placed in proper priority within the tribological system [9]. In friction testing the four most important requirements are [10]:

1. understanding the characteristics of the test method being applied,
2. anticipating differing degrees of repeatability from different material types,
3. selecting the right testing tool for the job,
4. coupling measurements with physical observations of contact surfaces to ascertain the causes for the measured behaviour.

Once the characteristics of the actual application are determined, it is important to re-create the same conditions in the specimens used to measure the coefficient of friction. The same material, temperature and surface roughness that exist in the shrink-fit assembly should be used the experimental apparatus and method devised. Even for a perfectly defined situation (materials, surface...) the coefficient of friction is likely to evolve over time under the effects of the various transformations of surfaces and the interface. Special attention must be given to minimize these variations. In short, it can be concluded that the static coefficient of friction is not a material constant but is a function depending on the system. For our shrink-fit application, we found that surface texture and contact pressure have major effects. The following two sections study these two parameters in more detail.

3.5 Surface parameters

The surface characteristics (smoothness) of machine elements play a significant role in the performance of shrink-fit connections. Very good surface texture is often necessary

to meet performance specifications. In any case, defects in the surface conditions of solid bodies are always present. These surface defects are classified in three principal orders; the first order includes position and form defects such as coaxiality, cylindricity and straightness, the second order includes waviness due to low frequency oscillations generated by imperfections of the machine-tool used for manufacture, and the third order includes roughness due to high frequency vibrations corresponding to the passing of cutting tools and the removal of matter. By convention, surface texture comprises two components; roughness and waviness. Usually however, the terms "surface texture" and "roughness" are used interchangeably because roughness is specified and measured much more often than waviness. The surface topography includes these surface texture components as well as any other irregularities, such as form errors [20].

There are a great number of technologies and instruments for the measurement of surface texture. These contact scanning include: palpation along a cross-section line, optical processes, pneumatic processes, etc. The stylus instrument measurement process is the most current, especially in the field of metrology of machine elements [1]. To ensure a uniform basis for measurements, the standard ISO 4288 (1996) provides specifications for precision reference specimens and roughness comparison specimens, and establishes requirements for stylus-type instruments. The profile measurement is representative of a surface only if it is homogeneous (same surface texture at all points) and isotropic (same surface roughness in all directions). When this is not the case it is necessary to make several measurements which are characterized by their average and standard deviation. In practice these profiles are taken perpendicular to the lay of the surface in the zone having the maximum roughness from visual examination [21]. In any case, the principal profile is always significant; it is measured along the cross section perpendicular to the surface in the direction where the greatest vertical profile variation is expected.

Surfaces generally have a very complex character. To describe surface texture ISO standards define and propose various parameters and the corresponding methods of

measurement. This standard deals only with the width, height, direction and distribution of surface irregularities because these characteristics are of practical importance in specific applications. The standard does not define the degrees of surface roughness and waviness suitable for specific purposes, nor does it specify by which means any degree of such irregularities may be obtained or produced. For many years International standardization was limited to a calculation of roughness parameters relative to an average line. During this period the parameter usually used in industry was the arithmetic average roughness R_a . A much more functional approach is now permitted and involves use of an apparatus equipped with an external collecting reference and microprocessor [21]. One major drawback of the R_a measurement is that we can have very different surface profiles with same R_a value. Surface properties are numerous and complicated; characterization of these properties using simple parameters does not provide a complete description. In fact, it should be recognized that it is not possible to characterize the geometry of a surface using only one parameter. The current International standard ISO 4287 (1997) is now used in most cases to characterize surface texture. It defines and proposes a great number of parameters for surface roughness characterization which can be used for various purposes. However, the surface texture designations as delineated in this standard are not sufficient to estimate performance. Other characteristics such as dimensional, geometrical, material, metallurgy, and stress must also be controlled [22].

The arithmetic roughness R_a is defined as the mean height of the roughness profile. Another averaging parameter, R_q , represents the root mean square of the profile and is more sensitive to surface variations. R_z is the maximum height of profile, R_z (ISO) is calculated as the average heights of the five highest peaks and of the five deepest valleys over a basic length. R_t is the total height of the profile; it is the sum of the height of the highest point from the mean line and the depth of the lowest point from the mean line. Table 3.3 classifies the most frequently used parameters according to their relation to spacing, the mean line or the amplitude probability distribution. The profile motif is a portion of the profile ranging between two peaks. It is characterized by its width and the

depth of each side. The mean line is the least squares line calculated over a basic length. The amplitude distribution is related to the probability density of points on the profile. The shape of this distribution can be characterized by the parameters Rq , R_{Sk} and R_{ku} which correspond to the centred moments of order 2, 3 and 4 [21].

Table 3.3
Definition of the most frequently used surface texture parameters [21].

Characteristics		Rough- ness	Wavi- ness	Total profile
Relative to profile motifs	Profile spacing mean depth	R	W	Pt
	Profile spacing maximum depth	R_{max}	W_{max}	
	Total height of profile		Wt	
	Profile spacing mean width	AR	AW	
Relative to the mean line	Maximum roughness height	R_y	Wt	
	Maximum peak height	R_p	W_p	
	Maximal valley depth	R_v	W_v	
	Arithmetic average deviation	R_a	W_a	
	Quadratic average deviation	R_q	W_q	
Relative to the amplitude distribution	Skewness of distribution function			R_{Sk}
	Kurtosis of distribution function			R_{ku}
	Bearing length ratio			$T_p (C)$

To characterize surface texture it is necessary to choose parameters that are adapted to the specific problem to be studied. However to facilitate comparison between our results and those from the bibliography, we chose a set of parameters among the most frequently used: R_a , R_y , R_q , R_{max} , S_m , AW , Wt , Pt , R_{Sk} , and $T_p (C)$. A complete definition of each roughness parameter can be found in the ISO 4287 (1997) standard or specialized handbooks. Each parameter provides limited information on surface profile, however a carefully selected set of parameters can yield a good description of surface

properties. There is little reference information describing how to identify the most appropriate parameters.

Many studies on contact and friction have been carried out. An experimental study by Ghabrial and Zaghlool [23] found that surface roughness greatly affects static friction. The results showed that the most significant parameters were the asperity angle and a specific process parameter defined as the product of the standard deviation of peaks distribution and a smoothness index which is the ratio of the depth of smoothness to the Ra value. An empirical relation was developed between static friction μ_s and Ra value for ground and polished surfaces only. Unfortunately, the use of non-standard parameters in Ghabrial's paper prevents us from comparing these results to those of other papers. However this study gives us an indication of how roughness influences friction. The effect of surface roughness height distribution represented by skewness and kurtosis on the static friction coefficient of rough surfaces has been studied by Tayebi [24]. He used the Pearson system of frequency curves in conjunction with a static friction model to calculate the friction force and the friction coefficient. According to his findings, surfaces with high kurtosis and positive skewness exhibit a lower static friction coefficient compared to the Gaussian case. In addition, for high kurtosis values the static friction coefficient decreases with decreasing external force rather than increasing as seen with increasing skewness. He found this result very useful for applications involving smooth lightly-loaded contacts such as micro-electro-mechanical systems (MEMS). Yu [25] used the normalized Weibull distribution to calculate the dimensionless interfacial forces. His general result was that positive skewness predicts higher interfacial forces than the Gaussian case, while negative skewness predicts lower values. Also he found that positive skewness results in lower friction coefficient values, while negative skewness results in higher values than the Gaussian case. The use of statistical parameters such as kurtosis and skewness for the study of the effect of surface properties on friction is interesting. However it is necessary to take into account that skewness and kurtosis are strongly influenced by isolated peaks and valleys, which reduces their practical importance.

3.6 Effect of contact pressure on static friction

Many authors [8, 26, 27] affirm that load is one of the controlling factors of friction. However there has been a limited amount of work in determining the static friction coefficient for various contact pressures and surface conditions that may exist in shrink-fit assemblies. Friction had long been assumed to be invariant under all conditions (i.e., independent of load, contact area, and all other operational variables). This is expressed by two well-known empirical Coulomb laws of metallic friction:

- (1) Friction force is directly proportional to applied normal load.
- (2) For a given load the friction force is independent of contact area.

Thus the coefficient of static friction μ_s is independent of contact pressure p . The above laws have been explained by the adhesion theory of friction. These two classic laws are not sufficient to completely describe the friction properties of real metal surfaces since they do not account for effects such as surface contamination and material plastic deformation. Later, a correlation between the friction coefficient μ_s and contact pressure p is found (Fig. 3.1) [27]. The shape of this relationship can be described by several zones:

- A. The contact pressure p is too low to achieve any true metallic contact between the surfaces because of a surface layer of impurities.
- B. The peaks on the surfaces break through the surface layer.
- C. True metallic contact has been built up between the surfaces.
- D. The contact pressure is so high that there will be plastic deformation over a large part of the contact surface and the material flows when under load.

According to this theory, the shrink-fit joint should be designed so that the contact pressure is within the area C (between p_1 and p_2). If p_2 is exceeded at any area along the contact length L the surface of the shaft (or the hub) will be plastically deformed in this location [27].

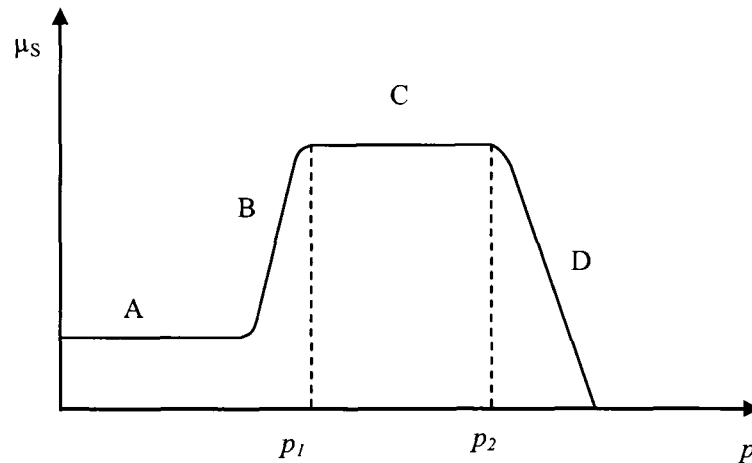


Fig. 3.1. Effect of contact pressure p on static friction μ_s [27].

Contact pressure as used above is the apparent contact pressure, defined as the ratio of normal force to nominal contact area. This pressure is quite different from the true contact pressure existing at real areas of contact. When two rough metal surfaces are pressed together by the pressure p , the area of real contact is always less than the area of nominal contact. Figure 3.2 shows a magnified look at two surfaces in contact. Real metallic contact exists only along a minor part of the surfaces ($a_1 + a_2 + \dots$). The true contact area depends on the surface finish, the surface pressure and the yield points of the materials [20].

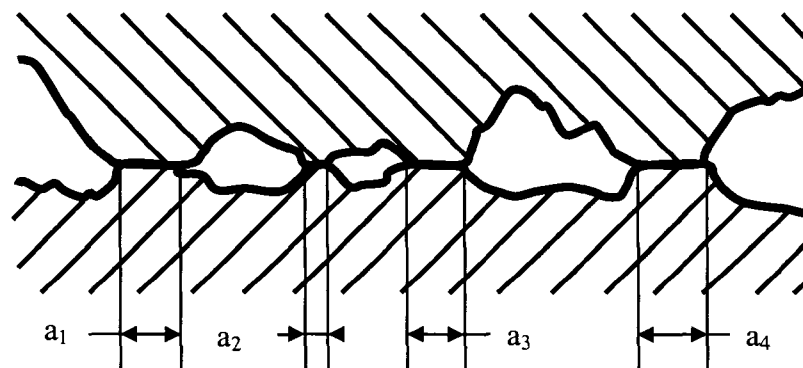
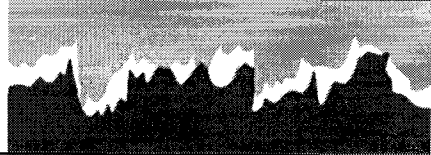

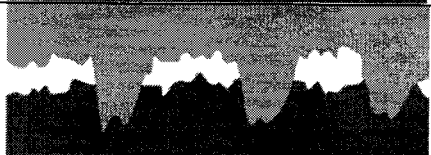
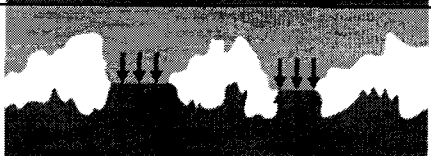


Fig. 3.2. Magnified look at the contact between two rough surfaces.

The real pressure (p_r) over the real area (A_r) is consequently always greater than the nominal pressure (p_n). The contact surface between rough solids in reality consists of multi-contact interfaces associated with the asperities of the surfaces. When two surfaces are pressed only gently against each other, a few asperities touch and the real area of contact A_r is much less than the nominal macroscopic surface area A_n , $A_r \ll A_n$. Under these conditions there is only contact on a relatively small scale. As the surfaces are pressed harder against each other, the contacting asperities are increasingly deformed; they grow in size, while new contacts are formed [28]. These phenomena have a direct affect on the static friction.

At a microscopic level, contact pressure is not uniform, neither on an apparent surface nor on a real surface. The contact between the asperities between two rough surfaces, as shown in Table 3.4 can be presented according to four microscopic contact mechanisms. Generally, all these contact mechanisms coexist in different proportions and together they generate friction. The contact pressure along with the tribological system parameters determine which type is dominating. The interlocking asperities generally favour displacement resistance and peak deformation or even rupture. Elastic deformations modify the real area of contact. Plastic deformation increases the displacement resistance, generating ploughing and diffusion welding. Finally, adhesion is a principal cause of displacement resistance.

Table 3.4
Contact schematisation for different load conditions [12].

mechanism	Contact schematization
Asperity interlocking	
Elastic deformation	
Plastic deformation	
Adhesion	

3.7 Experimental setup and procedures

To check the veracity and the limits of the presented theories and results for a shrink-fit application, a series of experiments was carried out. The intent of these experiments was to investigate the effect of roughness and contact pressure on the friction coefficient. The experimentation included two stages; the first focused on surface characterization and the second involved friction testing.

The total number of experiments was selected based on the number of parameters that influence the static friction of shrink fitted joints and also on the level of variation for each of these factors. Three parameters were retained and a three-level variation was taken. A total of 3^3 experiments were therefore required for this case. A full factorial plan 3^3 was adopted in order to study the effects of principal variables and all interactions. The shaft and the pin characteristics such as the material, contact length and diameter, were designed to be close to real shrink-fit tool applications found in most

common industrial practices. The pin and shaft materials were respectively; AISI H13 (ISO X40 CrMoV5-1) and AISI O1 (ISO 95MnWCr5) tool-steels.

The pins, presented in Figure 3.5-b, have a round cross-section and a concave surface that matches the shape of the shaft as closely as possible. It was very important to get conformal contact between the pin and the shaft because pin-on-cylinder configurations (Fig. 3.3) are frequently used in friction testing [29]. The concave surface on the pin was machined on a lathe using a special device designed and manufactured for this purpose as shown in Figure 3.4. The device is composed of two hollow, cylindrical blocks. The hole has a slightly larger radius than that of the concave surface on the pin. The largest block, which will be held in the lathe spindle, was formed with a semicircular groove at the end where the pins are fixed. Four clamping screws and a second block press the pins against the first block. The shafts are simple rods chamfered both sides with a drilled hole that allows effort to be applied during the tests (Fig. 3.5-a).

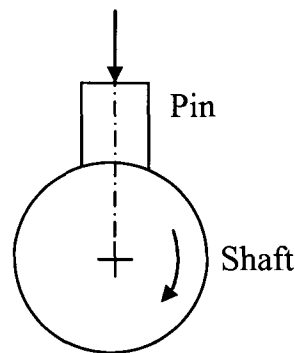


Fig. 3.3. Conformal contact between pin and shaft.

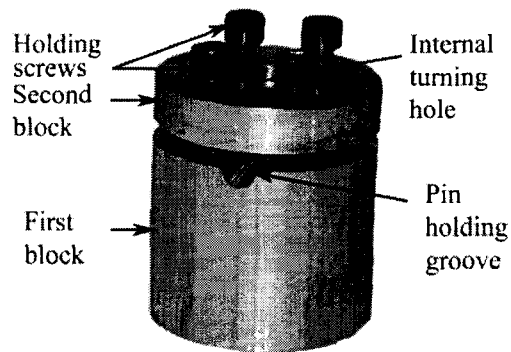


Fig. 3.4. Special device used to machine pin on lathe.

The shafts and pins were machined on a MAZAK QT-NEXUS-200 CNC lathe. Different feeds and speeds were used to obtain the desirable roughness. External and internal turning processes were used to generate the shaft and pin end surfaces. The same tools with same cutting angle and tip radius were employed to obtain similar roughness profiles. Special care was taken during internal turning to minimize vibration and increase tool stiffness.

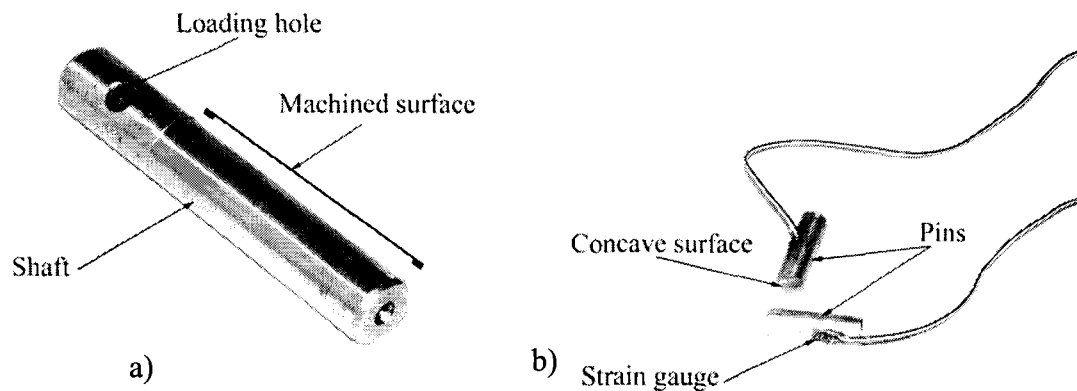


Fig. 3.5. a) Shaft and b) Pin.

Dimensional measurements with a precision of $0,5 \mu\text{m}$ were achieved under a controlled temperature of 20°C using a Mitutoyo Coordinate Measuring Machine (CMM). Roughness was measured in the longitudinal direction perpendicular to the lay of the

surface. This measured profile is the principal one since the greatest vertical variation is expected in this direction. All standardized roughness parameters were obtained using the profilometer MITUTOYO SV4000, with a 60° Cone diamond stylus and a 2 μm tip radius. The measuring force was 0.75 mN. Measurements made using this apparatus allow a very thorough treatment of the measured surface texture.

Before the experiments were performed, the shaft and the pin were cleaned thoroughly with acetone to eliminate contaminants. We chose to design and manufacture our testing device in our laboratories since existing standards and apparatuses cannot meet our application specifications. The friction testing device is shown in Figure 3.6. It consists of a steel block with a center hole where the shaft can be inserted. To place the pins in contact with the shaft, bolts are removed and the pins are positioned at right angles in relation to the shaft axis. Strain gauge wires are routed carefully through holes drilled for this purpose, then the bolts are reinserted. The bolts are accurately calibrated with strain gauges on each pin to provide the required pre-load and the ability to control the interface pressure with the shaft. Strain gauges are mounted in the longitudinal direction on the pins and their signals are amplified with a P3500 amplifier in order to obtain the strain in $\mu\text{m}/\text{m}$. The levels of contact pressure were selected to cover the normal range of pressure that exists in shrink-fit assemblies. Figure 3.6 presents a drawing of the block without shaft and pins along with a photo showing the block with shaft and pins in their locations.

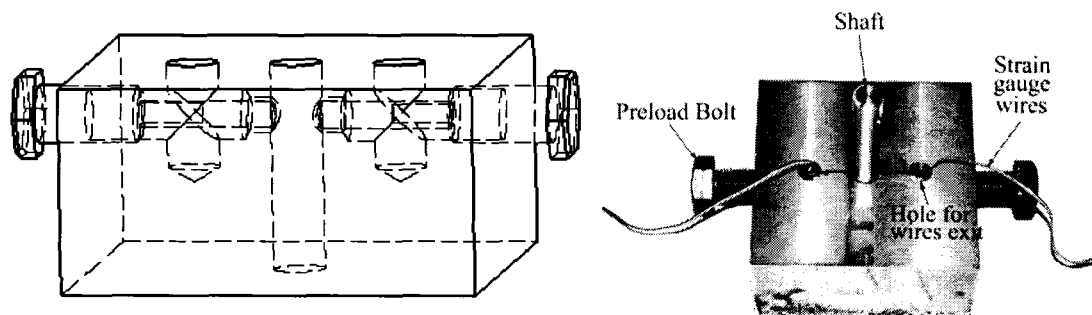


Fig. 3.6. Friction testing device.

The block is held in a vice and a twisting torque is applied on the shaft through the loading hole. The tangential force was increased gradually until slip occurred along the shaft-pin interface. Slip was detected by the loss of coincidence between two marks on the shaft and the block as the specimen moved. Friction tests were carried out while considering their randomization.

3.8 Results and discussions

Experiments were conducted to investigate the influence of various parameters that are likely to affect the static friction. The collected results of surface roughness and static friction were analyzed in two stages, the first concerning the measured roughness profile and the second consisting of a statistical analysis of the friction measurements.

The turned surfaces present regular and periodic roughness profiles. The parameters and conditions of machining were identical for each machining type in order to obtain reproducible surfaces. Table 3.5 shows a selection of representative roughness parameters of the shaft and pins.

Table 3.5
Some roughness parameters of machined shafts and pins

	Shaft 1	Shaft 2	Shaft 3	PIN 1	PIN 2	PIN 3
Ra(μm)	0,437	1,831	3,766	0,826	1,568	3,962
Rq (μm)	0,520	2,179	4,340	1,058	1,986	4,764
Rz (μm)	2,563	8,102	14,363	5,570	10,252	20,469
Rt (μm)	3,558	8,798	14,738	8,937	14,087	25,818
Rsk	0,160	0,751	0,713	-0,614	-0,509	-0,113
Rku	2,379	2,390	2,122	3,609	3,273	2,295

Turned surfaces usually have positive skewness and fairly high spikes that protrude above a flatter average. Surfaces with negative skewness such as porous surfaces have fairly deep valleys in a smoother plateau, which means there is a concentration of matter in the higher part of the profile. Ground surfaces and other random surfaces have near zero skewness. Kurtosis relates to the uniformity of the profile density function or, equivalently, to the spikiness or flatness of the profile. Skewness and kurtosis are non-dimensional. We can see (Table 3.5) that for interior turned pins the skewness is negative. This will not disturb our calculations since the goal is not to obtain a single specific surface but rather three different surfaces; smooth, medium and rough. There are two well-known theoretical relationships to describe turned surfaces. The first is reported by Whitehouse [30] and is given by:

$$R_a = \frac{1000}{32} \frac{f^2}{r} \quad (4)$$

where f is the cutting feed rate (mm/rev) and r is the tip radius (mm).

The second is reported by Passeron [31] and given by:

$$R_z = 1000 \frac{f^2}{8r} \quad (5)$$

As shown in Table 3.6, the parameters measured on the shafts obtained by external turning have values which are close to those predicted by this theory. However, for pins obtained by interior turning the deviation is rather large. To facilitate comparison with the literature, we decided to use the R_z parameter to represent surface roughness in later calculations.

Table 3.6
Comparison of measured and calculated Ra and Rz parameters

	Shaft 1	Shaft 2	Shaft 3	PIN1	PIN 2	PIN 3
Calculated Ra (μm)	0,40	1,61	3,62	0,40	1,61	10,08
Measured Ra (μm)	0,43	1,83	3,76	0,82	1,56	3,96
Calculated Rz (μm)	1,61	6,45	14,51	1,61	6,45	40,32
Measured Rz (μm)	2,56	8,10	14,36	5,57	10,25	20,46

Measured profiles of the three shaft surfaces are represented together in Figure 3.7 to show the difference in height. While the three profiles are periodic and do not exhibit random vibration effects, the difference between their periods is clear. These are due to differences in feed rate. The depth of cut was the same for all shafts.

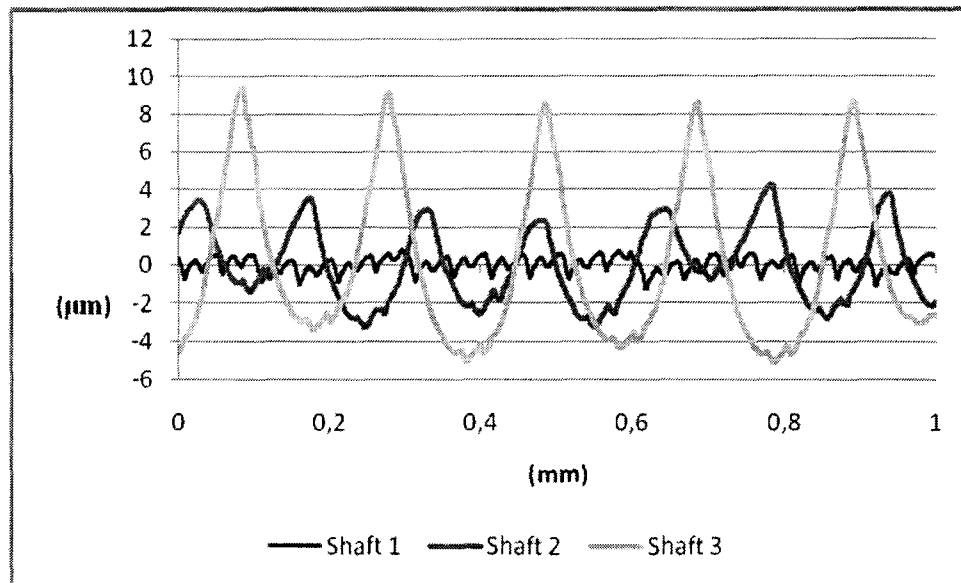


Fig. 3.7. A sample of measured profiles of the three shafts.

A sample of measured profiles for three sets of pins are represented on Figure 3.8. In spite of precautions taken during interior turning, the effect of vibrations is obvious for this case.

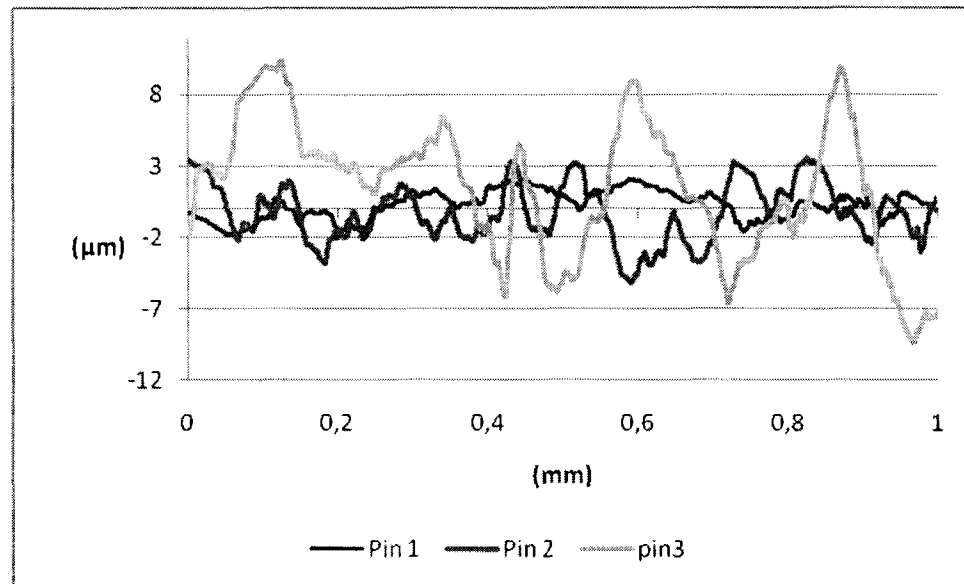


Fig. 3.8. A sample of measured profiles for the three pins.

While external turning is easier and more precise than internal turning, the roughness profile obtained for shafts (Fig 3.7) is more regular than that for the pins as shown in Figure 3.8. Machining conditions, tool geometry and vibrations are the main causes of this difference.

The statistical analysis of the results of friction was accomplished according to two approaches. Initially surface texture was considered as a qualitative variable and classified into three categories; rough, medium and smooth. Analysis of Covariance (ANCOVA) was selected to calculate the variances and to analyze the effects of the principal factors and their interactions. The models in ANCOVA are particular cases of the models of regression analysis with a mixture of quantitative and qualitative variables represented by codified variables [32]. In the second approach, surface texture was considered as a continuous predictor and represented by the Rz parameter. Considering that surface textures for our application were obtained by turning and there is a relation between machining conditions and the Rz roughness, we selected this parameter to represent the measured surface profile. An analysis of regression was selected to model the relation between the friction and the independent parameters.

We began by examining collected data to detect any anomaly or violation of our assumptions. Results were found to be randomly sampled, without outliers, and normally distributed with constant variance. The ANCOVA dependent variable is the static friction and the independent variables are shaft roughness and pin roughness as categorical variables. Contact pressure was covariate. The levels of the independent variables are shown in Table 3.7. These levels were selected in order to cover the normal ranges of surface roughness and pressure.

Table 3.7
Levels of independent variables

Factors	Units	Symbol	Levels of factors		
			1	2	3
Shaft roughness			Smooth	Medium	Rough
Pin roughness			Smooth	Medium	Rough
Contact pressure	Mpa	p	23,8	47,7	71,5

A 5% level of significance was selected for main and all interactions. The best subset method using Mallows's C_p criterion was retained. Mallows's C_p indicates the fitting quality of the model. It takes into account the number of regressors and the sample size. It tends to be less dependent on the number of effects compared to R-square. It allows us to find the best subset including only the independent predictors of the dependent variable. Calculations were executed with General Regression Models (GRM). The analysis type was ANCOVA and all interaction was considered.

The Statistica ANCOVA output and the calculated F ratios are shown in Table 3.8 for each significant effect. All F-ratios are based on the residual mean square error. The ANCOVA Table decomposes the variability of static friction into contributions due to independent factors and interactions. The P-value tests the statistical significance of each factor. Since four P-values are less than 0.05, these factors have a statistically significant effect on torque capacity at a 95% confidence level. In this experiment, the global test of the whole model and individual tests of each factor were found significant. Furthermore,

ANCOVA revealed that the interaction between pin and shaft roughness were also significant, but at a lower level. There was no co-linearity between independent factors.

Table 3.8
ANCOVA Table.

Effect	Univariate Tests of Significance for Friction				
	Best subset solution, Effective hypothesis decomposition				
	SS	Dof	MS	F	P
Intercept	0,2429	1	0,2429	500,905	0,000
Pressure	0,0854	1	0,0854	176,092	0,000
Shaft roughness	0,0880	2	0,0440	90,804	0,000
Pin roughness	0,0796	2	0,0398	82,123	0,000
Pin roughness * Shaft roughness	0,0733	4	0,0183	37,778	0,000
Error	0,0082	17	0,0004		

Where SS is the sum of squares,

Dof is the degree of freedom

MS is the mean of squares,

F is the observed value of Fisher test

P is the probability to get F value \geq F observed.

The Degrees of freedom provide a measure of the quality of a standard deviation estimate. The larger the degrees of freedom, the better the quality of the estimate.

The effect of surface roughness of pin and shaft are shown in Figures 3.9 and 3.10. The friction is high for smooth level (about 0.43), it decreases for medium level (about 0.31) and then increases back to a high reading of about 0.43 for rough level.

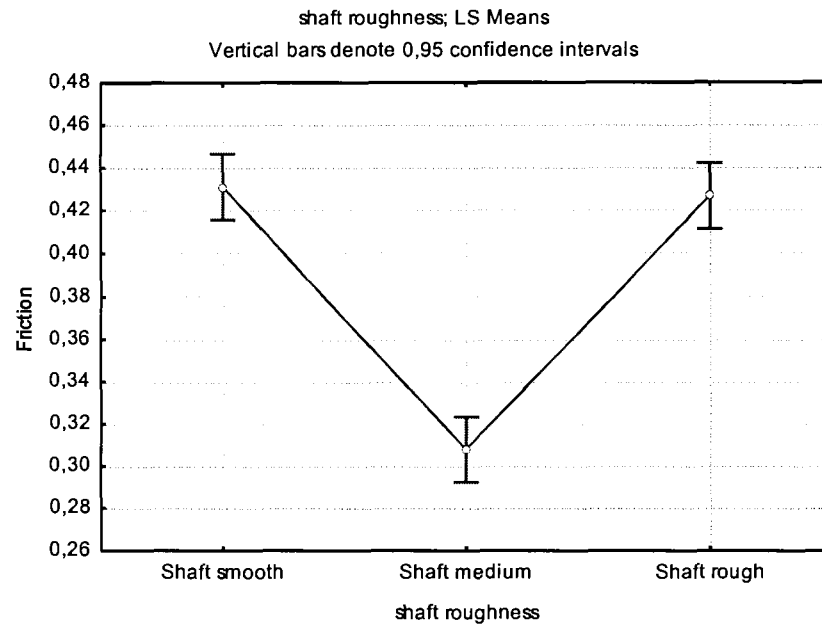


Fig. 3.9. Effects of shaft roughness on static friction.

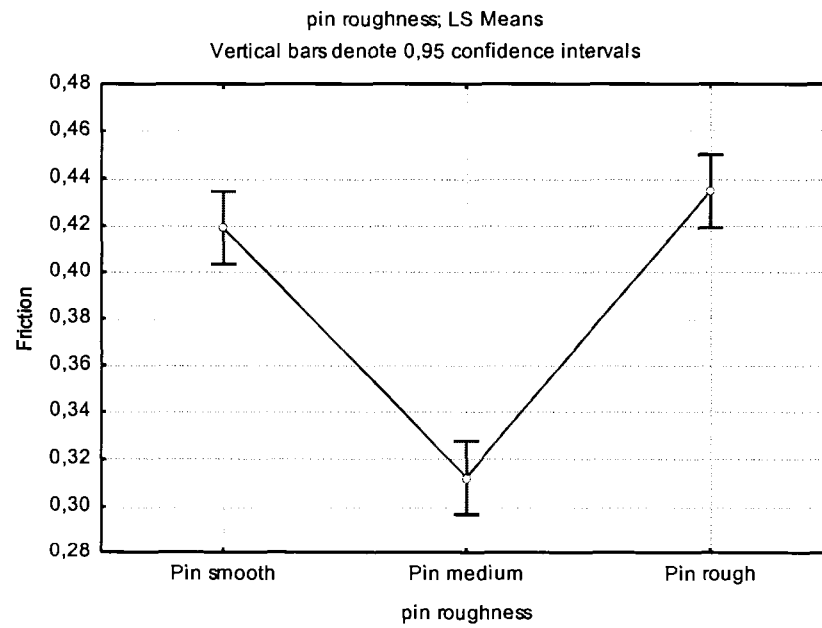


Fig. 3.10. Effects of pin roughness on static friction.

Assumptions for residuals are satisfied. Errors are random and follow approximately a normal distribution, showing a constant standard deviation with means close to zero.

In the second approach, a response surface regression was developed using the GRM module of Statistica. As was done for the ANCOVA analysis, a 5% level of significance was selected for main and all interactions. The best subset method using Mallow's Cp criterion was retained. Regression analysis is often employed to build models based on experimental data. The goal of surface response regression analysis is to develop prediction equations and to optimize the response surface that is influenced by various process parameters [32]. Table 3.9 shows the levels of the independent variables.

Table 3.9
Levels of independent variables

Factors	Units	Symbol	Levels of factors		
			1	2	3
			Smooth	Medium	Rough
Shaft roughness	μm	Rz	2,563	8,102	14,363
Pin roughness	μm	Rz	5,570	10,252	20,469
Contact pressure	Mpa	p	23,8	47,7	71,5

The analysis of variance (ANOVA) performed on the data pointed out that surface roughness and contact pressure significantly influence static friction, while all the interactions except pin and shaft roughness interaction do not seem to affect their level (with an overall error rate of 5%). The ANOVA Table (Table 3.10) shows the results for the best subset solutions. R_z roughness parameter values for both shaft and pins (linear and quadratic components) are significant, however only the linear component of the pressure is significant.

Table 3.10
ANOVA Table.

Effect	Univariate Tests of Significance for Friction				
	Best subset solution, Effective hypothesis decomposition				
	SS	Dof	MS	F	P
Intercept	0,281155	1	0,281155	178,9513	0,000000
Rz Pin	0,105612	1	0,105612	67,2206	0,000000
Rz Pin ²	0,085290	1	0,085290	54,2857	0,000000
Rz Shaft	0,107382	1	0,107382	68,3474	0,000000
Rz Shaft ²	0,077875	1	0,077875	49,5665	0,000001
Pressure	0,085420	1	0,085420	54,3688	0,000000
Rz Pin * Rz Shaft	0,050128	1	0,050128	31,9057	0,000016
Error	0,031422	20	0,001571		

The coefficient of determination R^2 can range from 0 to 1. It represents the percentage of the variation observed explained by the correlation. The multiple R^2 (Table 3.11) is equal to 0.906 which means that 90.6% of the variance of the static friction can be explained by the factors in the regression equation. The error of the model is equal to 9.4%.

Table 3.11
Test of sum of square of the whole model vs. sum of square of residual.

Dependent Variable	Test of SS whole Model vs. SS Residual							
	Multiple R	Multiple R ²	Adjusted R ²	SS Model	Dof	MS Model	F	P
Friction	0.951	0.906	0.877	0.3033	6	0.0505	32.176	0.000

The fitted surface of response between the friction coefficient (z axis), the pin roughness parameter Rz (x axis) and the shaft roughness parameter Rz (y axis) is presented in Figure 3.11. Static friction is high for smooth roughness and decreases as Rz roughness

increases until a certain value is reached (around $Rz = 11\mu\text{m}$). As Rz continues to increase beyond this point, static friction begins to take higher values again. Also, results show that the contact pressure affects static friction less than the texture of the surface. The static friction tends to decrease when the contact pressure increase.

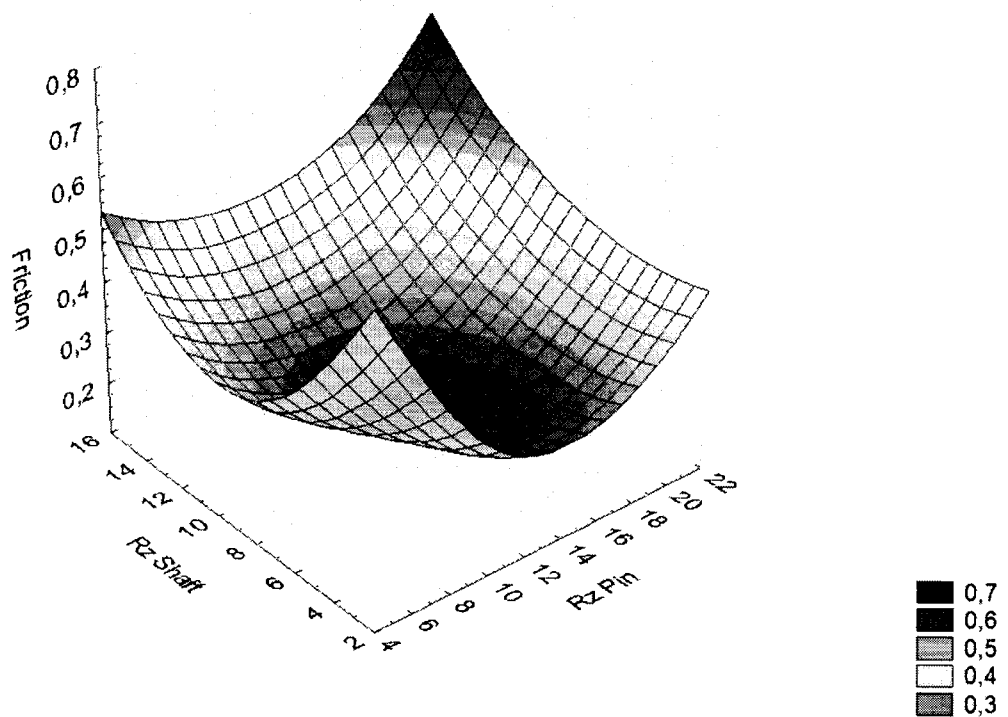


Fig. 3.11. Surface response curve of friction vs. Rz pin and Rz Shaft.

The hypotheses of ANOVA (normality and homogeneity of variance of residuals) were tested and verified (5% error rate). Errors were random, follow approximately a normal distribution, have a constant standard deviation and their means is close to zero.

3.9 Conclusion

The friction coefficient is an established but somewhat misunderstood quantity in the fields of science and engineering. It is a convenient and useful parameter for engineering, but care should be exercised when ascribing it a fundamental significance. Tables of friction coefficients can be useful as long as the conditions used to obtain them are clearly stated and qualified. Static friction coefficient data listed in tables should not be applied to situations greatly different from those used to obtain them. The characteristics of frictional behaviour, such as stability of the friction force, can be more important for the design and optimization of machines than the average value of the friction coefficient alone.

In this paper, information is presented to achieve a better understanding of the effects of roughness and contact pressure on static friction. The work contains the results of experiments conducted during 27 static friction tests which investigated the effects of controlled parameters on the dependent variable. The results show that static friction depends mainly on the surface roughness and contact pressure between mating surfaces. Furthermore, ANOVA revealed that the interaction between pin and shaft roughness has a significant effect on static friction.

The relationship between static friction and surface roughness is parabolic and shows a minimum for medium asperity sizes. Indeed, for smooth surfaces the bearing area is larger and so is the adhesion. This real contact area decreases when asperity sizes increase until a certain minimum where a second phenomenon starts to dominate which is caused by overlapping of the asperities. This phenomenon makes it possible to obtain higher static friction at lower contact pressures. Such a result is economically interesting, and indeed rougher surfaces need less precise machining methods which reduces cost.

3.10 References

- [1]. Yang, G.M., 1998, "Étude de l'influence de l'état de surface sur les caractéristiques d'un emmanchement fretté," Ph.D. thesis, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Cluny, France.
- [2]. Leluan, A., 1986, "Assemblages frettés, " *Traité Génie Mécanique B5500, Techniques de l'ingénieur, Éditions Techniques de l'ingénieur, Paris.*
- [3]. Stanley, J. B., 1996, "Shrink- and press-fitted assemblies," *Mechanical Design Handbook, McGraw-Hill, New York, Chap. 14.*
- [4]. Drozd, M. S., and Matlin, M. M., "Calculations for interference fits with allowance for discreteness of contact between parts," *Soviet Machine Science 1*, pp. 99-103.
- [5]. Castagnetti, D., and Dragoni, E., 1995, "Optimal aspect ratio of interference fits for maximum load transfer capacity," *Journal of Strain Analysis for Engineering Design 40(2)*, pp. 177-184.
- [6]. Voyachek, I. I., 1996, "Systematic design of motionless joints," *Russian Engineering Research, 16(18)*, pp. 13-17.
- [7]. Venkateswara Rao, P., 1993, "Effect of plating and temperature on the strength of shrink fitted assemblies, " *International Journal of Machine Tools and Manufacture, 33(1)*, pp. 475-481.
- [8]. Booker, J.D., Truman, C.E., Wittig, S., and Mohammed, Z., 2004, "A comparison of shrink-fit holding torque using probabilistic, micromechanical and experimental approaches," in: *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part B Journal of Engineering Manufacture, 218 (2)*, pp. 175-187.
- [9]. Blau, P.J., 2001, "The significance and use of the friction coefficient," *Tribology International, 34(9)*, pp. 585-591.
- [10]. Budinski, K.G., and Blau, P.J., 2003, "Testing methods for solid friction," *ASM Handbook V8, ASM International, Material Park, Ohio.*
- [11]. Jern, L-B, 1992, "Solid friction," *ASM Handbook V18, ASM International, Ohio, Chap. 18.*

- [12]. Cartier, M., and Kapsa, P., 2001, "Usure des contacts mécaniques," in : *Traité Génie Mécanique BM 5065, Techniques de l'ingénieur, Éditions Techniques de l'ingénieur, Paris.*
- [13]. Ludema, K.C., 2001, "Early concepts on the causes of friction," *Modern tribology handbook, CRC Press, pp. 5.1-5.29.*
- [14]. Castelli, V.R., 1996, "Mechanics of solids and fluids," *Mark's Handbook, McGraw-Hill, Chap. 3.*
- [15]. Boca, R., 1997, *CRC Handbook of physical quantities, CRC Press.*
- [16]. Sullivan, J. F., 1988, *Technical physics, Wiley, USA.*
- [17]. Kurtus, R., 2006, "Determining the coefficient of friction - Succeed in physical science," <http://www.school-for-champions.com/science/frictioncoeff.htm>.
- [18]. Weber, R. L., Manning, K. V., and White, M. W., 1965, *College physics 4th Edition, McGraw-Hill, USA.*
- [19]. Lingaiah, K., 1994, *Metal fits, "Tolerances and surface texture," Machine design data handbook, McGraw-Hill, New York, Chap. 11.*
- [20]. ETP Transmission AB, 2006, "Friction joint theory," <http://www.etptrans.se/news/articles/friction>.
- [21]. Boulanger, J., 1991, "Tolérances et écarts dimensionnels, géométrie et d'états de surface," in : *Traité Génie Mécanique B7010, Techniques de l'ingénieur, Éditions Techniques de l'ingénieur, Paris.*
- [22]. Bouchareine, P., 1999, "Métrologie des surfaces," in : *Traité Mesures et essais, R1390, Techniques de l'ingénieur, Éditions Techniques de l'ingénieur, Paris.*
- [23]. Ghabrial, S. R., and Zaghlool, S., 1974, "The effect of surface roughness on static friction," *International Journal of Machine Tool Design Research, 14, pp. 299-309.*
- [24]. Tayebi, N., and Polycarpou, A.A., 2004, "Modeling the effect of skewness and kurtosis on the static friction coefficient of rough surfaces," *Tribology International, 37(6), pp. 491-505.*

- [25]. Yu, N., Pergande, S.R., and Polycarpou, A.A., 2004, "Static friction model for rough surfaces with asymmetric distribution of asperity heights," *Journal of Tribology*, 126 (3), pp. 626-630.
- [26]. Nitta, I., and Kato, K., 2000, "Theory of contact and friction," *Japanese Journal of Tribology*, 45(6), pp. 507-516.
- [27]. Nolle, H., and Richardson, R.S.H., 1974, "Static friction coefficient for mechanical and structural joints," *Wear*, 28 (1), pp.1-13.
- [28]. Persson, B.N.J., 2005, "On the nature of surface roughness with application to contact mechanics," Institute of Physics Publishing, *Journal of Physics Condensed Matter*, 17(1), pp. R1-R62.
- [29]. Axén, N., Hogmark, S., and Jacobson, S., 2001, "Friction and wear measurement techniques," in: *Modern Tribology Handbook*, CRC Press, Chap 13.
- [30]. Whitehouse, D.J., 1994, "Handbook of surface metrology," Institute of Physics Publishing, Bristol.
- [31]. Passeron, A., 1998, "Tournage," *Traité Génie Mécanique BM 7086, Techniques de l'ingénieur*, Éditions Techniques de l'ingénieur, Paris.
- [32]. StatSoft, Inc. (2004). "STATISTICA Help," (Data Analysis Software System), version 7. www.statsoft.com.

**CHAPITRE 4: ARTICLE 2: EFFECT OF ROUGHNESS AND
INTERFERENCE ON TORQUE CAPACITY OF A SHRINK FITTED
ASSEMBLY**

Abdelkarim Ben Mhenni, Marek Balazinski, Christian Mascle

École polytechnique de Montréal, Mechanical Engineering Department, C.P. 6079 -
Succ. Centre-Ville, Montréal (Québec), CANADA, H3C 3A7.

4.1 Abstract

The torque capacity of shrink fit assemblies depends appreciably on the roughness of the mating parts and the interference between them. Experimental investigations have demonstrated the role of roughness and interference in the performance of such assemblies. A new method for computing effective interference is proposed here that takes into account micro- and macro-structure. The setup and apparatus are designed to meet shrink-fit tool-holder requirements. Details and discussions of the results obtained are also presented in this paper.

Keywords: Shrink-fit assembly, interference, roughness, torque capacity

4.2 Introduction

Recent progress in both machine tool design and in new cutting materials has strengthened their resistance to the point that the tooling structure (the interface between the cutting insert and the machine tool) is now the weakest link in the machining system. The tool clamping device provides an interface between the tool and the tool-holder which in turn is connected to the spindle. Traditional techniques are now challenged by high speed/high power/high accuracy requirements for modern machining systems [1]. The weaknesses of the clamping device in High Speed Machining (HSM) applications have serious consequences. Shrink fitting was introduced a few years ago, particularly for clamping cylindrical shank tools in HSM. Good quality clamping is essential and

until now only two systems were capable of meeting requirements of cutting and feed speeds; shrink fit or hydraulic tool holders [2]. The technique of shrinking allows clamping tools with a eccentricity lower than 3 μm (particularly adapted for HSM) as well as greater power for chip removal, and all other advantages technically recognized for shrink-fitting. In the case of shrink-fitting the transmitted torque could reach 300 Nm. Shrink-fitting ensures an excellent precision and requires no connection element between the two parts as is the case for bolts, keys or other standard attachment devices. Shrink-fitting can be easily achieved almost without unbalance or overall eccentricity. The most important performance characteristics of tool clamping devices for advanced machine tools are accuracy, stiffness, grip (torque capacity), insensitivity to centrifugal forces, repeatability (consistency) of the listed characteristics, convenience of use and cost. The shrink-fit technique results in excellent precision and a good transmission of torque. Its disadvantages are low flexibility and low damping of the connection. The material of the tool holder becomes worn as the number of shrink-fit assemblies and disassemblies increase. In addition, the procedure of shrink-fitting requires time, attention and equipment. While shrink-fit connections have several positive features, some aspects of this technique still need further research and development.

A shrink-fit connection is made by non-forcible inserting of a shaft after previous heating (dilatation) of a hub, or after previous cooling (constriction) of the shaft. The importance of the shrink-fit technique for advanced machining systems is increasing but related research efforts as indicated by the number of research publications is decreasing [1]. Research efforts must increase to enhance the precision and performance of this connection as applied to tool clamping devices. Most known design methods for interference fits are based on solution of the Lamé problem. The shaft and hub are treated as components with absolutely smooth surfaces loaded by a continuous radial pressure that is uniformly distributed over the entire length of the fit. One obvious factor is that the smoother the surface, the higher the manufacturing cost. Moreover, having smooth surfaces does not result in higher torque capacity. The irregular nature of the

contacting surfaces cannot be considered in theoretical calculations and hence can only be studied experimentally.

The goal of this paper is to enhance knowledge about shrink-fit assemblies, particularly for tool holder applications. This paper provides an experimental investigation of the effect of surface roughness and interference on the torque carrying capacity of a shrink-fit connection. The remainder of this paper is divided into six sections. The second section presents related previous works and contributions to our subject. The third section describes applicable theory and presents a new method of computing shrink-fit holding torque. The fourth section presents experimental setup and procedures. The fifth section presents results and discussions and the last section is the conclusion.

4.3 Related works

Interference fits are rigid fits based on the principle of constant elastic pre-stressing of connected parts using interference in their contact area. Outer loading is transferred by friction between the shaft and hub created in the fit during assembly. The friction is caused by inner normal forces resulting from elastic deformations of connected parts. Interference fits are suitable for transfer of both large torques and axial forces in rarely disassembled couplings of shafts and hubs. These fits enable highly reliable transfers of even large loads, including alternating loads or loads with impacts.

Lamé's theory for thick-walled cylinders is the model currently used to design interference-fit assemblies. In this theory, assumptions are that the two assembled parts are ideal solids: small elastic strain, isotropic materials, uniform applied forces, perfectly polished surfaces, etc. The holding torque of the assembly is calculated using the assumption that the contact pressure p in the interface joint is uniformly distributed. All standards use this theory to design interference. According to these standards many limits are set: the surfaces must be very polished ($R_a = 0,2-0,8 \mu\text{m}$ for diameters $d_{sh} < 180$ mm), the limit of relative interference: $\delta_{\text{mean}} / d_{sh} < 1,6 \cdot 10^{-3}$, the friction coefficient

$\mu_s=0,15$. The standards also indicate that the interference loss (L_δ) due to roughness can be estimated according to the arithmetic roughness (R_{aH} and R_{ash}) of the two contacting surfaces (sh and H suffixes represent respectively the shaft and the hub).

The following semi-empirical relationship to determine effective interference δ_{eff} between shaft and hub has been proposed and represents the effects of surface roughness smoothing at the interface of the shaft and hub:

$$\delta_{eff} = \delta_{mean} - 0.8 \times [R_{Zsh} + R_{ZH}] \quad (1)$$

where R_{ZH} and R_{Zsh} are the surface peak-to-valley average roughness in the axial direction of the shaft and hub respectively, δ_{mean} is the mean interference and δ_{eff} is the effective interference [3].

Ramachandran [4] was one of the early investigators to study the influence of surface finish on interference fits. The materials used for shrink fits were mild steel for both the hub and the shaft. The bore in the hub was reamed in all cases with a suitable reamer. The shaft finish was varied using different processes such as coarse/fine turning and grinding. The nominal diameter of the assembly was 16 mm, the external diameter of the hub; 78 mm, and the contact length; 25 mm. Only parts which gave an actual interference of 15 μm were selected for assembly.

Ramachandran found that the load carrying capacity of press and shrink fitted assemblies, among other factors, depends appreciably on the roughness of the mating parts. The results show that, in general, surfaces with fine finishes can carry higher loads. However in case of shrink fits, above a certain roughness the load carrying capacity increases with roughness. Where interference fits are to be dismantled and reassembled, finer surfaces are capable of maintaining their load carrying capacity. None of the commonly established geometrical roughness parameters are very useful in describing the effect of roughness on interference fits. R_a and R_p ; average value

roughness parameters may be preferred. The results of Ramachandran are very interesting but he uses roughness parameters $R_{a\ av}$, $R_{t\ av}$ and $R_{psh}+R_{pH}$ that he defines respectively as the average R_a value, the average of R_t value and the sum of R_p values of the shaft and hub. These parameters are non-standard and have no precision significance. Also Ramachandran used constant interference although this parameter has a significant effect on friction and contact.

Thornley et al. [5] also investigated the characteristics of shrink-fitted joints in the tangential direction. The specimens used were manufactured from mild steel bar. Three nominal diameters were used: 10, 15 and 20 mm. The external diameter of the hub was 40 mm. Parts twinning was made randomly and no specific interference was observed. To obtain various levels and types of finish on the specimens, turning and grinding processes were used. Thornley investigated the effect of size surface roughness and the interference value on the static and dynamic stiffness of shrink-fitted joints. The results show that the tangential stiffness of shrink-fitted joints decreases with increasing interference value and surface roughness.

Results obtained by El Hadidy [6] show that geometrical parameters, surface roughness and interference have a major effect on the performance of shrink-fitted joints. In their study, the shafts are made of low-carbon steel and the hubs are made of low-carbon steel, aluminium and bronze. The nominal diameter was 25 mm, the hub outer diameter was 50 mm and the contact length was 25 mm. Six ranges of interference were selected from 10 to 40 μm . He reports that torque capacity increases when interference range is increased or the equivalent out-of-roundness is increased. Also however, torque capacity decreases as equivalent surface roughness R_{aeq} is increased. An increase in out-of-concentricity has no effect. El Hadidy used non-standard parameters which were; equivalent arithmetic roughness parameter R_{aeq} , equivalent out-of-roundness Φ_{eq} and equivalent out-of-concentricity e_{eq} . He concludes that the load carrying capacity can be improved if one or more of these parameters are modified.

Yang [7] studied the effect of surface roughness and contact pressure on shrink-fit characteristics. The tightening δ_{mean} was fixed at 25 μm for a fitting diameter equal to 16 mm. The shafts used were in fact treated steel control elements. Their cylindrical surfaces were considered perfect. The hubs were manufactured in duralumin in accordance with simple disk geometry. All holes of the hubs were machined on a CNC lathe, varying the turn step to give different roughness values ($0.2 \mu\text{m} < R_a < 6.8 \mu\text{m}$). Yang concluded that asperities enhance the resistance of a shrink-fit assembly; they do not cause very wide variations of geometrical form. Also, asperities are not easily levelled and thus the influence of the peaks affects the tightness of the fit. Plastic deformations of the asperities usually appear only on the peaks, however the value of these plastic deformations is low; it can be neglected in the case of average and standardized tightening. Therefore it is not obligatory to specify an extremely fine surface, one can tolerate a rough surface while ensuring the effectiveness of shrink-fit.

Yang et al [8] proposed a model to calculate the real pressure. This model consists of substituting the complex real area for an equivalent area. This can be found from the surface bearing area ratio and the plastic part of the radial displacement of the interface. They found that the major factor is the mean height of the asperities and Yang integrated this factor into the tightening definition. Indeed, they propose the peak-to-peak tightening definition as the appropriate parameter permitting calculation of the pressure using Lamé's equation. The peak-to-peak interference, according to the maximum material principle, is the sum of the mean interference and the highest of the peaks. This definition is corrected by considering the loss of interference due to wear of the highest peaks and eventual loss of interference due to plasticity if the relative interference is greater than 1.6%. The tests and simulations confirm that this tightening is a more appropriate parameter to evaluate the load-carrying capacity of a shrink-fit than average tightening.

Sackfield et al. [9] introduce the micro-mechanical approach; it involves formulating the problem in terms of local stresses along the shaft/ hub interface. These residual stresses

which develop along the interface under low cyclic loading can enhance the performance of the assembly. It is postulated that a zone of slip develops at the surface of the shaft/hub interface and advances monotonically with increasing torque. Also, under cyclic loading conditions, frictional shakedown could occur in some materials. This means the assembly can support more torque before slip takes place at the surface than originally thought as a result of generation of beneficial residual stresses.

Later, Booker [10] carried out a comparison of shrink-fit holding torques using probabilistic, micro-mechanical and experimental approaches. The test specimens were made of cold-drawn medium-carbon steel 080M40 with the nominal shaft diameter $d_{Sh} = 22$ mm, Hub outside diameter $D_H = 60$, Contact length = 15 mm and interference $\delta_{mean} = 0.018$ mm. The probabilistic results of a micro-mechanical approach show good comparison with experimental results. In this approach statistical and computational methods are combined to investigate the interaction of independent and dependent parameters, each with their own characterized distributions, to determine the probability of failure or distribution of loading stress through the objective functions or relationships that model the problem. In addition, the phenomenon of increased holding torque with loading cycle number is observed experimentally.

From the earlier studies referenced, three essential points can be retained: the first is that the influence of asperities persist even when the interference is very significant. The second point is that increasing the interference eventually causes the asperities to become partially plastic at their peaks and the real contact area grows. For describing and quantifying the plastic deformation of an asperity, some roughness parameters can be used. The third point is that when rough and smooth metal surfaces are pressed together by a load F , the real area of contact A_r is always less than the area of nominal contact. The real pressure over A_r is consequently always greater than the nominal pressure [7]. In the real case of contact, the two mating parts have roughness. Any definitions not taking this fact into consideration are simplistic and cannot be applied for precise calculations. The height and shape of the peaks, roughness in both directions

axial and circumferential, geometric errors, materials characteristics of mating surfaces and the constraints distribution are all involved in the assembly holding capacity.

The case of two rough contacting surfaces has not yet been treated; a model considering surface roughness and interference effects has not been successfully developed. The objective of this study is therefore to investigate the effect of surface roughness and interference on torque capacity of shrink-fit assembly and to find a simple method for calculating this torque which takes into account surface roughness.

4.4 A new method for computing the torque capacity

The objective of this work is to build a model capable of predicting the maximum torque capacity for the case of friction contact between two rough surfaces. The model must link the microscopic behaviour of the assembly with its macroscopic behaviour. The surface bearing ratio parameters can provide a good estimation of the radial deflection of the contact interface and the contact area. Indeed, the shape of the bearing ratio curve represents a significant amount of information about the contact (see Figure 4.3). Shape information is summarized using a few parameters. The R_k , R_{pk} , R_{vk} , Mr_1 , and Mr_2 parameters can be used in a simple approach if the bearing area curve is approximated by a set of straight lines.

The factors affecting the performance of an interference fit are: (1) component dimensions (diameter of the shaft; external diameter of the hub, length of the joint); (2) amount of interference; (3) material properties of the shaft and hub; (4) surface finish of the mating surfaces. The effect of the first three factors on the load-carrying capacity of an interference fit can be ascertained mathematically using the theory of elasticity.

Lamé's theory predicts failure of a shrink-fit connection when the applied torque exceeds the holding torque of the assembly. The holding torque is determined from knowledge of the static friction coefficient, the interference pressure, the geometry of the shrink-fit assembly and the surface texture. In following paragraphs, we will

introduce the theory of the torque calculation of shrink-fit assemblies and the contribution of each one of these factors.

The classic relation describing the holding torque of a shrink-fit assembly, using the assumption that the surfaces have no irregularities and the contact pressure at the interface is uniformly distributed, is as follows:

$$T = 0.5 \mu_s d_{sh} p A \quad (2)$$

where μ_s is the friction coefficient between mating surfaces, d_{sh} is the common diameter, p is the contact pressure and A is the surface of contact [11].

4.4.1 Static friction coefficient

The static friction coefficient significantly influences the loading capacity of the coupling. The loading capacity increases as its value increases. The value of the friction coefficient depends on the material of connected parts, the roughness and purity of surfaces, contact pressure value and method of press. Tables of friction coefficients can be useful as long as the conditions used to obtain them are clearly stated and qualified. Static friction coefficient data listed in tables should not be applied to situations greatly different from those used to obtain them. The characteristics of frictional behaviour, such as stability of the friction force, can be more important for the design and optimization of machines than the average value of the friction coefficient alone [12]. In a previous work, the authors have studied the effect of contact pressure p on static friction μ_s . The obtained results demonstrate that the relationship between static friction and surface roughness is parabolic and shows a minimum for medium asperity sizes. Indeed, for smooth surfaces the bearing area is larger and so is the adhesion. This real contact area decreases when asperity sizes increase until a certain point is reached above which a second phenomenon starts to dominate caused by overlapping of the asperities. This phenomenon makes it possible to obtain higher static friction at lower contact

pressures. Such a result is economically interesting because rougher surfaces need less precise machining methods which reduces cost.

4.4.2 Dimensional measurement

Dimensional measuring instruments usually make contact only with the highest peaks of surface roughness because of their size. However, the intervening irregularities may be appreciable high and it may affect the size of the part. Subsequent removal of the peaks may differ from that indicated by the measuring instrument by an appreciable amount [13]. Surface roughness is closely related to tolerance. There is a direct relationship between the dimensional tolerance on a part and the allowed surface roughness because the measurement of surface roughness involves determination of the average linear deviation of the measured surface from the nominal surface. To ensure an accurate dimensional measurement, the variations introduced by surface roughness should not exceed the dimensional tolerances. Figure 4.1 shows the uncertainty in measurement of dimension produced by roughness.

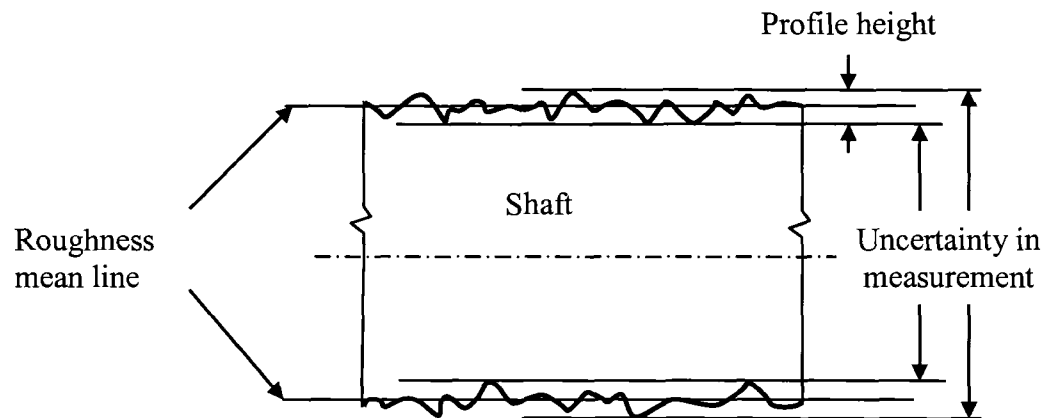


Fig. 4.1. Relation of dimensional measurement to roughness.

4.4.3 Contact pressure

The contact pressure is an important parameter influencing shrink-fit characteristics. Its value depends on the amount of interference, geometry of assembled parts, materials properties and the surface texture of mating surfaces [7]. Although all machined surfaces are rough, standard calculations don't take roughness parameters into account. The contact pressure between a solid shaft and hub made of different materials according to Lamé's theory is given by:

$$p = \left(\frac{\delta_{mean}}{2d_{sh}} \right) \cdot \left[\frac{1}{E_{sh}} \left(\frac{d_{sh}^2}{D_H^2} - \nu_{sh} \right) + \frac{1}{E_H} \left(\frac{D_H^2 + d_{sh}^2}{D_H^2 - d_{sh}^2} + \nu_H \right) \right]^{-1} \quad (3)$$

where:

- δ_{mean} is the diametrical mean interference,
- d_{sh} is the common diameter,
- D_H is the outer diameter of the hub,
- E_{sh} is the elasticity module of the shaft,
- E_H is the elasticity module of the hub,
- ν_{sh} is the expansion coefficient of the shaft,
- ν_H is the expansion coefficient of the hub.

The contact pressure can be rewritten:

$$p = \delta_{mean} \times K \quad (4)$$

where

$$K = \left(\frac{1}{2d_{sh}} \right) \cdot \left[\frac{1}{E_{sh}} \left(\frac{d_{sh}^2}{D_H^2} - \nu_{sh} \right) + \frac{1}{E_H} \left(\frac{D_H^2 + d_{sh}^2}{D_H^2 - d_{sh}^2} + \nu_H \right) \right]^{-1} \quad (5)$$

The relation between surface roughness, interference, and contact pressure is quite complex because many factors and physical phenomenon are related to the individual case. The distribution of asperities, the evolution of pressure and the elastic-plastic deformation of asperities all have an influence in this relation. The stress distribution is not uniform in the radial direction for a cylindrical shrink-fit. In some cases, particularly when the interferences involved are high, the surfaces of shrink fitted assemblies may be damaged during dismantling. This is possibly due to welding of some of the asperities as a result of high pressure and intimate contact. There is a need to define a more appropriate interference that takes into account the presence of roughness.

4.4.4 Interference and contact area

The interference δ_{mean} (Figure 4.2) is given by the difference between shaft diameter and hub inner diameter. It is a characteristic feature and a basic quantity of interference fit. The value of contact pressure, as well as loading capacity, depends on the size of the interference.

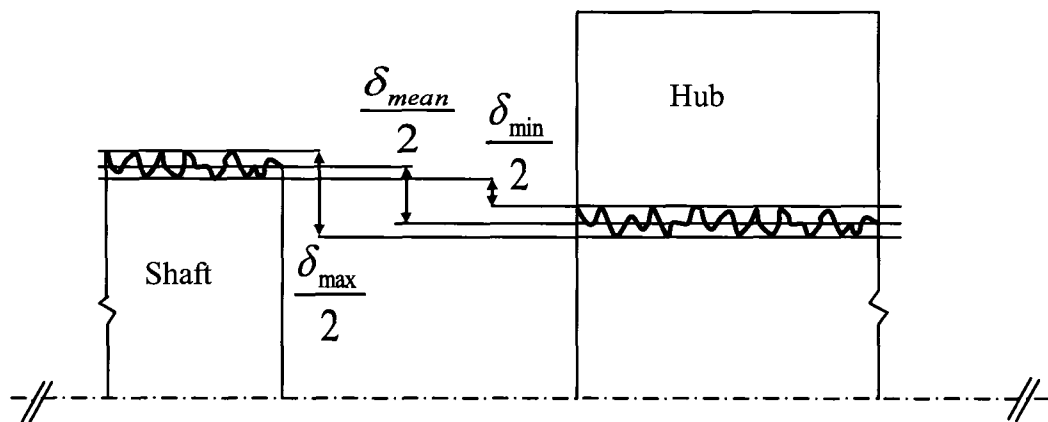


Fig. 4.2. Interference fit definitions.

Note that it is not possible to manufacture contact area diameters of connected parts with absolute accuracy and therefore the value of the interference is vague and accidental. Its size is defined by two tabular values of marginal interference which are given by the

selected fit (by allowed manufacturing tolerances of connected parts). Interference fits are then designed and checked on the basis of these marginal assembly interferences. Minimum assembly interference δ_{\min} (Figure 4.2) is a basic value for solving the loading capacity of a coupling; maximum interference δ_{\max} is decisive for its torque capacity.

Figure 4.3 shows some roughness parameters as related to material ratios. These parameters help provide an appreciation for the real contact between mating surfaces. Material ratio Rmr (ASME: bearing length ratio tp) is the ratio expressed in percent of the material-filled length to the evaluation length l_n at the profile section level c . The profile section level C is the distance between the evaluated intersection line and the specified reference line C_{ref} . The material ratio curve (Abbott-Firestone curve) shows the material ratio Rmr as a function of the profile section level C . The material ratio can also be evaluated on the Primary or the Waviness profile (Pmr or Wmr). Core roughness depth R_k is the depth of the roughness core profile. Reduced peak height R_{pk} is the mean height of the peaks protruding from the roughness core profile. Reduced valley depth R_{vk} is the mean depth of the valleys protruding from the roughness core profile. Mr1 and Mr2 are the smallest and the highest material ratios of the roughness core profile.

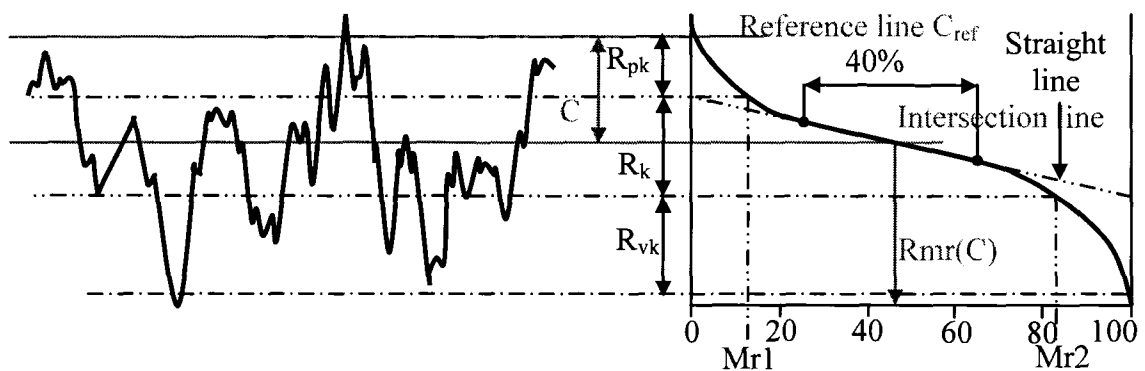


Fig. 4.3. Definition of roughness parameters related to material ratio [12].

R_k indicates the depth of the working part of the surface, the flat part of the bearing area curve. After the peaks represented by R_{pk} are worn down this part of the surface carries the load and most closely contacts the mating surface. R_{pk} is an estimate of the small peaks above the main plateau of the surface. These peaks will typically be worn off (or down) during the run-in period for a part. Generally, it would be desired to have a fairly small R_{pk} . R_{vk} is an estimate of the depth of valleys which will retain lubricant in a functioning part. Mr_1 is the fraction of the surface which consists of small peaks above the main plateau. Mr_2 is the fraction of the surface which will carry load during the practical lifetime of the part. Alternatively, $100\% - Mr_2$ is the fraction of the surface that consists of deeper valleys that will retain lubricant.

For the model the radial roughness is negligible compared to the axial roughness. The approach is only bi-dimensional. Waviness and form error are not considered.

4.4.5 Interference calculation

The measured dimension is the dimension between high peaks:

$$\delta_m = d_{shmax} - d_{Hmin} = \delta_{mean} + 2(R_{pH} + R_{psh}) \quad (6)$$

where

δ_m = measured value of diametrical interference,

δ_{mean} = mean value of diametrical interference,

R_p is peak high parameters,

d_{shmax} = maximum shaft diameter,

d_{Hmin} = minimum inner hub diameter.

The interference should be corrected for the effect of surface roughness. Flattening of roughness peaks by mounting under high pressure is estimated as the sum of R_{pksh} and R_{pkH} of the mating surfaces.

We define the loss of interference due to wearing down of small isolated peaks as:

$$L\delta_p = 2(R_{pksh} + R_{pkH}) \quad (7)$$

The maximum loss of interference due to asperity overlapping which can take place when two cylindrical surfaces are in contact is equal to twice the smaller of both R_k of two surfaces. The values of R_{sm} and R_c roughness parameters provide some indication about the way in which overlapping of asperities occurs. So we define $L\delta_e$, the loss of interference due to asperity overlapping as:

$$\text{Maximum } L\delta_e = 2 \times \text{minimum } (R_{ksh}; R_{kH}) \quad (8)$$

The effective interference is calculated then by:

$$\delta_{eff} = \delta_m - L\delta_p - L\delta_e \quad (9)$$

where

δ_{eff} = effective value of diametrical interference,

$L\delta_p$ = correction for interference loss owing to isolated peaks plastification,

$L\delta_e$ = correction for interference loss owing to asperities overlapping.

If the relative interference $\delta_{mean}/d_{sh} \geq 1.6\%$, an additional loss of interference ($L\delta_{pl}$) due to plasticity must be included. This loss depends on geometry, materials and the surface bearing area ratio.

4.4.6 Real contact area calculation

For the contact between rough and smooth surfaces, the effective area of contact A_{eff} can be estimated using R_{mr} (C)

$$A_{eff} = A \times R_{mr} (C) \quad (10)$$

where A is the apparent area of contact and R_{mr} (C) is the material ratio roughness parameter for the level C.

$$\text{Plastic contact: } A_{eff_p} = A \times Mr1 \quad (11)$$

$$\text{Elastic contact: } A_{\text{eff } e} = A \times (\text{Rmr } (C) - \text{Mr}1) \quad (12)$$

$$A_{\text{eff}} = A_{\text{eff } p} + A_{\text{eff } e} \quad (13)$$

For contact between two rough surfaces calculation of the real area of contact is more complex than the previous case. However we can estimate the maximum and the minimum of the effective area of contact. R_{sm} and R_c roughness parameters can be helpful to determine the amount of contact.

The maximum of the effective surface of contact is equal to the smaller of the two highest material ratios of roughness core profiles Mr_{2sh} and Mr_{2H} .

$$\text{Maximum } (A_{\text{eff}}) = A \times \text{minimum } (Mr_{2sh}; Mr_{2H}) \quad (14)$$

$$\text{The area of plastic contact is estimated by: } A_{\text{eff } p} \approx A \times (Mr_{1sh} + Mr_{1H}) \quad (15)$$

The area of elastic contact is estimated by:

$$\begin{aligned} \text{Maximum } (A_{\text{eff } e}) &= A \times \\ \text{minimum } &[(Mr_{2sh} - (Mr_{1sh} + Mr_{1H})); (Mr_{2H} - (Mr_{1sh} + Mr_{1H}))] \end{aligned} \quad (16)$$

For shrink fit, the mating surfaces are closely pressed against each other; equations 14, 15 and 16 become:

$$A_{\text{eff}} \approx A \times \text{minimum } (Mr_{2sh}; Mr_{2H}) \quad (17)$$

$$A_{\text{eff } p} \approx A \times (Mr_{1sh} + Mr_{1H}) \quad (18)$$

$$A_{\text{eff } e} \approx A \times \text{minimum } [(Mr_{2sh} - (Mr_{1sh} + Mr_{1H})); (Mr_{2H} - (Mr_{1sh} + Mr_{1H}))] \quad (19)$$

Example of calculation:

While referring to the values shown in Table 4.1 and using the new method of calculating the effective interference and surface of contact of Shaft 1 and Hub 1, the following results are obtained:

Effective interference calculation:

$$\delta_m = d_{shmax} - d_{Hmin} = 12,505 \text{ mm} - 11,491 \text{ mm} = 14 \text{ } \mu\text{m}.$$

$$\delta_{mean} = \delta_m - 2(R_{pH} + R_{psh}) = 14 - 2(2,4 + 1,9) = 5,4 \text{ } \mu\text{m}.$$

$$L\delta_p = 2(R_{pksh} + R_{pkH}) = 2(1,1 + 1,2) = 4,6 \text{ } \mu\text{m}.$$

$$L\delta_e = 2 \times \text{minimum}(R_{ksh}; R_{kH}) = 2 \times 1,2 = 2,4 \text{ } \mu\text{m}.$$

$$\delta_{eff} = \delta_m - L\delta_p - L\delta_e = 14 - 4,6 - 2,4 = 7,0 \text{ } \mu\text{m}.$$

Effective surface calculation:

$$A = 12,5 \times \pi \times 25,4 = 997 \text{ mm}^2$$

$$A_{eff} \approx A \times \text{minimum}(Mr_{2sh}; Mr_{2H}) = 997 \times 91,3\% = 910,3 \text{ mm}^2.$$

$$A_{effp} \approx A \times (Mr_{1sh} + Mr_{1H}) = 997 \times (32,4 + 11,7)\% = 439,7 \text{ mm}^2.$$

$$A_{effe} \approx A \times \text{minimum} [(Mr_{2sh} - (Mr_{1sh} + Mr_{1H})); (Mr_{2H} - (Mr_{1sh} + Mr_{1H}))] \\ = 997 \times (91,3 - (32,4 + 11,7)\%) = 470,6 \text{ mm}^2.$$

4.5 Experimental procedures

The intent of these experiments was to investigate the effect of roughness and contact pressure on the torque transmitting capacity of a shrink-fit assembly. The experimentation included two stages; the first focused on surface characterization and the second involved torque capacity testing. The total number of experiments was selected based on the number of parameters that influence the torque capacity of shrink fitted joints and also on the level of variation for each of these factors. Three parameters were retained and a three-level variation was taken. A 3^3 experimental plan was therefore adopted to study the effects of principal variables and all interactions. The

shaft and hub characteristics such as the material, contact length and diameter, were designed to be close to real shrink-fit tool applications found in most common industrial practices. The hub and shaft materials were respectively: AISI H13 (ISO X40 CrMoV5-1) and AISI O1 (ISO 95MnWCr5) tool-steels.

The shafts and hubs were machined on a Mazak-QT-Nexus-200 CNC lathe. Different feeds and speeds were used to obtain the desirable roughness. External and internal turning processes were used to generate the shaft and hub end surfaces. The same tools with same cutting angle and tip radius were employed to obtain similar roughness profiles. Special care was taken during internal turning to minimize vibration and increase tool stiffness.

4.5.1 Specimen preparation

The hubs and shafts used in our experiments were designed to closely represent a shrink-fit tool holder application. Since the condition of the mating surfaces greatly influences the strength of shrink fitted assemblies, utmost care was taken in preparing the specimens. Figure 4.4 shows the shaft and hub specimens used for the experiments. The nominal diameter of the assembly was 12.5 mm, the hub outer diameter was 18 mm and the contact length, 25.4 mm.

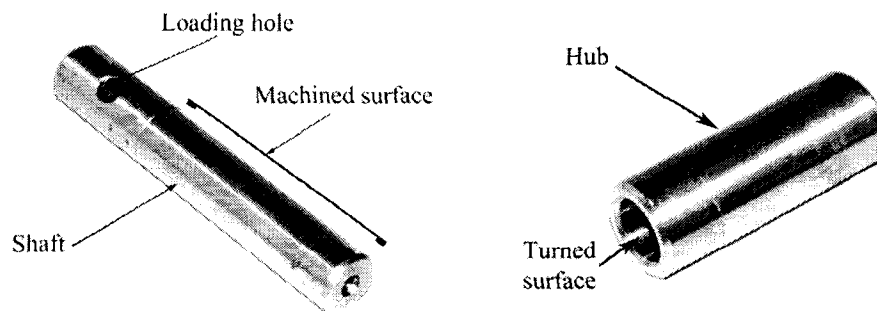


Fig. 4.4. Shaft and hub specimens used for experimentation.

4.5.2 Dimensional measurement

The outer diameter of the shaft and the inner diameter of the hub were measured under a controlled temperature of 20°C with a precision of 0.5 μm using a high precision Coordinate Measurement Machine (CMM). Six readings were made axially for each shaft and hub with the average value taken as the effective diameter. A spherical probe tip of 3 mm diameter was used for diameter measurement to avoid including the specimen roughness in the measurement.

4.5.3 Surface roughness measurement

The roughness profile of the specimens was measured using Mitutoyo SV4000. The stylus was positioned to move along the specimens which were held in a vee-block to obtain the roughness profile across the lay. A special stylus was used to measure roughness profile inside the hub. The roughness was assessed in the axial direction, across the lay for every specimen; it was considered the worst-case situation as surface roughness in this direction is generally higher than in any other because of the radial turning process used to generate the shaft and hub surfaces. All roughness parameters such as R_a , R_z , R_t were measured using a profilometer with a 60° cone diamond stylus and a 2 μm tip radius. The measuring force was 0.75 mN.

4.5.4 Joint assembly

Before the experiments were performed the shaft and hub were degreased and cleaned thoroughly with acetone to eliminate contaminants. The components used for investigation were made by dilating the hub using a Shrinkmaster machine, then pushing the shaft freely into it under gravity. The shrinking temperature was about 200 °C; this temperature was chosen to ensure that the material composition and properties were not affected.

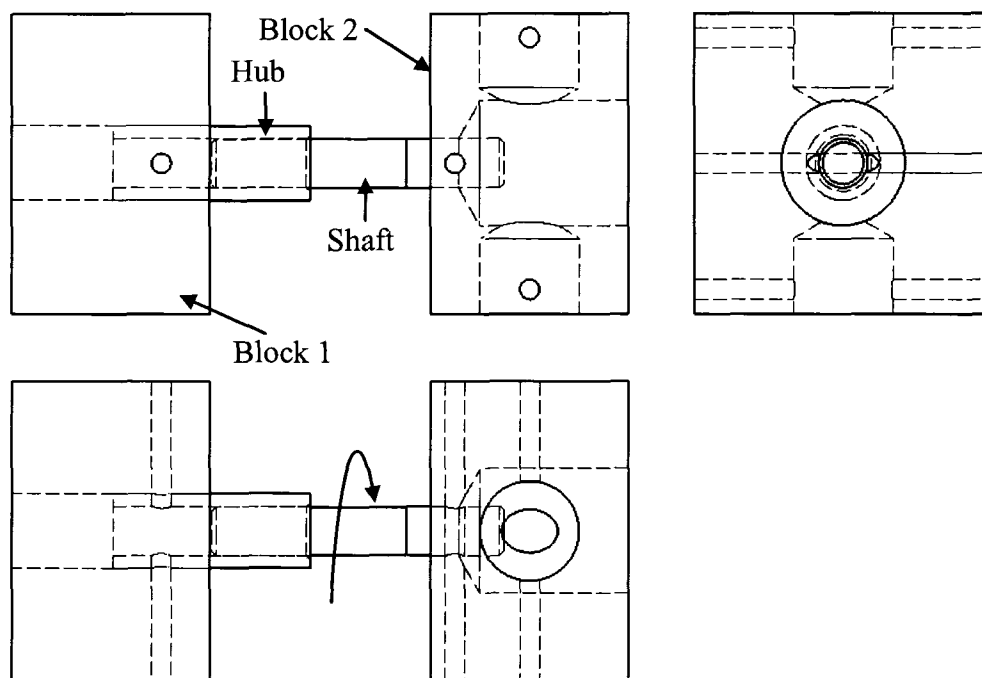


Fig. 4.5. Special system to apply torque.

4.5.5 Torque capacity measurement

Torque tests were carried out taking care to ensure their randomization. The torque capacity was measured using a special purpose rig designed and manufactured in our labs. We chose to design and manufacture our own testing device because existing standards and apparatuses do not meet our application specifications. The torque testing device shown in Figure 4.5 consists of two steel blocks with a center hole where the shaft and hub can be inserted. The Figure presents a drawing of the blocks with shaft and hub. Block 1 is held in a vice and a twisting torque is applied on the shaft through block 2. The torque was increased gradually until slip occurred along the shaft-hub interface.

4.6 Results and discussion

Experiments were conducted to investigate the influence of various parameters that are likely to affect the torque capacity in shrink-fit assembly. The collected results of surface roughness and torque capacity were thoroughly analyzed. The turned surfaces

present regular and periodic roughness profiles. The parameters and conditions of machining were identical for each machining type in order to obtain reproducible surfaces. Table 4.1 shows a selection of representative roughness parameters of the shaft and hub.

Since external turning is more easy and precise than internal turning, the roughness profile obtained for shafts is more regular than hubs as shown in Figures 6 and 7. Machining conditions, tool geometry and vibrations are the main causes of this difference.

Table 4.1
Some roughness parameters of machined shafts and hubs.

	Shaft 1	Shaft 2	Shaft 3	Hub1	Hub 2	Hub 3
Ra(μm)	0,8	1,6	2,4	1,3	2,9	5,7
Rq (μm)	0,9	1,9	2,9	1,6	3,5	6,7
Rp (μm)	1,9	3,7	6,6	2,4	7,7	14,0
Rz (μm)	3,0	7,1	11,4	8,3	15,5	25,2
Rt(μm)	3,2	7,4	12,2	11,7	17,3	27,4
Rsm (mm)	0,051	0,094	0,203	0.218	0.300	0,508
Rc (μm)	2,6	5,1	10,4	4,6	10,6	23,4
Rk (μm)	1.2	5,3	7,5	2.8	9.9	17,8
Rpk (μm)	1,1	1,0	2,9	1,2	2,3	2,1
Mr1 (%)	32,4	10,3	12,6	11,7	14,8	10,1
Mr2 (%)	97,5	89,9	98,4	91,3	95,2	88,4

Measured profiles of the three shaft surfaces are presented together in Figure 4.6 to show the difference in height. While the three profiles are periodic and do not exhibit vibration effects, the difference between their periods is clear.

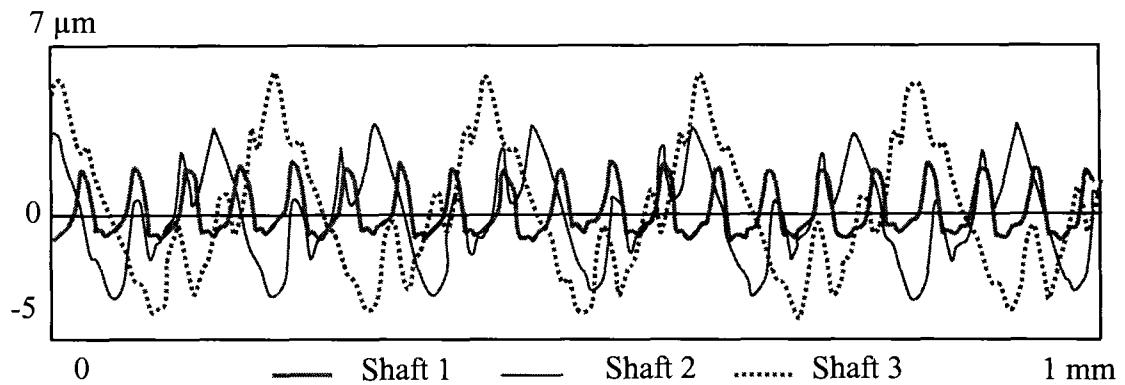


Fig. 4.6. Magnified roughness profile for shafts.

A sample of measured profiles for three sets of hubs is represented in Figure 4.7. In spite of precautions taken during interior turning, the effect of vibrations is very evident for this case.

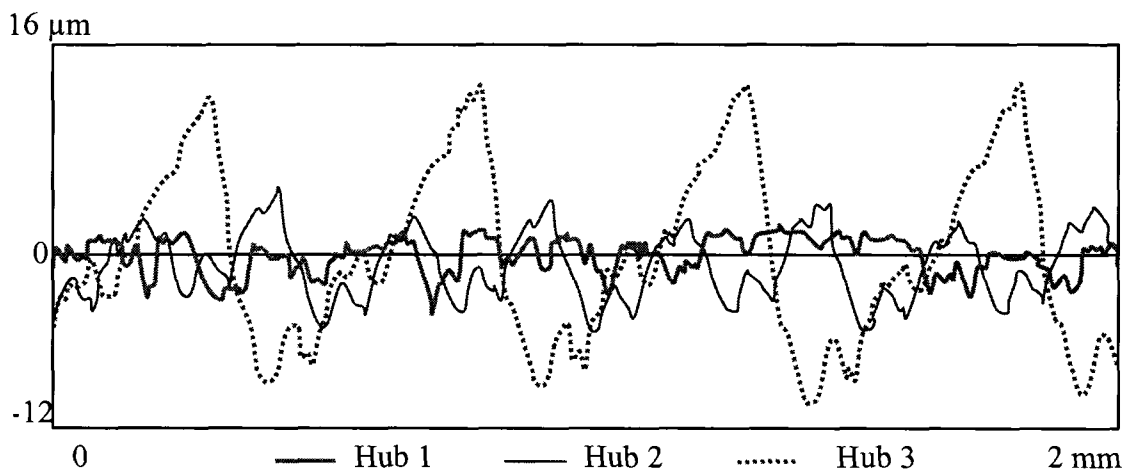


Fig. 4.7. Magnified roughness profile for hubs.

Statistical analysis of the results of torque capacity was accomplished according to ANCOVA models which are particular cases of the models of regression analysis with a mixture of quantitative and qualitative variables represented by codified variables. The surface texture was considered as a qualitative variable and classified into three

categories; rough, medium and smooth. The selected ANCOVA calculated the variances and analyzed the effects of the principal factors and their interactions.

To begin, the collected data were examined to detect any anomaly or violation of assumptions. Results were found to be randomly sampled, without outliers, and normally distributed with constant variance. The ANCOVA dependent variable is the torque capacity and the independent variables are shaft roughness and hub roughness as categorical variables. Interference was covariate. The levels of the independent variables are shown in Table 4.2. These levels were selected in order to cover the normal ranges of surface roughness and pressure.

Table 4.2
Levels of independent variables

Factors	Units	Symbol	Levels of factors		
			1	2	3
Shaft roughness			Smooth	Medium	Rough
Hub roughness			Smooth	Medium	Rough
Interference	μm	δ_{mean}	5	10	15

A 5% level of significance was selected for main and all interactions. The best subset method using Mallows' C_p criterion was retained. Mallows' C_p indicates the fitting quality of the model. It takes into account the number of regressors and the sample size. It tends to be less dependent on the number of effects compared to R-square. It allows finding the best subset including only the independent predictors of the dependent variable. Calculations were executed with General Regression Models (GRM). The analysis type was ANCOVA and all interaction was considered. The ANCOVA output and the calculated F ratios are shown in Table 4.3 for each significant effect. All F-ratios are based on the residual mean square error. The ANCOVA Table decomposes the variability of torque capacity into contributions due to independent factors and interactions. The Prob-value tests the statistical significance of each factor. Since four Prob-values are less than 0.05, these factors have a statistically significant effect on

torque capacity at a 95% confidence level. In this experiment, the global test of the whole model and individual tests of each factor were found significant. Furthermore, ANCOVA revealed that the interaction between hub and shaft roughness were also significant, but at a lower level. There was no co-linearity between independent factors.

Table 4.3
ANCOVA Table

Effect	Univariate Tests of Significance for Torque				
	Best subset solution, Effective hypothesis decomposition				
	SS	Dof	MS	F	Prob
Intercept	1,48	1	1,48	0,00137	0,970894
Interference	98204,26	1	98204,26	90,81385	0,000000
Shaft roughness	22294,61	2	11147,31	10,30841	0,001170
Hub roughness	20050,51	2	10025,26	9,27080	0,001895
Hub roughness * Shaft roughness	19955,46	4	4988,87	4,61343	0,010496
Error	18383,46	17	1081,38		

Where SS is the sum of squares,

Dof is the degree of freedom,

MS is the mean of squares,

F is the observed value of Fisher test,

Prob is the probability to get $F \text{ value} \geq F \text{ observed}$.

The degree of freedom provides a measure of the quality of a standard deviation estimate. The larger the degrees of freedom, the better the quality of the estimate. The multiple R^2 (Table 4.4) is equal to 0.897 which means that 89.7% of the variance of the torque capacity can be explained by the factors in the regression equation. The multiple R^2 represents the percentage of the observed variation that is explained by the correlation. The error of the model is equal to 10.3%.

Table 4.4

Test of sum of square of the whole model vs sum of square of residual.

Dependent variable	R ²	Model SS	Model dof	Residual SS	Residual dof	F	Prob
Torque	0,897235	160504,8	9	18383,46	17	16,49178	0,000001

The hypotheses of ANCOVA (normality and homogeneity of variance of residuals) were tested and verified (5% error rate). Errors were random, follow approximately a normal distribution, have a constant standard deviation and their means is close to zero.

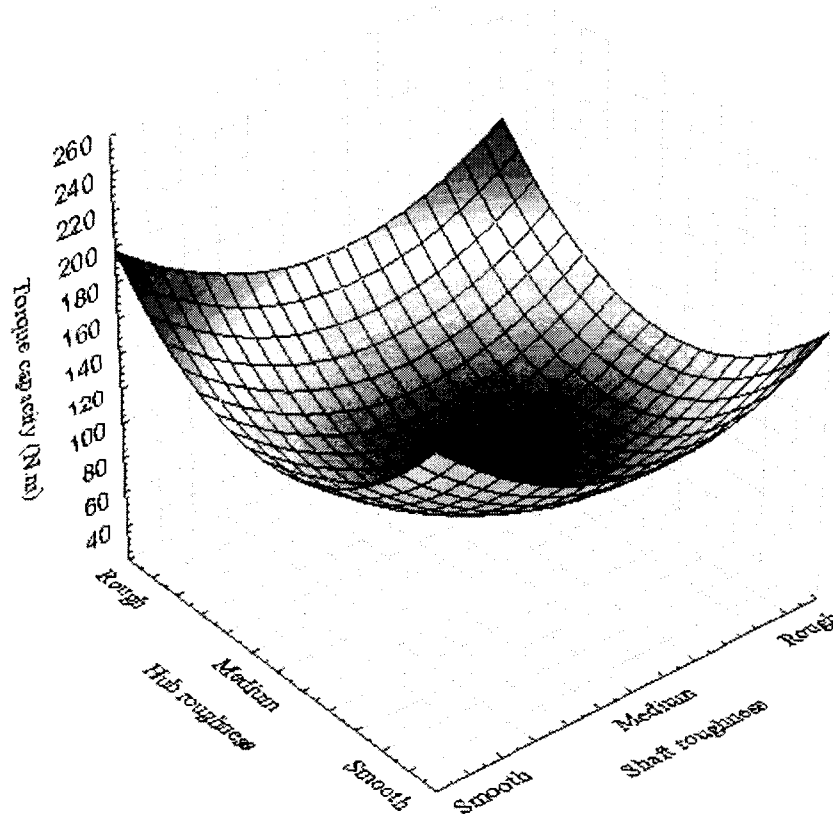


Fig. 4.8. 3D surface plots of torque capacity vs shaft roughness vs hub roughness.

The effect of surface roughness of hub and shaft are shown in Figures 4.8. The torque capacity is high for smooth level, it decreases for medium and then increases back to a high reading for rough level. Assumptions for residuals are satisfied. Errors are random

and approximate a normal distribution showing a constant standard deviation with means close to zero.

The fitted surface of response between torque capacity, hub roughness and shaft roughness is presented in Figure 4.8. A response surface is a surface that represents predicted responses to variations in factors. Torque capacity is high for smooth roughness and decreases as roughness increases until a medium value is reached. As roughness continues to increase beyond this point, the torque capacity begins to take higher values again. As shown in Figures 4.9 and 4.10 the torque capacity increases linearly with the interference. However the roughnesses of mating parts have a clear effect. Indeed for the same interference the torque is high for smooth surfaces, when roughness increases the torque decrease until a medium value and then increases again for rough surfaces. This is due to asperity overlapping.

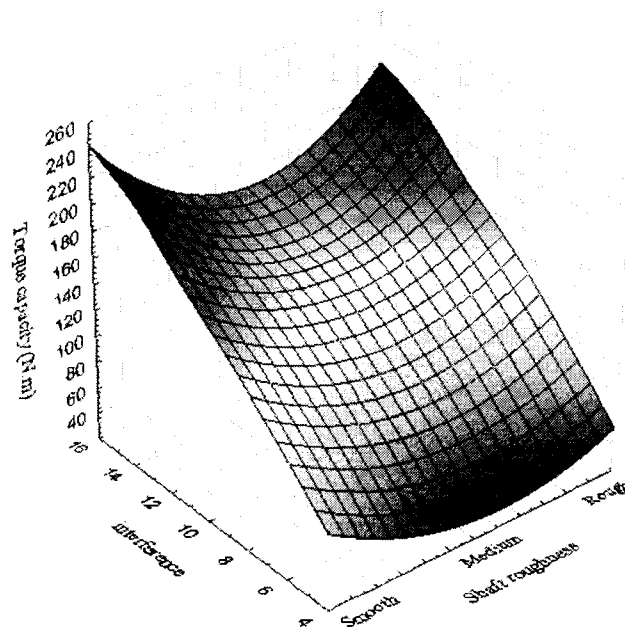


Fig. 4.9. 3D surface plots of torque capacity vs interference vs shaft roughness.

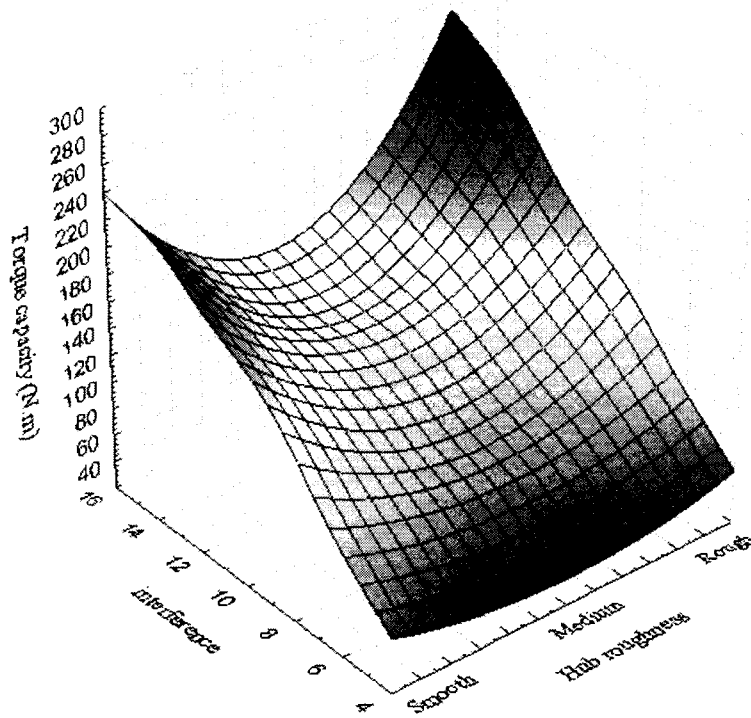


Fig. 4.10. 3D surface plots of torque capacity vs interference vs hub roughness.

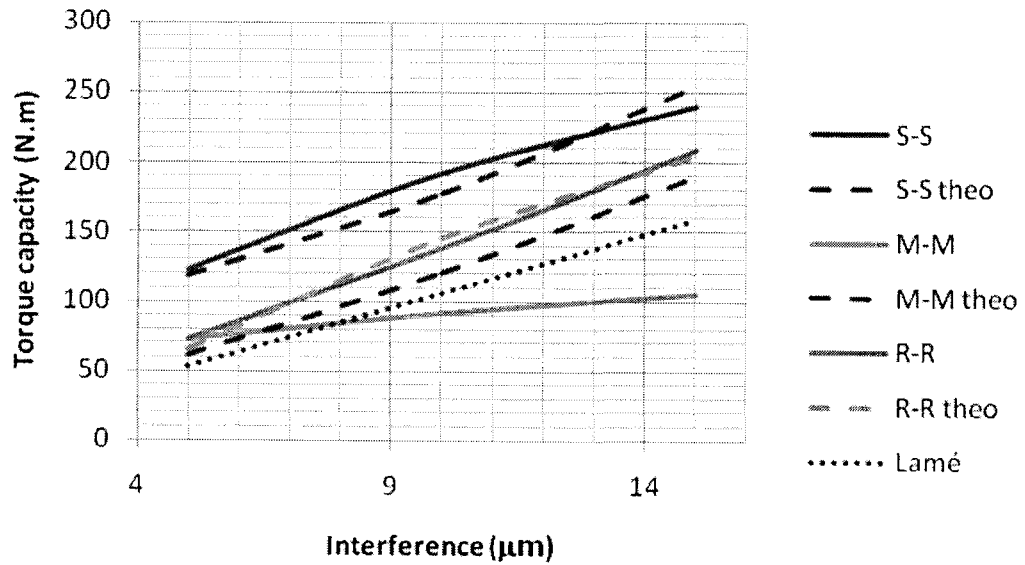


Fig. 4.11. Theoretically determined curves of torque capacity compared with experimental measurements.

An analysis of the difference between the theoretical and experimental curves of torque capacity will aid evaluation of the current computing method. Figure 4.11 shows the theoretical torque capacity for Lamé's model and the author's method compared with experimental results. A high degree of shift is evident between Lamé's method and experimental results. Conversely, the author's method shows only a slight mean shift. (legend: S-S is smooth-smooth contact; M-M medium-medium contact; R-R rough-rough contact and Lamé indicates the Lamé method)

4.7 Conclusion

Lamé's formula for interference fits is widely used although it does not consider the roughness of contact surfaces. A better understanding of the effects of roughness and interference on torque capacity of shrink-fit connections is presented in this work. A statistical design of experiments was used. Results show the existence of a correlation between torque capacity, roughness and interference. The interaction between roughnesses of mating surfaces has a major effect on the torque capacity coefficient. A new method is proposed for computing the interference between mating parts of shrink-fit connections that considers surface roughness. It shows good agreement with experimental results. Application of the results for tool and tool holder interface confirms that it is possible to optimize surface roughness and interference in order to obtain sufficient torque without using severe conditions.

4.8 References

- [1]. Rivin EI, Tooling structure: Interface between cutting edge and machine tool, In: CIRP Annals - Manufacturing Technology 2000; 49(2): 591-609.
- [2]. Bilz France, Technique de serrage d'outils: une nouvelle dimension, Machines Production 2000, 727 : 27.
- [3]. Beitz W, Kuttner KH. Dubbel Handbook of Mechanical Engineering. London: Springer-Verlag, 1993.

- [4]. Ramachandran RV, Radhakrishnan V. Influence of surface finish on interference fits. *International Journal of Production Research* 1974; 12(6): 705-719.
- [5]. Thornley RH, Elewa I. The static and dynamic stiffness of interference shrink-fitted joints. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 1988; 28(2): 141-155.
- [6]. El-Hadidy AF, Influences of geometry, fitting and surface roughness on load carrying capacity of shrink fitted joints, *Metallwissenschaft und Technik* 1997; 51(7):.251-257.
- [7]. Yang GM, Étude de l'influence de l'état de surface sur les caractéristiques d'un emmanchement fretté, PhD thesis, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Cluny, France, 1998.
- [8]. Yang GM, Coquille JC, Fontaine JF, Lambertin M. Contact pressure between two rough surfaces of a cylindrical fit. *Journal of Materials Processing Technology* 2002; 123(3): 490-497.
- [9]. Sackfield JR, Barber JR, Truman CE. A shrink fit subject to torsion. *European Journal of Mechanics A/Solids* 2002; 21: 73-84.
- [10]. Booker JD, Truman CE, Wittig S, Mohammed Z. A comparison of shrink-fit holding torque using probabilistic, micromechanical and experimental approaches, In: *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part B Journal of Engineering Manufacture* 2004; 218(2): 175-187.
- [11]. Leluan A, Assemblages frettés, In : *Traité Génie Mécanique B5500, Techniques de l'ingénieur, Éditions Techniques de l'ingénieur, Paris, 2005*
- [12]. Ben Mhenni A, Mascle C, Balazinski M., Agility in High Speed Machining: Optimization between Tool and Holder, 6th Int. Conf. on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering (IDMME), Grenoble, France 2006; May 17-19.
- [13]. Oberg E, *Machinery's Handbook*. New York Industrial Press; 2004.

**CHAPITRE 5: ARTICLE 3: EFFECT OF ROUGHNESS AND
INTERFERENCE ON DAMPING OF SHRINK FITTED ASSEMBLIES**

Abdelkarim Ben Mhenni, Christian Mascle, Marek Balazinski

Ecole polytechnique de Montréal, Manufacturing Section, C.P. 6079 - Succ. Centre-
Ville, Montréal(Québec), CANADA, H3C 3A7.

5.1 Abstract

The dynamic characteristics of shrink-fit assemblies play an important role in many applications such as engines and machine tools. The performance of machine structures are significantly affected by the interaction at the mating surfaces of machine elements. Metallic mating surfaces in shrink-fits offer a good source of energy dissipation, resulting in damped dynamic structural response. In high speed machining (HSM) shrink-fit tool holders perform better than classic tool holders however their damping ratio must be improved. Designing an optimum shrink-fit that provides the desired damping is possible if all assembly parameters are understood. This paper describes the results of a series of statistically-designed experiments where damping occurring in shrink-fit assemblies is measured. The effects of mating surface roughness and assembly interference are investigated. The results should be useful for machine tool designers and particularly tool holder designers.

Keywords: Shrink fit, roughness, damping ratio, interference.

5.2 Introduction

High speed machining (HSM) in mechanical fabrication is an expanding field of application. Technological progress has made it possible for spindle speeds to reach 100,000 rpm with cutting speeds up to 10,000 m/min. Currently, the weak link which prevents us from fully benefiting from HSM is the interface between the spindle and the cutting tool. The ideal characteristics sought at the tool holder interface are minimum

run-out, rigidity, balance, vibration damping, ease of use and low cost. The shrink-fit solution is considered a valuable investment for very fast HSM processes. It offers superior concentricity, balance and ease of use. Its main drawback is its low capacity of vibration damping. The behaviour of shrink-fit assemblies in high speed applications remains to be studied as there is significant potential to improve their performance in vibration damping.

One alternative to shrink-fit for tool holder applications is hydraulic and mechanical deformation holders. A hydraulic holder equalizes clamping force around the tool using pressurized oil. As the pressure of the oil is increased by turning a screw, an expanding sleeve grips the tool shank. The fluid reservoir may offer some capacity to damp vibration, but the clamping mechanism is easily damaged.

In the design step of a tooling structure, sufficient damping must be built in to ensure required functioning under all expected operating conditions. Using laminated beams or high damping alloys is frequency and temperature sensitive, and is often expensive. About 90% of the total damping in a structure happens in the joints, which is why optimizing damping at these points is very beneficial [1]. Realistic interfaces are normally dependent on several complex parameters and unknowns. Analytical studies are therefore a difficult task. The structural damping ratio must be obtained through full-scale tests. Optimizing the tooling structure between spindle and cutting inserts is the subject of many current research studies however a thorough consideration of factors influencing the performance of the tool-tool holder interface has not yet been presented. The focus of this paper is to evaluate the effect of surface texture and interference on the damping response of shrink-fit connections.

5.3 Related works

Very few investigations have been undertaken on structural damping under micro-displacement conditions. Research results show that joint damping is influenced, albeit

in a complex manner, by the normal load, surface roughness, material and machined lay orientation. Most of the works in joint damping have ignored surface roughness effects and assumed all joint surfaces as smooth. However, surface topography plays an important role in the damping capacity of structural joints. To get a realistic value of joint damping it is important to include surface roughness effects.

Chen and Deng [2] studied structural damping caused by micro-slip along frictional interfaces. Two classic joint configurations; the press-fit joint and the lap-shear joint, were used as model problems. The objectives of the paper were; to evaluate the effect of dry friction on the damping response of frictional joint interfaces, to understand the evolution of the slip and stick regions along a joint interface during loading and to quantify the energy dissipation during cyclic loading and its dependence on structural and loading parameters. Through study and comparison of the two model joint problems it was concluded that the dependence of micro-slip induced energy loss on joint and loading parameters is problem dependent and thus universal relationships between energy loss and joint and loading parameters may not exist.

Murty and Padmanabhan [1] investigated the effect of surface topography on damping in machine joints. Their intent was to design an optimum structural joint that provides the desired damping and considers the effect of surface topography. Their general observation was that the energy loss per cycle is influenced by tangential force, normal force, joint material and surface conditions. An expression which leads to an evaluation of energy dissipation in the form of hysteresis loop area was given in which the influence of material and surface topography parameters are shown directly.

Padmanabhan and Murty [3] analyzed the damping in structural joints subjected to tangential loads. They measured the energy loss per cycle occurring at preloaded flat metallic interfaces subjected to cyclic tangential forces. This energy loss was found to be affected by normal and peak cyclic tangential forces as well as the material and surface conditions at the interface. For maximum energy loss without gross sliding in a given

application, the normal preload should be adjusted to the smallest value that will prevent gross sliding at the interface.

Thornley and Elewa [4] investigated the effect of size, surface roughness and interference value on the static and dynamic stiffness of shrink-fitted joints. They focused on dynamic behaviour and concluded that tangential displacement and micro-slip increase with increasing roughness and decrease with increasing interference.

Hashimoto [5] affirmed that contact damping depends on the asperity distribution pattern in the depth direction, the shape, and elastic and/or plastic material properties. He found that the contact situation between two mating surfaces is determined by their asperity distribution pattern and plastic material properties. When a shear force is applied to the mating surfaces, damping and contact stiffness in the tangential direction vary according to the elastic characteristics of the asperities in the shear direction. In this sense, it is important that contact damping is estimated from surface topography and elastic and plastic material properties.

Marui et al. [6] investigated the mechanism of damping ratio generation of the cutting tool system induced by micro slip and the effect of clamping conditions. It was experimentally observed that a remarkable improvement in the damping ratio of a circular plate system can be expected by surface topography optimization of the clamping jig and the insertion of adhesive tape into the clamping interface.

Marui et al. [7] measured slip at the interface and energy dissipation through structural damping for several kinds of mating surfaces composed of various materials and with different surface roughness. Results show that slip and energy dissipation at the interface are influenced by the type of materials, surface finish and clamping conditions.

Agapiou [8] introduced a methodology for evaluating and comparing tool-tool holder connections based on experimental and analytical/finite element analysis results. He provides a comparison of various tool-tool holder connections based on results generated

from bench tests. Dynamic impact modal tests were performed to measure the frequency response function (FRF) of the tool connection system.

Rivin [9] affirmed that structural damping can be enhanced by optimization of an existing system. In mechanical systems, the most important high damping components which can be optimized are structural joints. Damping of joints depends on surface, fit and lubrication conditions, but also on contact pressure. Damping can be enhanced by reducing the preload force although this can be accompanied by an undesirable stiffness reduction. Experimental findings reported by Rivin led to the conclusion that although better surface finish results in higher contact stiffness, damping decreases with improved surface finish.

From the above literature it is evident that structural damping in mechanical joints is greatly affected by surface roughness and contact pressure. It is therefore important to study and quantify the evolution of damping depending on roughness and interference for the specific application of shrink-fit assembly. The objective of this paper is to identify and explore alternative approaches to obtain maximum damping without lowering the torque transmitting capacity of the assembly.

5.4 Vibrations and damping

5.4.1 Vibrations

Free vibrations are typically generated by an instantaneous excitation and correspond to a momentary disturbance of the system. Free vibration of a system can also be caused by static displacement of its position of balance followed by relaxation of this position. The system thus oscillates at its natural frequency. Because the system has a damping ratio, free vibration reduces after a period of time.

Forced vibrations result from a pulsating periodic effect. For CNC machines they are generated during discontinuous and periodic machining such as milling, during which the passage of the teeth of the periodic tool can cause forced vibrations. The system is

thus continuously and periodically excited. Other sources of forced vibrations exist during machining, such as heterogeneity of the machined matter, irregularities of the machined surface, etc.

Regenerative vibrations are the principal cause of chattering during machining. Certain disturbances excite a vibratory movement of the mechanism. This vibratory movement maintains the initial disturbances [10] and the vibrations increase exponentially. They continue until the tool damages the part or until catastrophic rupture of the tool occurs. In milling, this type of vibration means that the system vibrates at a different frequency from that imposed by the process of machining (i.e. the frequency of passage of the teeth). Chattering results from auto-energization of the mechanism due to regeneration thickness from the chip during machining or from coupling of the modes. Coupling of the modes is a coupling of two orthogonal modes generating vibration in the two directions of the plan of cut.

Chattering, either from self-excited vibrations or coupling of the modes, is undesirable during machining because it can generate bad surface finish, premature rupture of the tool and, in the long run, damage to the pin of CNC machines. Effective chatter prevention during cutting operations may be achieved by increasing the damping ratio of a cutting tool system [6].

If the vibratory process presents self-excited vibrations, these can be reduced by an adequate damping ratio of the system. Depending on the vibration parameters (amplitudes, frequencies and especially directivity), these vibrations can increase or reduce friction.

5.4.2 Damping

Damping is defined as the capacity of a mechanical system to reduce intensity of a vibratory process. The effect of damping for the vibratory process is achieved by dissipation of the mechanical energy of the vibratory movement into another form of

energy, generally heat, which can be evacuated by the system. The principal sources of damping in mechanical systems are the dissipation of energy in the structure of the material (slip at the grain boundary within the vibrating part: inner friction), in special damping components and at the interface of components (structural damping). Generally the first of these, internal damping, is negligible when compared to structural damping. Structural damping is the result of mechanical transformation of energy generated by friction. Damping at structural joints is associated with friction loss caused by micro slip of component parts over one another [9]. Frictional damping (when unlubricated joint surfaces are involved) is inevitably present whenever there is relative movement between interacting surfaces of a structure. Even under micro-slip conditions (the case considered in this study), the frictional damping caused by interface shear offers an excellent potential for large energy dissipation at structural joints. Such energy loss at various clamped joints throughout the machine tool structure can have a significant effect in limiting the magnitude of vibrations [3]. Frictional damping is associated with interface shear at a structural joint. When the external shear force is increased or decreased within a threshold range, local slip along the frictional joint interface will occur. This situation is called micro-slip, in which slip along the interface is localized in the slip region while the rest of the interface is in the stick region.

Structural joints play a paramount role in damping processes and compound structures tend to show considerably higher damping properties than similar monolithic structures. Friction damping is still viewed with considerable scepticism due to fears of stiffness non-linearity and loss, and fretting corrosion at the joint surfaces [9].

5.4.3 Modal analysis

Experimental modal analysis is the characterization of a mechanical structure such as a tool-tool holder assembly. The significant parameters that make it possible to represent the dynamic behavior of a linear structure whatever its complexity are summarized in a number of reduced modal parameters: eigen frequencies, damping and rigidity

associated. Each mode has a frequency at which it can be excited, a quantifiable rigidity and a damping value. Starting with this characterization it is possible to simulate vibration of a tool, its damping, etc.

To carry out modal analysis of a mechanism its transfer function must be measured. The tap test or hammer test involves excitation of the tool-tool holder system using a hammer with a piezoelectric force sensor. An impact of short duration is applied to excite an interval of frequencies containing a certain number of the modes of the mechanism. There is also a sensor which measures the reaction of the structure, which can be either acceleration, or displacement or speed. An accelerometer is the sensor most commonly used. Using these two signals it is possible to obtain the transfer function of the mechanism. For example, if the input signal is the force exerted by the hammer and the output signal is the acceleration caused by this input, the transfer function is the division of the measured acceleration by the force exerted by the hammer. Starting with the transfer function modal analysis can be carried out. The modes can be identified, thus determining the specific frequencies, damping and rigidity for each mode [11].

5.5 Experimental procedures

The intent of these experiments was to investigate the effect of roughness and contact pressure on the damping ratio of a shrink-fit assembly. The experimentation was completed in two stages; the first focused on surface characterization and the second involved modal testing.

The total number of experiments was selected based on the number of parameters that influence the damping ratio of shrink fitted joints and also on the level of variation for each of these factors. Three parameters were retained and a three-level variation was taken. A 3^3 experiments plan was therefore adopted to study the effects of principal variables and all interactions. The shaft and the hub characteristics such as the material, contact length and diameter were designed to be close to real shrink-fit tool applications

found in most common industrial practices. The hub and shaft materials were respectively: AISI H13 (ISO X40 CrMoV5-1) and AISI O1 (ISO 95MnWCr5) tool steels.

The shafts and hubs were machined on a Mazak-QT-Nexus-200 CNC lathe. Different feeds and speeds were used to obtain the desired roughness. External and internal turning processes were used to generate the shaft and hub end surfaces. The same tools with same cutting angle and tip radius were employed to obtain similar roughness profiles. Special care was taken during internal turning to minimize vibration and increase tool stiffness.

5.5.1 Specimen preparation

The hubs and shafts used in our experiments were designed to closely represent a shrink-fit tool holder application. Since the condition of the mating surfaces greatly influences the strength of shrink fitted assemblies, utmost care was taken in preparing the specimens. Figure 5.1 shows the shaft and hub specimens used for the experiments. The nominal diameter of the assembly is 12.5 mm, the hub outer diameter is 18 mm and the contact length is 25.4 mm.

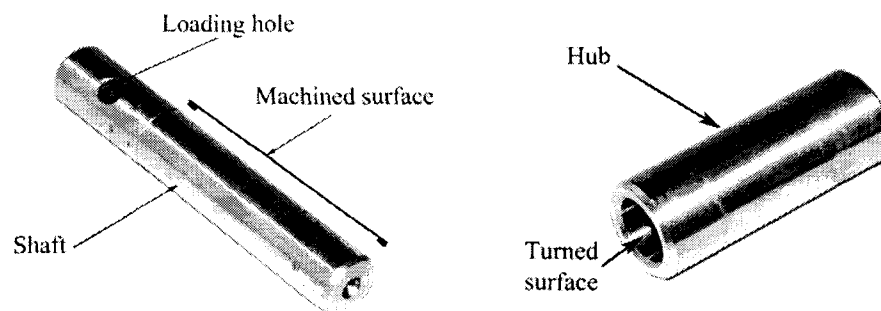


Fig. 5.1. Shaft and hub specimens used for experimentation.

5.5.2 Dimensional measurement

The outer diameter of the shaft and the inner diameter of the hub were measured under controlled temperature (20°C) with a precision of 0.5 μm using a high precision Coordinate Measurement Machine (CMM). Six readings were taken axially for each shaft and hub with the average value taken as the effective diameter. A spherical-ended feeler of 3 mm diameter was used for diameter measurement to avoid including the specimen roughness in the measurement.

5.5.3 Surface roughness measurement

The roughness profile of the specimens was measured using a Mitutoyo SV4000. Its stylus was positioned to move along the specimens which were held in a vee-block to obtain the roughness profile across the lay. A special stylus was used to measure roughness profile inside the hub. The roughness was assessed in the axial direction, across the lay for every specimen. This was considered the worst-case situation since surface roughness is generally higher in this direction than in any other because of the radial turning process used to generate the shaft and hub surfaces. All roughness parameters such as R_a , R_z , R_t were measured using the profilo-roughometer with a 60° cone diamond stylus and a 2 μm tip radius. The measuring force was 0.75 mN.

5.5.4 Joint assembly

Before the experiments were performed, the shaft and hub were degreased and cleaned thoroughly with acetone to eliminate contaminants. The components used for investigation were made by dilating the hub using a Shrinkmaster machine, then pushing the shaft freely into it under gravity. The shrinking temperature was about 200 °C. Using this temperature ensured that the material composition and properties were not affected during assembly.

5.5.5 Modal analysis

Once the shrink-fit is assembled it is possible to measure the transfer function of this system. The input signal of the transfer function is the force exerted by the hammer and output signal is the acceleration of the assembly in the excited direction. In the tap test, the assembly structure is excited by hitting it with an impulse force hammer. This impact will excite the structure over a certain frequency range depending on the size of the hammer, the type of tool tip used and the structure itself. It is necessary to strike the assembly in the direction perpendicular to the mating surface and then measure the resulting force in this direction. Data acquisition is carried out with the assistance of software CUTPRO (module MALTF).

The experimental modal analysis can be divided into three principal stages; a study of the problem, measurement of the transfer function of the system and determination of the modes as well as their characteristics such as damping ratio.

Selection of a proper hammer covering the targeted frequency range is important. In general, a large hammer will have a low natural frequency and will only be able to excite low frequencies. A small hammer will have a high natural frequency and will be able to excite high frequencies properly. It will however not be able to excite low frequencies properly. The frequency range that can be excited by a hammer is inversely proportional to the contact time of the impact. The actual excited bandwidth does not depend on the hammer only, but also on the structure which is being excited.

Use of accelerometers is common in vibration measurement and is very practical for transfer function measurement. The mass and frequency range of the accelerometer must be selected properly because the accelerometer mounted on the structure acts as an extra mass and may alter the frequency characteristics of the system. The accelerometer is mounted on the tool using special wax. The measurement setup is shown in Figure 5.2.

Bonding and interface materials between the structure and accelerometer were also selected in order to obtain accurate measurements.

Acquisition of the signals and evaluation of the transfer function were carried out with software CUTPRO (module MALTF). Module MALTF suggests making repeated acquisitions of the transfer function to finally obtain the "average" transfer function and thus minimize the errors. In order to minimize errors during tap testing, several measurements were taken and an average value was calculated. After each hit, one should examine the signals to identify whether it was a good hit. A hit is considered bad if a multiple hit occurred. When enough good hits are collected they can be averaged and the result examined. Analysis of the function of coherence during data acquisition is strongly recommended because it is possible to evaluate both the quality and deterioration of the measured signal if this approach is used.

The measured transfer functions were subsequently analyzed with the software CUTPRO (MODAL module) independently for each mode. It is important to select the totality of the modes of the structure. CUTPRO determines the frequency, damping and rigidity as well as the mass associated with each mode. Starting from measurements taken at various points of impact, CUTPRO compares the transfer functions of each point.

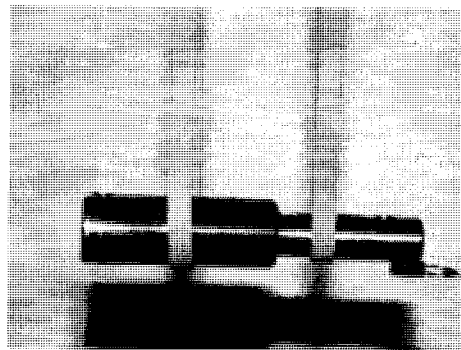


Fig. 5.2. Shrink fitted shaft and hub with waxed accelerometer.

5.6 Results and discussion

The turned surfaces presented both regular and periodic roughness profiles. Parameters and conditions of machining were identical for each machining type in order to obtain reproducible surfaces. Table 5.1 shows a selection of representative roughness parameters of the shaft and hub.

External turning is easier and more precise than internal turning and therefore the roughness profile obtained for shafts is more regular than for hubs as shown in Figures 3 and 4. Machining conditions, tool geometry and vibrations are the main causes of this difference.

Table 5.1
Some roughness parameters of machined shafts and hubs.

	Shaft 1	Shaft 2	Shaft 3	Hub1	Hub 2	Hub 3
Ra(μm)	0,8	1,6	2,4	1,3	2,9	5,7
Rq (μm)	0,9	1,9	2,9	1,6	3,5	6,7
Rp (μm)	1,9	3,7	6,6	2,4	7,7	14,0
Rz (μm)	3,0	7,1	11,4	8,3	15,5	25,2
Rt(μm)	3,2	7,4	12,2	11,7	17,3	27,4

To show the difference in height, measured profiles of the three shaft surfaces are represented together in Figure 5.3. While the three profiles are periodic and do not exhibit vibration effects, the difference between their periods is clear. These are due to differences in machining conditions.

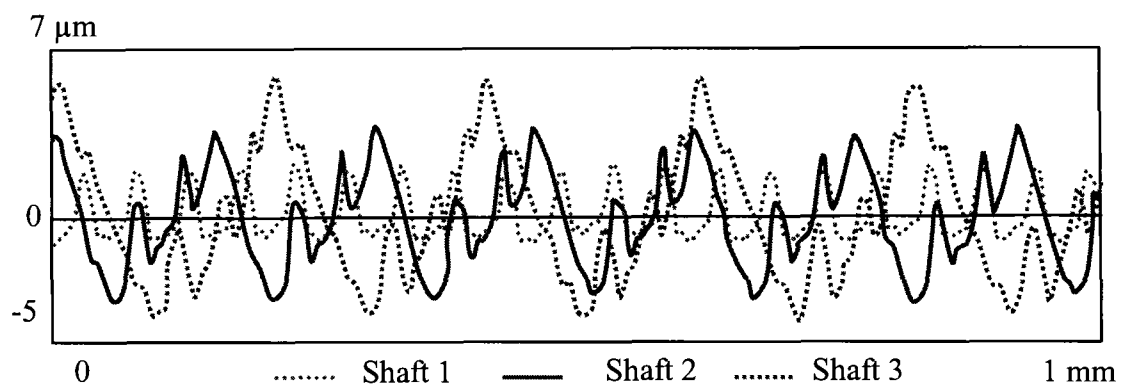


Fig. 5.3. Magnified roughness profile for shafts.

A sample of measured profiles for three sets of hubs is represented in Figure 5.4. In spite of precautions taken during interior turning, the effect of vibration is very evident for this case.

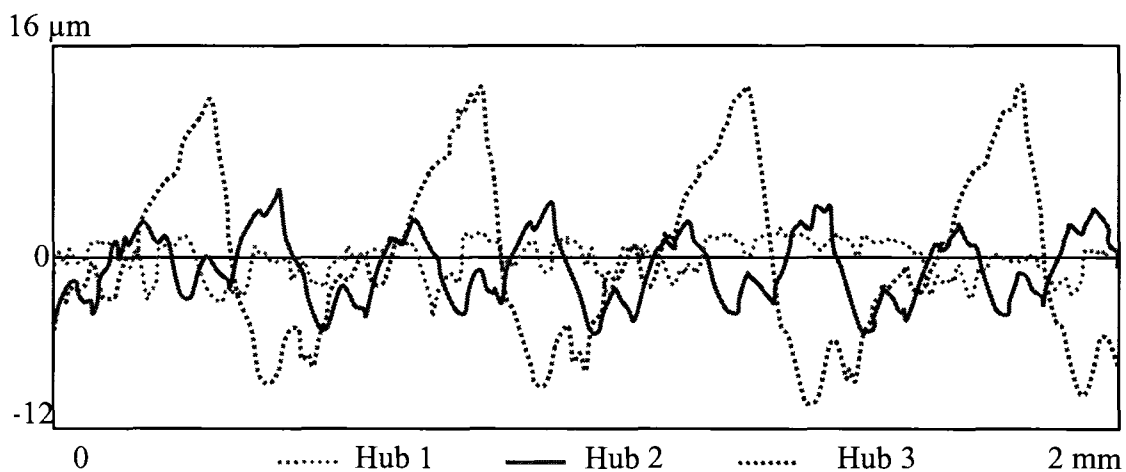


Fig. 5.4. Magnified roughness profile for hubs.

Statistical analysis of the results of damping ratio was accomplished according to ANCOVA models which are particular cases of the models of regression analysis with a mixture of quantitative and qualitative variables represented by codified parameters. The surface texture was considered as a qualitative variable and classified into three

categories; rough, medium and smooth. The selected ANCOVA calculates the variances and analyzes the effects of the principal factors and their interactions.

The collected data were examined to detect any anomaly or violation of assumptions. Results were found to be randomly sampled, without outliers, and normally distributed with constant variance. The ANCOVA dependent variable is the damping ratio and the independent variables are shaft roughness and hub roughness as categorical variables. Interference was covariate. The levels of the independent variables are shown in Table 5.2. These levels were selected in order to cover the normal ranges of surface roughness and pressure.

Table 5.2
Levels of independent variables

Factors	Units	Symbol	Levels of factors		
			1	2	3
Shaft roughness			Smooth	Medium	Rough
Hub roughness			Smooth	Medium	Rough
Interference	μm	δ_{mean}	5	10	15

A 5% level of significance was selected for main and all interactions. The best subset method using Mallows' C_p criterion was retained. Mallows' C_p indicates the fitting quality of the model. It takes into account the number of regressors and the sample size. It tends to be less dependent on the number of effects as compared to the R-square method. It allows finding the best subset including only the independent predictors of the dependent variable. Calculations were executed with General Regression Models (GRM). The analysis type was ANCOVA and all interaction was considered. For each significant effect the Statistica ANCOVA output and the calculated F ratios are shown in Table 5.3. All F-ratios are based on the residual mean square error. The ANCOVA Table decomposes the variability of damping ratio into contributions due to independent factors and interactions. Prob-value tests the statistical significance of each factor. Since four Prob-values are less than 0.05, these factors have a statistically significant effect on

damping ratio at a 95% confidence level. In this experiment the global test of the whole model and individual tests of each factor were found significant. Furthermore, ANCOVA revealed that the interaction between hub and shaft roughness were also significant, but at a lower level. There was no co-linearity between independent factors.

Table 5.3
ANCOVA Table.

Effect	Univariate Tests of Significance for damping ratio				
	Best subset solution, Effective hypothesis decomposition				
	SS	Dof	MS	F	Prob
Intercept	52,698	1	52,698	148,940	0,000000
Interference	8,405	1	8,405	23,754	0,000143
Shaft roughness	17,436	2	8,718	24,639	0,000009
Hub roughness	37,574	2	18,787	53,097	0,000000
Hub roughness * Shaft roughness	4,992	4	1,248	3,527	0,028532
Error	6,015	17	0,353		

Where SS is the sum of squares,

Dof is the degree of freedom

MS is the mean of squares,

F is the observed value of Fisher test

Prob is the probability to get F value \geq F observed.

The Degrees of freedom (Dof) provide a measure of the quality of a standard deviation estimate. The larger the number of degrees of freedom, the better the quality of the estimate. The multiple R^2 (Table 5.4) is equal to 0.919 which means that 91.9% of the variance of the damping ratio can be explained by the factors in the regression equation.

The multiple R^2 represents the percentage of the observed variation that can be explained by the correlation. The error of the model is equal to 8.1%.

Table 5.4

Test of sum of square of the whole model vs. sum of square of residual.

Dependent variable	R^2	Model SS	Model Dof	Residual SS	Residual Dof	F	Prob
Damping ratio	0,9191	68,40	9	6,015	17	21,48213	0,0000

The hypotheses of ANCOVA (normality and homogeneity of variance of residuals) were tested and verified (5% error rate). Errors were random, follow approximately a normal distribution, and have a constant standard deviation. Their means were close to zero.

Tests were conducted with a very small hammer, PCB 086D80 and a PCB 352C22 accelerometer. This hammer has no detachable tip. The steel tip and force sensor are integrated in one part. For this case we used the hammer without an extender and without a nylon tip. Figures 5 to 8 present samples of the results obtained. Figure 5.5 shows the signals in the time domain. The impulse lasts for about 0.0001 s and the vibration at the tool tip is almost zero after 0.02 s. The signal of the hammer shows no second hit and therefore no bouncing has occurred.

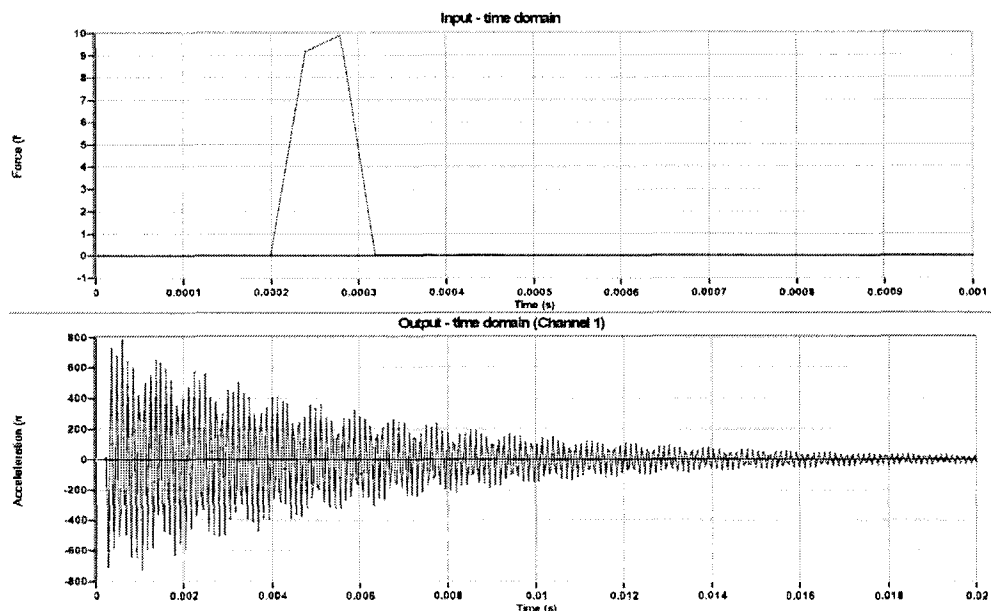


Fig. 5.5. Time responses of tap test.

Figure 5.6 shows the frequency content of the same signals. The hammer signal has already dropped to 50% of its initial value at 6000 Hz. The power spectrum of the accelerometer shows two significant peaks, or modes, at 3800 Hz and 8000 Hz along with a small peak at 3200 Hz.

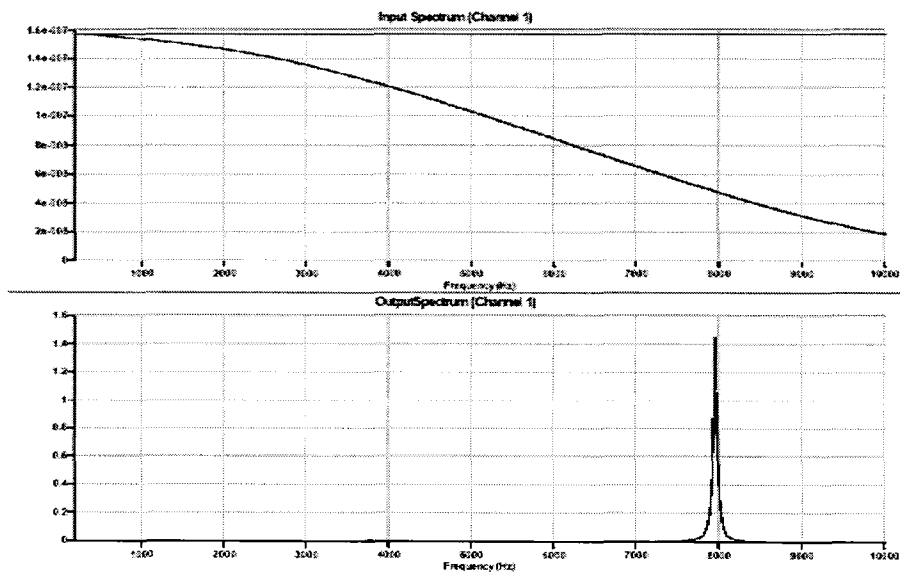


Fig. 5.6. Power spectra of tap test.

The Transfer Function is shown in Figures 7 (magnitude-phase) and 8 (real-imaginary part). One should take into account that this accelerometer can only measure up to 10,000 Hz (within $\pm 5\%$). Thus we can only use the FRF up to 10,000 Hz. For frequencies beyond 10,000 Hz the accelerometer will give amplified values, which are not correct.

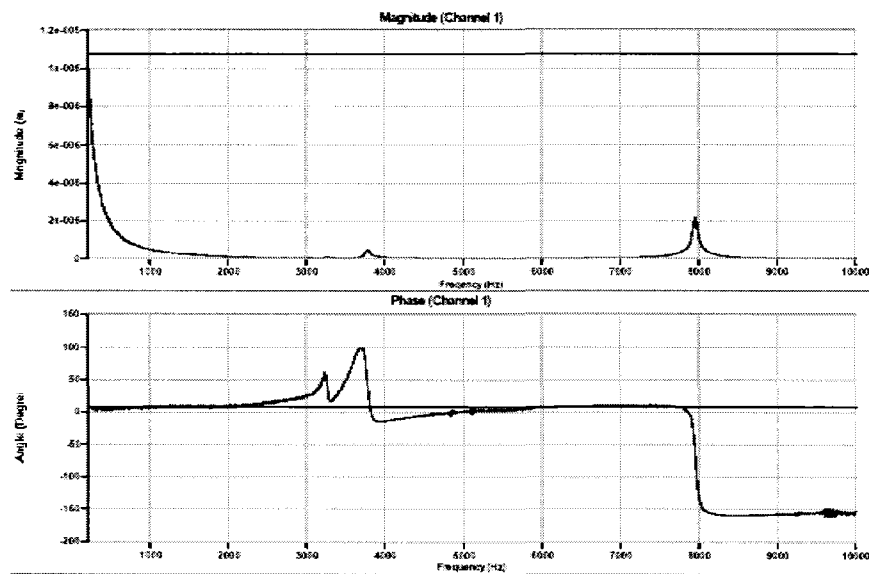


Fig. 5.7. Transfer function; Magnitude-Phase.

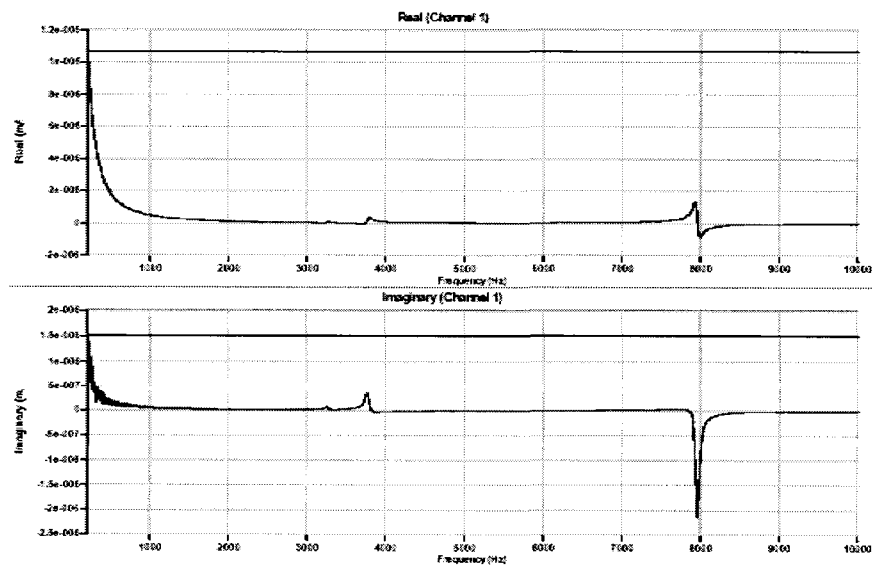


Fig. 5.8. Transfer function; Real-Imaginary parts.

Figure 5.9 shows the effect of hub and shaft roughness on damping ratio. Rougher surfaces show a higher damping ratio. This is due to asperity overlapping which allows more micro-slip between surfaces in contact.

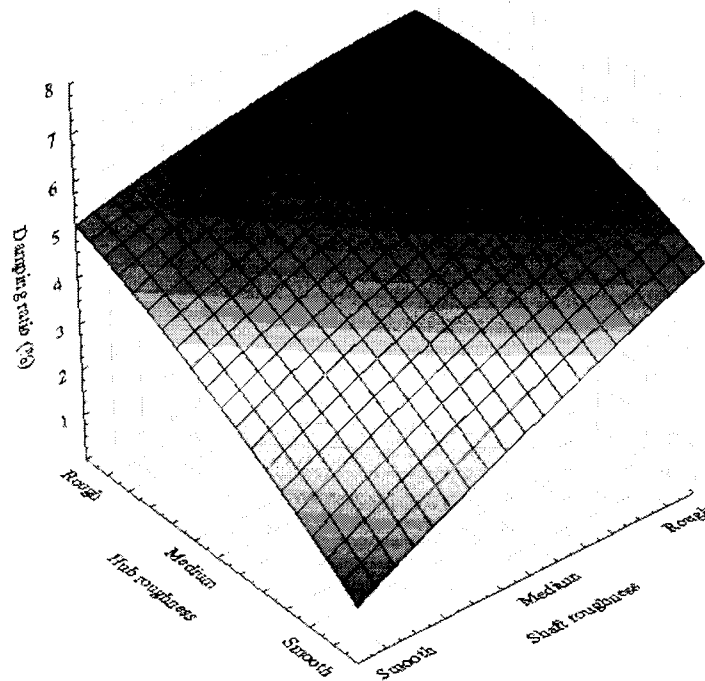


Fig. 5.9. Surface response curve of damping ratio vs. shaft roughness vs. hub roughness.

The effect of interference between tool and tool holder on the damping ratio is shown in Figures 10 and 11. The damping ratio becomes large for rougher surfaces. Small interference is desirable for maximum damping. Thus the difference in damping ratio in terms of the amount of interference may be explained by a combined effect of lower slippage and greater friction between the wall of the hub and the shaft due to greater interference. Structured surfaces are defined as those where the surface structure is a design feature intended to give a specific functional performance [12]. Using this definition, designing a surface with structure intended to enhance the damping effect is

in fact designing a structured surface. It is believed that specifying a structured surface at the contact interface of a shrink-fit assembly leads to an increase in fine scale micro-slipping and therefore significantly increases interface damping.

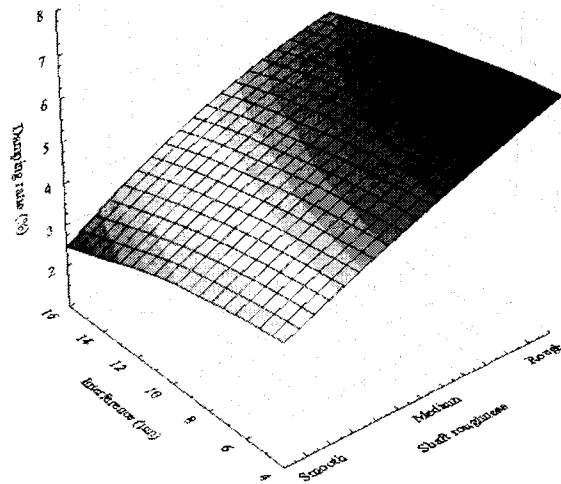


Fig. 5.10. Surface response curve of damping ratio vs. shaft roughness vs. interference.

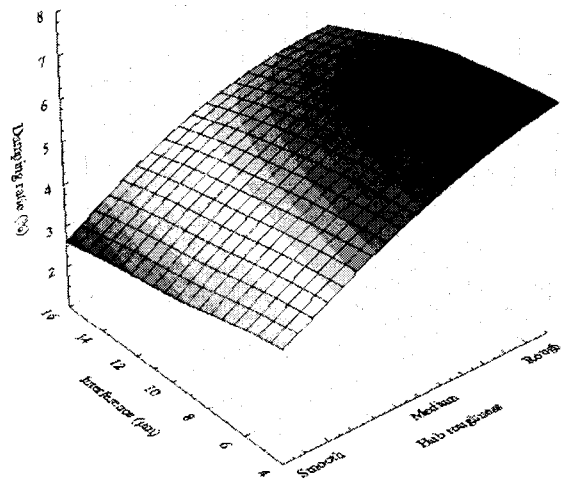


Fig. 5.11. Surface response curve of damping ratio vs. hub roughness vs. interference.

5.7 Conclusion

Damping caused by micro-slip along shrink-fit interfaces has been investigated in this paper. The damping ratio of a shaft-hub interface is measured for several mating surfaces with different roughness levels. The damping capacity of structures with internal interfaces is discussed on the basis of experimental modal analysis results. The damping ratio at the shrink-fit interface is influenced by surface finish and shrink-fit interference. The damping ratio is higher for smaller interference and rougher surfaces. The results of this investigation affirm that effective use of inner friction within a shaft-hub system is important for improvement of the damping capacity of shrink-fit assemblies.

5.8 References

- [1]. A.S.R. Murty, K.K. Padmanabhan, Effect of surface topography on damping in machine joints, *Precision Engineering* 4(4) (1982)185-190.
- [2]. W. Chen, X. Deng, Structural damping caused by micro-slip along frictional interfaces, *International Journal of Mechanical Sciences* 47 (2005)1191-1211.
- [3]. K.K. Padmanabhan, A.S.R. Murty, Damping in structural joints subjected to tangential loads,in: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science* 205(2) (1991) pp 121-129.
- [4]. R.H. Thornley, I. Elewa, Static and dynamic stiffness of interference shrink-fitted joints, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 28(2) (1988)141-155.
- [5]. M. Hashimoto, E. Marui, S. Kato, Estimation of contact stiffness at interfaces in machine structures by a beam model on elastic foundation, *Tribology International* 27(6) (1994)423-431.
- [6]. Marui, E. Satoshi, M. Hashimoto,Y. Wakasawa, Plate insertion as a mean to improve the damping capacity of a cutting tool system, *Journal of Machine Tool and Manufacture*, 38 (1998) 1209-1220.

- [7]. Marui, M. Hashimoto, S. Kato, Damping capacity of turning tools, Part 1: Effect of clamping conditions and optimum clamping load, *Journal of Engineering for Industry Transactions of the ASME* 115(3) (1993) 362-366.
- [8]. J.S. Agapiou, Characterization of the tool-toolholder connections, *Transactions of NAMRI/SME* 34 (2006)103-110.
- [9]. E.I. Rivin, *Stiffness and Damping in Mechanical Design*, Marcel Dekker, New York, 1999.
- [10]. K.G. McConnell, *Vibration testing : theory and practice*, John Wiley & Sons, New York, 1995.
- [11]. Y. Altintas, *Manufacturing Automation*, Cambridge University Press, Cambridge, 2000.
- [12]. C.J. Evans, J.B. Bryan, Structured, Textured, or Engineered Surfaces, *CIRP annals – Manufacturing technology*, 48(2) (1999) 541-556.

CHAPITRE 6: DISCUSSION GÉNÉRALE ET CONCLUSION

Les outils assemblés par frettage sont les mieux adaptés pour l'usinage à grande vitesse, toutefois leur taux d'amortissement doit être amélioré. L'objectif de cette thèse est d'optimiser l'assemblage fretté en augmentant son amortissement tout en conservant sa haute résistance en torsion. Pour accomplir cet objectif, une étude approfondie de l'assemblage fretté a été menée. Nous nous sommes intéressés en premier lieu à l'étude de la friction statique qui est un paramètre essentiel pour le calcul de la résistance de l'assemblage. Ensuite le couple supporté par l'assemblage est exploré en fonction de la surface et du serrage, aussi une nouvelle méthode de calcul pour le serrage qui tient compte des paramètres de surface reliés à la courbe de portance est proposée. Pour conclure le taux d'amortissement est déterminé pour différents états de surface et serrages.

6.1 Observations et discussion

Le frettage est un processus important dans la fabrication mécanique, cependant la conception des assemblages frettés n'est pas suffisamment précise et ce dû au manque de connaissance concernant les effets de plusieurs paramètres influents. La compréhension du comportement de friction est un critère déterminant qui affecte directement la fiabilité et la sûreté opérationnelle de ces assemblages. C'est l'une des raisons pour lesquelles le travail du premier article a été entrepris. La friction statique est un paramètre dépendant de l'application ; les valeurs indiquées par différentes références bibliographiques ne sont pas fiables parce qu'elles ne considèrent pas les caractéristiques spécifiques de l'application.

Malgré la nature complexe du frottement statique et de sa dépendance d'application, beaucoup d'investigateurs ont compilé des tables de ces coefficients et les ont éditées pour l'usage général. Cependant, les problèmes surgissent souvent quand les ingénieurs essayent d'employer les valeurs tabulées des coefficients de friction pour concevoir un assemblage mécanique ou pour analyser la défaillance. Les données incorrectes de

friction mènent à la rupture précoce des composants de machine ou un surdimensionnement ajoutant, des coûts de matière inutile, le poids dynamique et le volume aux assemblages et aux produits. La dépendance d'application de la friction est parfois ignorée, menant à la mauvaise application des données éditées

En fait, considérer la friction comme «coefficient» est une pratique fallacieuse, cela suggère que le «coefficient» soit une propriété intrinsèque des matériaux. À la lumière des différences entre les coefficients de friction rapportés dans la littérature (jusqu'à six fois) et l'absence de détails expérimentaux accompagnant la plupart des compilations, les valeurs de telles compilations sont douteux au mieux. Des tableaux des coefficients de friction ne devraient pas être considérés pour fournir des valeurs numériques applicables à moins que les conditions employées pour élaborer ces valeurs soient étroitement semblables à ceux de l'application pour laquelle les données sont prévues. Par conséquent, l'essai additionnel de friction dans des conditions connues est souvent exigé pour résoudre des problèmes appliqués spécifiques.

La détermination de l'effet de la pression de contact et de la rugosité sur le coefficient de friction statique des assemblages frettés est l'un des objectifs cette thèse. Ceci contribue à l'optimisation de conception et le développement de nouvelles applications pour ce type d'assemblage.

Pour caractériser la texture de surface, il est nécessaire de choisir les paramètres qui sont adaptés au problème spécifique à étudier. Chaque paramètre fournit une information limitée sur le profil de rugosité, toutefois un ensemble de paramètres soigneusement choisi peut rapporter une bonne description des propriétés extérieures. Il y a peu de référence décrivant comment identifier les paramètres les plus appropriés.

À un niveau microscopique, la pression de contact n'est pas uniforme, ni sur la surface apparente ni sur la surface réelle. Le contact entre les aspérités des deux surfaces rugueuses peut être présenté selon quatre mécanismes microscopiques soient :

l'adhérence, la déformation plastique, la déformation élastique et l'inter-location d'aspérités. Généralement, tous ces mécanismes coexistent dans différentes proportions et ensemble ils produisent la friction. La pression de contact avec les paramètres de système tribologiques déterminent quel type domine. L'inter-location d'aspérités favorise généralement la résistance au déplacement et la déformation ou même la rupture de crête. Les déformations élastiques modifient la superficie de contact réel. Les déformations plastiques augmentent la résistance au déplacement, produisant du labourage et de la soudure de diffusion. En conclusion, l'adhérence est une cause principale de résistance au déplacement.

Les surfaces tournées présentent des profils réguliers et périodiques de rugosité. Les paramètres et les conditions de l'usinage étaient identiques pour chaque type d'usinage afin d'obtenir des surfaces reproductibles. Puisque que le tournage externe est plus facile et plus précis que le tournage interne, le profil de rugosité a obtenu pour des axes est plus régulier que celui pour les pins ou les bagues la géométrie de l'outil et les vibrations sont les principales causes de cette différence.

L'analyse statistique des résultats de la friction a été faite suivant deux approches. Au début, la rugosité de surface a été considérée en tant que variable qualitative et classifiée en trois catégories ; rugueux, moyen et lisse. L'ANCOVA a été choisi pour calculer les variances et analyser les effets des principaux facteurs et de leurs interactions. Les modèles dans ANCOVA sont des cas particuliers des modèles de l'analyse de régression avec un mélange des variables quantitatives et qualitatives représentées par des variables codifiées. Dans la deuxième approche, la rugosité de surface a été considérée en tant que facteur prédictif continu et représentée par le paramètre de Rz. Considérant que des textures extérieures pour notre application ont été obtenues par tournage et il y a une relation entre les états d'usinage et la rugosité de Rz, nous avons choisi ce paramètre pour représenter le profil extérieur mesuré. Une analyse de régression a été choisie pour modéliser la relation entre la friction et les paramètres indépendants.

Un autre objectif de cette thèse est d'établir un modèle capable de prévoir la capacité maximum de couple pour le cas d'un contact entre deux surfaces rugueuses. Ce modèle doit lier le comportement microscopique avec le comportement macroscopique. Les paramètres de la courbe de portance peuvent donner une bonne évaluation de la déformation radiale de l'interface de contact et de la surface de contact. En effet, la forme de la courbe portance encapsule une quantité significative d'informations sur le contact. Cette information est récapitulée dans quelques paramètres. Les paramètres R_k , R_{pk} , R_{vk} , Mr_1 , et Mr_2 sont une approche simple où la courbe de portance est approximée par un ensemble de lignes droites.

La capacité de couple est élevée pour les surfaces lisses, elle diminue pour les surfaces de rugosité moyenne puis augmente de nouveau pour les surfaces rugueuses. La courbe 3D qui représente la capacité de couple en fonction de la rugosité de la bague et la rugosité de l'axe montre que la capacité de couple est haute pour les petites rugosités et diminue à mesure que la rugosité augmente jusqu'à ce qu'une valeur moyenne soit atteinte. Pendant que la rugosité continue à augmenter au delà de ce point, la capacité de couple commence à reprendre des valeurs élevées de nouveau. La capacité du couple augmente linéairement avec l'interférence. Cependant les rugosités de pièces frettées ont un effet clair. Pour la même interférence le couple est plus élevé pour les surfaces lisses, il diminue pour les rugosités moyennes et augmente de nouveau pour les rugosités élevés. Ceci est dû au phénomène d'inter-location d'aspérités.

Dans l'étape de conception d'une structure d'outillage, un taux d'amortissement suffisant est exigé pour assurer le bon fonctionnement dans toutes les conditions de fonctionnement prévues. L'utilisation d'alliages spéciaux à taux d'amortissement élevé ou d'autres mécanismes est souvent coûteuse. Environ 90% de l'atténuation de vibration se produit dans les joints de la structure, c'est pourquoi l'optimisation d'une telle atténuation est si bénéfique. L'interface réel dépend normalement de plusieurs paramètres et inconnus complexes, de sorte que les études analytiques soient une tâche difficile. Le taux d'amortissement structural doit être obtenu par les essais

expérimentaux. L'optimisation de la structure d'outillage entre le mandrin et les inserts de coupe est l'objet de beaucoup de recherches courantes; cependant, la considération appropriée pour l'interface d'outil/porte-outil n'est pas encore réalisée. La problématique du troisième article est d'évaluer l'effet de la rugosité et de l'interférence sur le taux d'amortissement des interfaces communes de l'assemblage forcé.

Les surfaces plus rugueuses amortissent plus les vibrations. Ceci est dû au contact entre les aspérités qui laissent plus de micro-glissement entre les surfaces en contact. Le taux d'amortissement est plus élevé pour les surfaces plus rugueuses, et pour les petites interférences. Ainsi la différence de taux d'amortissement en fonction de l'interférence peut être expliquée par un effet combiné du glissement inférieur et de la friction plus élevée résultant entre la surface intérieure de la bague et l'axe.

Les surfaces structurées sont définies comme étant celles où la structure de surface est une caractéristique de conception prévue pour donner une performance fonctionnelle spécifique. En utilisant cette définition, concevoir une surface avec la structure prévue pour donner un amortissement amélioré est en fait concevoir la surface structurée. On croit que les surfaces structurées utilisées pour les assemblages frettés mènent à une augmentation de micro-glissement et peuvent significativement améliorer l'amortissement d'interface.

6.2 Conclusions

La présente thèse concerne l'influence des états de surface et du serrage sur les caractéristiques des assemblages frettés telles que la résistance de l'assemblage et l'amortissement. Elle contribue au développement d'applications et à l'optimisation de la conception des assemblages frettés. Une étude systématique de la bibliographie, nous a permis de collecter des informations sur plusieurs travaux dans le même domaine ou des domaines proches. Nous avons également souligné le rôle important des surfaces en

contact pour la dissipation d'énergie dans la structure ainsi que pour l'amélioration de la résistance de l'assemblage.

Nous avons effectué trois types d'essais expérimentaux, le premier (présenté dans le chapitre 3), pour étudier l'influence des différents états de surface et de la pression de contact sur le coefficient de friction des assemblages frettés, le second (présenté dans le chapitre 4) pour déterminer l'effet du serrage et de la rugosité sur la couple maximum supporté, le troisième (présenté dans le chapitre 5) traitant l'amortissement de ces assemblages en fonction de l'état de surface et du serrage.

Les conclusions du travail sont les suivantes :

- La friction est une quantité importante pour le calcul de la résistance des assemblages frettés est souvent prise dans des tableaux publiés pour usage général et dont les conditions d'obtentions sont ignorées. Cette pratique est néfaste et l'alternative est de procéder aux essais de frictions en respectant les conditions et les spécificités de l'application visée.
- La friction statique dépend principalement de la rugosité et de la pression de contact entre les surfaces. En outre, l'analyse de variance a indiqué que l'interaction entre les rugosités de l'axe et des goupilles a un effet significatif sur la friction statique.
- La relation entre la friction statique et les rugosités des surfaces en contact est parabolique et montre un minimum pour des tailles moyennes d'aspérité. En effet, pour les surfaces lisses la portance est plus grande et ainsi est l'adhérence. Cette portance diminue quand les tailles d'aspérité augmentent jusqu'à un certain minimum où un deuxième phénomène commence à dominer qui est provoqué par le chevauchement des aspérités. Ce phénomène permet d'obtenir un frottement statique plus élevé aux pressions inférieures de contact. Un tel résultat est économiquement intéressant, puisque les surfaces plus rugueuses sont plus faciles à usiner et ont un coût moindre.

- La formule de Lamé pour les assemblages frettés, largement utilisée, ne considère pas la rugosité de la surface de contact. Une meilleure compréhension de l'effet de la rugosité et de l'interférence sur la résistance en torsion de l'assemblage fretté est réalisée.
- Les surfaces rugueuses favorisent la résistance d'un assemblage fretté, en effet le couple supporté par l'assemblage dépend des rugosités des surfaces en contact et de l'interférence. Il dépend aussi de l'interaction entre ces trois variables.
- La résistance en torsion est élevée pour les surfaces lisses et rugueuses en contact, la relation possède un minimum pour les rugosités moyennes. L'augmentation de l'interférence tend à augmenter le couple support, toutefois pour la même interférence le couple diminue pour les rugosités moyennes.
- Il n'est pas obligatoire de spécifier des états de surface extrêmement lisse dans le cas des assemblages frettés : on peut tolérer des états de surface rugueux tout en assurant l'efficacité du frettage et en augmentant la compétitivité des produits.
- Les paramètres les plus satisfaisants pour évaluer la résistance du frettage ne sont pas les paramètres moyens. La nouvelle méthode de calcul du serrage pour le cas de deux surfaces rugueuses en contact utilise les paramètres de surfaces liés à la courbe de portance et donne de meilleurs résultats.
- Les surfaces rugueuses favorisent l'amortissement des vibrations de même que les petites interférences

Le nouveau modèle se distingue par les caractéristiques suivantes :

- Le coefficient de friction est obtenu à partir d'expérimentation qui tient compte des spécificités de l'application.
- Le serrage calculé par une équation que nous avons proposée qui tient compte du contact entre les surfaces rugueuses et utilise les paramètres de rugosité liés à la courbe de portance.

- L'estimation de l'aire réelle en contact permet de calculer la pression de contact plus proche de la réalité. Il faut alors vérifier que sa valeur ainsi déterminée ne dépasse pas un seuil critique.

L'optimisation des assemblages frettés pour un maximum d'amortissement passe par la détermination de la résistance minimale tolérée, puis la détermination du niveau de rugosité de la surface et de serrage qui assureront cette résistance tout en offrant le maximum d'amortissement.

6.3 Contributions de la recherche

Il doit être souligné que les résultats quantitatifs de cette recherche fournissent seulement une indication de la façon dont les assemblages frettés se comportent relativement changement de surface et de serrage. Les résultats, en d'autres termes, peuvent varier selon la machine, l'outil, le matériel particulier etc., bien que le comportement général de l'assemblage fretté ne variera pas beaucoup.

Relativement peu de travaux ont été réalisés sur l'effet de l'état de surface et du serrage sur les assemblages frettés. La recherche présentée dans cette thèse fait les contributions suivantes dans les domaines d'assemblage, d'état de surface et dynamique des structures :

Une originalité de ce travail est d'utiliser un plan d'expérience avec les rugosités des surfaces en contact ainsi que l'interférence comme variable indépendante. Les études précédentes ont utilisés des paramètres moyens des deux surfaces. Aussi contrairement aux études précédentes qui ont utilisé les paramètres les plus couramment utilisé comme le Ra, nous avons utilisé des paramètres plus appropriés avec justification ou attribuer un critère qualitatif à la surface. Une attention particulière a été accordée à la friction. Et les courbes 3D qui représentent l'évolution de la friction et du couple en fonction de l'état de surface sont uniques.

Le cas deux surfaces rugueuses en contact n'a pas été encore traité ; une méthode considérant les effets d'aspérités en contact n'a pas été pas réalisée. Une nouvelle définition du serrage entre les pièces frettées est introduite. Elle implique les paramètres de surface liés à la courbe de portance.

6.4 Travail futur

Des travaux futurs de recherche peuvent être imaginés à partir de la présente recherche, nous citons entre autres :

- Étude de l'effet du serrage et de l'état de surface sur la concentricité, l'équilibrage, la précision et la répétabilité d'assemblage,
- Étude de des rigidités statique et dynamique.
- Étude du cas lorsqu'il y a assemblage d'autres matériaux ou que les pièces sont obtenues par d'autres procédés de fabrication.
- Modélisation par éléments finis qui considère la rugosité de surface et la nouvelle définition de serrage
- Appliquer les résultats obtenus sur un cas concret d'un assemblage outil/porte-outil.

RÉFÉRENCES

- [1]. E.I. RIVIN, "Tooling structure: Interface between cutting edge and machine tool". CIRP Annals - Manufacturing Technology. Hallwag Publishing Ltd, Berne, Switzerland, 499 (2). 591-609, 2000.
- [2]. ANON. "Shrink-fit toolholding", Cutting Tool Engineering, CTE Publ Inc, Northbrook, IL, USA, 49 (3), 5, 1997.
- [3]. M. MYERS. "Toolholder performance in the balance". Modern Machine Shop. 66: 8. 74, 1994.
- [4]. TECNARA VECTARON. "The VECTARON balanceable shrink fit toolholder". <http://www.tecnaratools.com/shrinkpdf.pdf>. (consultée le 30 -11- 2003).
- [5]. GARDNER PUBLICATIONS, I. MMS Online "High Speed Machining - Aerospace - Toolholders". <http://www.mmsonline.com/articles/hsmaero/tool1.html>
- [6]. R.B. ARONSON, "Toolholder primer. Manufacturing Engineering". SME, Dearborn, MI, USA, 122 (5), 6, 1999.
- [7]. H. COOK. "Tool holder system and method of making". 9 p. 5,311,654. Int. Cl. B23P-11/02, US 5,311,654, <http://patimg2.uspto.gov/piw?Docid=05311654&idkey=NONE> MAY .17, 1994. (Consultée le 30 -11- 2003).
- [8]. BILZ FRANCE. 2000. "Technique de serrage d'outil: une nouvelle dimension". <http://www.machpro.fr/redac/mp727/L-661.htm> (consultée le 30-11-2003)
- [9]. D.A. SMITH, S. SMITH, J. TLUSTY. "High performance milling torque sensor". Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME. ASME, Fairfield, NJ, USA, 120(3). 504-514, 1998.
- [10]. KENNAMETAL. "Hole technology toolholders". https://www.kennametal.com/images/pdf/-/cat_help/Hole_Tech_Toolholders.pdf. (consultée le 30 -11- 2003)
- [11]. TECNARA VECTARON. "The VECTARON balanceable shrink fit toolholder". <http://www.tecnaratools.com/shrinkpdf.pdf>. (consultée le 30 -11- 2003)
- [12]. MITCalc, Mechanical, "Industrial and Technical Calculations", <http://www.mitcalc.com/index.htm>, (consultée le 30 -11- 2003).

- [13]. A.F. EL-HADIDY. "Influences of geometry, fitting and surface roughness on load carrying capacity of shrink fitted joints". METALLWISSENSCHAFT UND TECHNIK. 51(5), 251-257, 1997.
- [14]. G.M. YANG. "Étude de l'influence de l'état de surface sur les caractéristiques d'un emmanchement fretté". École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Cluny, 1998
- [15]. R.V. RAMACHANDRAN, V. RADHAKRISHNAN. "Influence of surface finish on interference fits". 12(6), 719-705, 1974.
- [16]. A. LELUAN. "Assemblages frettés". Techniques de l'ingénieur, traité Génie Mécanique. B 5 500.
- [17]. J.B. STANLEY, "Shrink- and press-fitted assemblies". Mechanical Design Handbook.
- [18]. HITRUK. "Model of the intermediate elastic layer in the press fit joint between shaft and sleeve". Russian engineering research, 1989.
- [19]. C.W. DE SILVA. "Vibration: Fundamentals and Practice". In Modal analysis, Damping, Vibration instrumentation. CRC Press, 2000.
- [20]. E.I. RIVIN, "Stiffness and Damping in Mechanical Design". New York: Marcel DEKKER, Inc. 1999.
- [21]. E. MARUI, M. Hashimoto, S. Kato, W. Kojima. "Dissipation of kinematic energy by slip at the interface of mating surfaces", Wear 159, 141-150, 1992
- [22]. H.E. MERRIT. "Theory of self-excited machine-tool chatter-contribution to machine tool chatter research-1". ASME Journal of Engineering for Industry, 87(4):447-454, 1965.
- [23]. B. RAPHET. "État de surface : Caractérisation", Traité Génie Mécanique R1230, Techniques de l'ingénieur, Éditions Techniques de l'ingénieur, Paris, 2005.
- [24]. B. RAMAMOORTHY, V. RADHAKRISHNAN. "Study of the surface deformations in press and shrink fitted assemblies". Wear. 173: 1-2. 75-83. 1994.
- [25]. B.R.V. RAMAMOORTHY, "Effect of surface finish and temperature on the load carrying capacity of interference fits". XI AIMTDR.

- [26]. RAO, P.V., RAMAMOORTHY, B., RADHAKRISHNAN, V. "Effect of plating and temperature on the strength of shrink fitted assemblies". *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 33 (3). 475-481, 1993
- [27]. G.M. YANG, J.C. COQUILLE, J.F. FONTAINE, M. LAMBERTIN. "Influence of roughness on characteristics of tight interface fit of a shaft and a hub". *International Journal of Solids and Structures*. 38 (42-43). 7691-7701, 2001.
- [28]. M. WECK, I. SCHUBERT, "New interface machine/tool: hollow shank". *CIRP Annals*. 43(1), 345-348, 1994.
- [29]. J. ROTBERG, E. LENZ, M. LEVIN, "Drill and clamping interface in high-performance drilling". *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 14(4), 229-238, 1998.
- [30]. R.H. THORNLEY, I. ELEWA. "Static and dynamic stiffness of interference shrink –fitted joints". *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 28 (2). 141-155, 1988.
- [31]. M. HASHIMOTO, E. MARUI, S. KATO. "Damping capacity of turning tools, Part 2: Mechanism initiating the damping capacity". *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME*. 115 (3). 366-370, 1993.
- [32]. A.S.R. MURTY, K.K. PADMANABHAN. "Effect of surface topography on damping in machine joints". 4 (4). 185-190, 1982
- [33]. K.K. PADMANABHAN, A.S.R. MURTY, "Damping in structural joints subjected to tangential loads". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*. 205 (2), 121-129, 1991.

ANNEXE : RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

L'annexe A donne la liste des résultats des essais de mesure de friction, du couple maximum transmis et de l'amortissement. Chaque tableau présente les données utilisées dans l'un des tests statistiques. Le tableau A.1 présente les données utilisées dans l'analyse de covariance présentée dans le premier article. Le tableau A.2 présente les données utilisées dans l'analyse de régression présentée dans le premier article. Le tableau A.3 présente les données utilisées dans l'analyse de covariance présentée dans le deuxième article. Le tableau A.4 présente les données utilisées dans l'analyse de covariance présentée dans le troisième article.

Les figures et les tableaux présentés à la suite du tableau A.4 montrent respectivement des exemples de profils de rugosité et des valeurs des paramètres de rugosité. Les figures A.1 jusqu'à A.6 avec les tableaux A.5 jusqu'à A.10 montrent les résultats de mesure de rugosité des échantillons utilisés pour les essais de friction. Les figures A.7, jusqu'à A.12 avec les tableaux A.11 jusqu'à A.16 montrent les résultats de mesure de rugosité des échantillons utilisés pour les essais d'amortissement et du couple maximum.

Tableau A.1

Résultats des essais de friction utilisées pour l'analyse de covariance.

Ordre standard	Ordre d'exécution	Rugosité de l'axe	Rugosité des goupilles	Pression de contact (MPa)	Friction
1	8	Lisse	Lisse	23,8	0,51
2	14	Lisse	Lisse	47,7	0,54
3	2	Lisse	Lisse	71,5	0,63
4	25	Lisse	Moyenne	23,8	0,21
5	4	Lisse	Moyenne	47,7	0,32
6	3	Lisse	Moyenne	71,5	0,41
7	9	Lisse	Rugueuse	23,8	0,33
8	18	Lisse	Rugueuse	47,7	0,41
9	26	Lisse	Rugueuse	71,5	0,52
10	23	Moyenne	Lisse	23,8	0,24
11	10	Moyenne	Lisse	47,7	0,34
12	13	Moyenne	Lisse	71,5	0,37
13	20	Moyenne	Moyenne	23,8	0,18
14	15	Moyenne	Moyenne	47,7	0,26
15	22	Moyenne	Moyenne	71,5	0,29
16	27	Moyenne	Rugueuse	23,8	0,3
17	7	Moyenne	Rugueuse	47,7	0,36
18	21	Moyenne	Rugueuse	71,5	0,43
19	1	Rugueuse	Lisse	23,8	0,3
20	12	Rugueuse	Lisse	47,7	0,38
21	5	Rugueuse	Lisse	71,5	0,46
22	6	Rugueuse	Moyenne	23,8	0,34
23	11	Rugueuse	Moyenne	47,7	0,36
24	16	Rugueuse	Moyenne	71,5	0,44
25	19	Rugueuse	Rugueuse	23,8	0,47
26	17	Rugueuse	Rugueuse	47,7	0,52
27	24	Rugueuse	Rugueuse	71,5	0,57

Tableau A.2
 Résultats des essais de friction utilisées pour l'analyse de régression.

Ordre standard	Ordre d'exécution	Rugosité Rz de l'axe (μm)	Rugosité Rz des goupilles (μm)	Pression de contact (MPa)	Friction
1	8	5,57	2,53	23,8	0,51
2	14	5,57	2,53	47,7	0,54
3	2	5,57	2,53	71,5	0,63
4	25	5,57	8,1	23,8	0,21
5	4	5,57	8,1	47,7	0,32
6	3	5,57	8,1	71,5	0,41
7	9	5,57	14,36	23,8	0,33
8	18	5,57	14,36	47,7	0,41
9	26	5,57	14,36	71,5	0,52
10	23	10,25	2,53	23,8	0,24
11	10	10,25	2,53	47,7	0,34
12	13	10,25	2,53	71,5	0,37
13	20	10,25	8,1	23,8	0,18
14	15	10,25	8,1	47,7	0,26
15	22	10,25	8,1	71,5	0,29
16	27	10,25	14,36	23,8	0,3
17	7	10,25	14,36	47,7	0,36
18	21	10,25	14,36	71,5	0,43
19	1	20,46	2,53	23,8	0,3
20	12	20,46	2,53	47,7	0,38
21	5	20,46	2,53	71,5	0,46
22	6	20,46	8,1	23,8	0,34
23	11	20,46	8,1	47,7	0,36
24	16	20,46	8,1	71,5	0,44
25	19	20,46	14,36	23,8	0,47
26	17	20,46	14,36	47,7	0,52
27	24	20,46	14,36	71,5	0,57

Tableau A.3
 Résultats des essais de Couple maximum supporté utilisées pour l'analyse de covariance

Ordre standard	Ordre d'exécution	Rugosité de l'axe	Rugosité des goupilles	Serrage (μm)	Couple (N.m)
1	8	Lisse	Lisse	5	122,9
2	14	Lisse	Lisse	10	192,2
3	2	Lisse	Lisse	15	240,4
4	25	Lisse	Moyenne	5	45
5	4	Lisse	Moyenne	10	106,5
6	3	Lisse	Moyenne	15	152,9
7	9	Lisse	Rugueuse	5	84,1
8	18	Lisse	Rugueuse	10	170,1
9	26	Lisse	Rugueuse	15	250,3
10	23	Moyenne	Lisse	5	30,9
11	10	Moyenne	Lisse	10	140,6
12	13	Moyenne	Lisse	15	154,8
13	20	Moyenne	Moyenne	5	72,6
14	15	Moyenne	Moyenne	10	91,2
15	22	Moyenne	Moyenne	15	105,4
16	27	Moyenne	Rugueuse	5	52,16
17	7	Moyenne	Rugueuse	10	134,8
18	21	Moyenne	Rugueuse	15	218,5
19	1	Rugueuse	Lisse	5	62,7
20	12	Rugueuse	Lisse	10	148,9
21	5	Rugueuse	Lisse	15	218,5
22	6	Rugueuse	Moyenne	5	55,7
23	11	Rugueuse	Moyenne	10	134,8
24	16	Rugueuse	Moyenne	15	160,9
25	19	Rugueuse	Rugueuse	5	72,5
26	17	Rugueuse	Rugueuse	10	138,2
27	24	Rugueuse	Rugueuse	15	208,9

Tableau A.4

Résultats des essais d'amortissement utilisées pour l'analyse de covariance.

Ordre standard	Ordre d'exécution	Rugosité de l'axe	Rugosité des goupilles	Serrage (μm)	Amortissement (%)
1	8	Lisse	Lisse	5	5,4
2	14	Lisse	Lisse	10	5,3
3	2	Lisse	Lisse	15	4,9
4	25	Lisse	Moyenne	5	6,5
5	4	Lisse	Moyenne	10	6,2
6	3	Lisse	Moyenne	15	5,3
7	9	Lisse	Rugueuse	5	4,1
8	18	Lisse	Rugueuse	10	3,5
9	26	Lisse	Rugueuse	15	3,3
10	23	Moyenne	Lisse	5	6,7
11	10	Moyenne	Lisse	10	6,2
12	13	Moyenne	Lisse	15	5,7
13	20	Moyenne	Moyenne	5	7,1
14	15	Moyenne	Moyenne	10	6,6
15	22	Moyenne	Moyenne	15	6,1
16	27	Moyenne	Rugueuse	5	5,4
17	7	Moyenne	Rugueuse	10	5,2
18	21	Moyenne	Rugueuse	15	4,5
19	1	Rugueuse	Lisse	5	4,3
20	12	Rugueuse	Lisse	10	3,9
21	5	Rugueuse	Lisse	15	3,1
22	6	Rugueuse	Moyenne	5	5,5
23	11	Rugueuse	Moyenne	10	5,4
24	16	Rugueuse	Moyenne	15	4,4
25	19	Rugueuse	Rugueuse	5	2,6
26	17	Rugueuse	Rugueuse	10	1,9
27	24	Rugueuse	Rugueuse	15	1,5

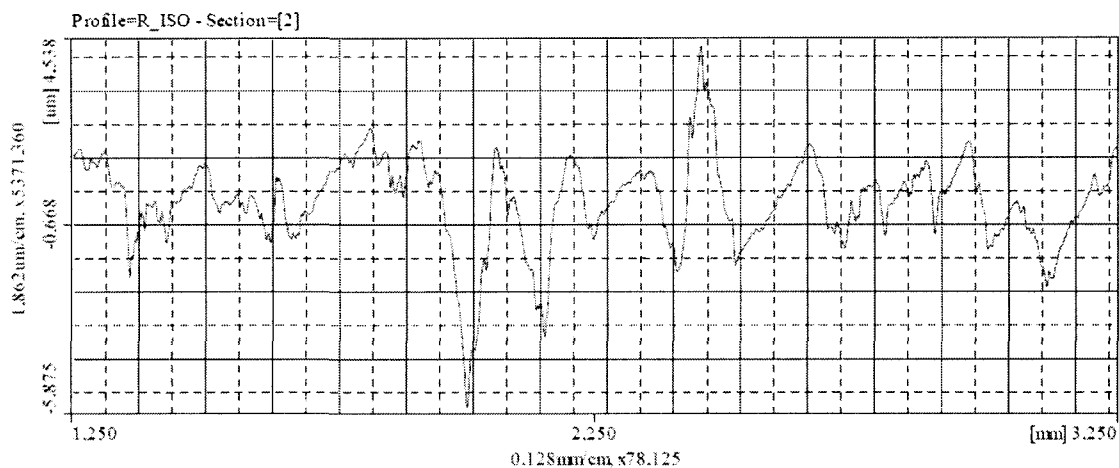


Fig. A.1. Profil de rugosité d'une goupille lisse utilisée en essais de friction.

Tableau A.5

Paramètres de rugosité d'une goupille lisse utilisée en essais de friction.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (μm)	0.750	Ramax (μm)	0.991
Rq (μm)	0.974	Rqmax (μm)	1.361
Rsk	-0.450	Rskmax	0.917
Rku	3.924	Rkumax	5.561
Rp (μm)	2.259	Rpmax (μm)	4.29
Rv (μm)	3.128	Rvmax (μm)	5.627
Rz (μm)	5.387	Rzmax (μm)	7.672
Rt (μm)	9.917	Rc (μm)	3.286
Rcmax (μm)	4.623	RSm (mm)	0.178
RSmmax (mm)	0.219	Rdq	0.087
Rdqmax	0.102	Rk (μm)	2.157

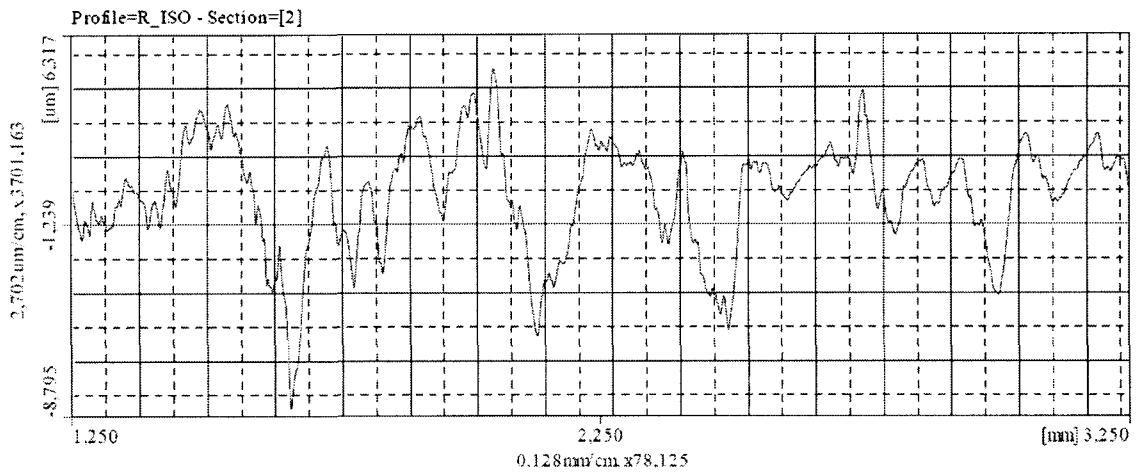


Fig. A.2. Profil de rugosité d'une goupille de rugosité moyenne utilisée en essais de friction.

Tableau A.6

Paramètres de rugosité d'une goupille de rugosité moyenne utilisée en essais de friction.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (μm)	1.512	Ramax (μm)	1.92
Rq (μm)	1.913	Rqmax (μm)	2.427
Rsk	-0.534	Rskmax	0.563
Rku	3.184	Rkumax	3.443
Rp (μm)	4.035	Rpmax (μm)	5.957
Rv (μm)	5.755	Rvmax (μm)	8.435
Rz (μm)	9.79	Rzmax (μm)	13.414
Rt (μm)	14.392	Rc (μm)	5.966
Rcmax (μm)	9.389	RSm (mm)	0.211
RSmmmax (mm)	0.252	Rdq	0.133
Rdqmax	0.159	Rk (μm)	4.162

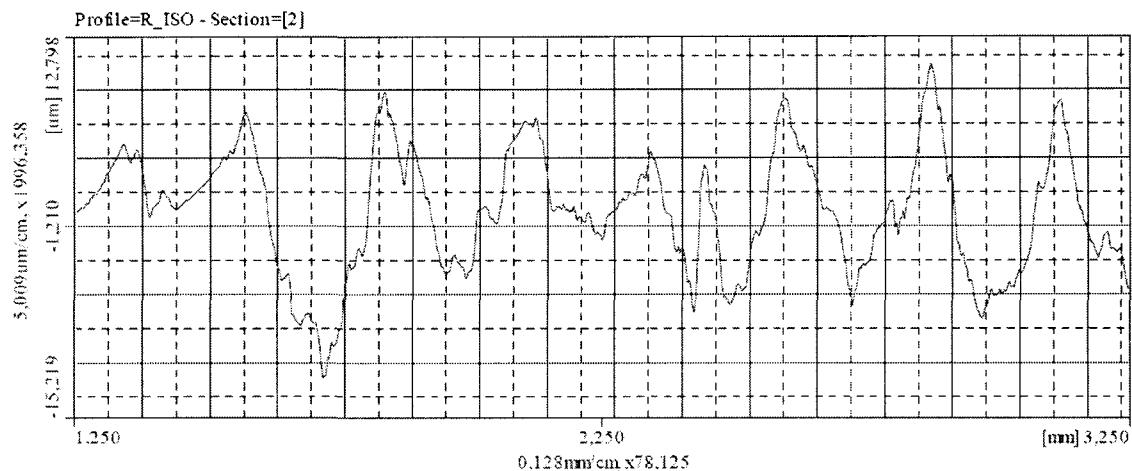


Fig. A.3. Profile de rugosité d'une goupille rugueuse utilisée en essais de friction.

Tableau A.7

Paramètres de rugosité d'une goupille rugueuse utilisée en essais de friction.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (μm)	3.848	Ramax (μm)	5.158
Rq (μm)	4.715	Rqmax (μm)	6.191
Rsk	-0.066	Rskmax	0.2
Rku	2.448	Rkumax	2.742
Rp (μm)	9.8	Rpmax (μm)	12.131
Rv (μm)	10.539	Rvmax (μm)	14.552
Rz (μm)	20.339	Rzmax (μm)	26.683
Rt (μm)	26.683	Rc (μm)	16.363
Rcmax (μm)	20.91	RSm (mm)	0.314
RSmmax (mm)	0.536	Rdq	0.184
Rdqmax	0.215	Rk (μm)	12.126

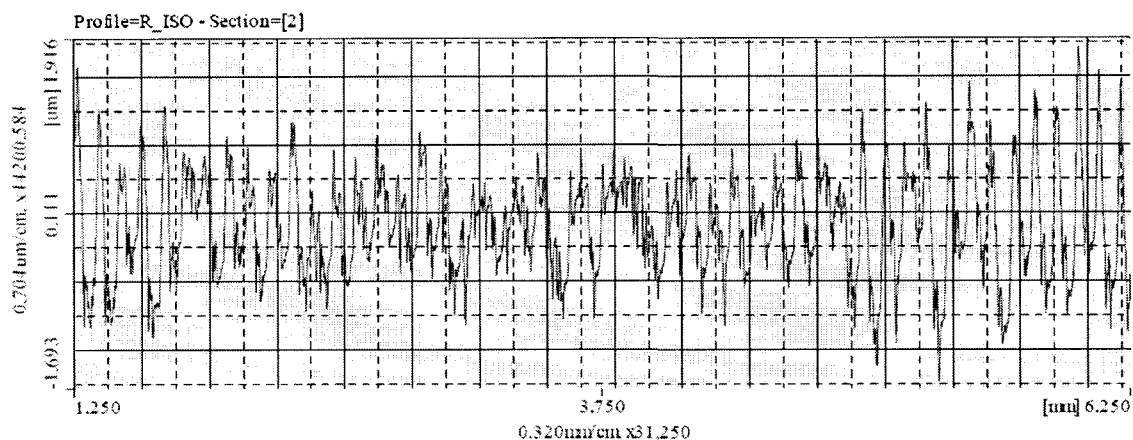


Fig. A.4. Profile de rugosité d'un axe lisse utilisé en essais de friction.

Tableau A.8

Paramètres de rugosité d'un axe lisse utilisé en friction.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (μm)	0.427	Ramax (μm)	0.574
Rq (μm)	0.510	Rqmax (μm)	0.694
Rsk	0.02	Rskmax	0.384
Rku	2.419	Rkumax	2.279
Rp (μm)	1.293	Rpmax (μm)	1.83
Rv (μm)	1.246	Rvmax (μm)	1.607
Rz (μm)	2.538	Rzmax (μm)	3.437
Rt (μm)	3.437	Rc (μm)	1.55
Rcmax (μm)	2.167	RSm (mm)	0.104
RSmmax (mm)	0.115	Rdq	0.068
Rdqmax	0.076	Rk (μm)	1.489

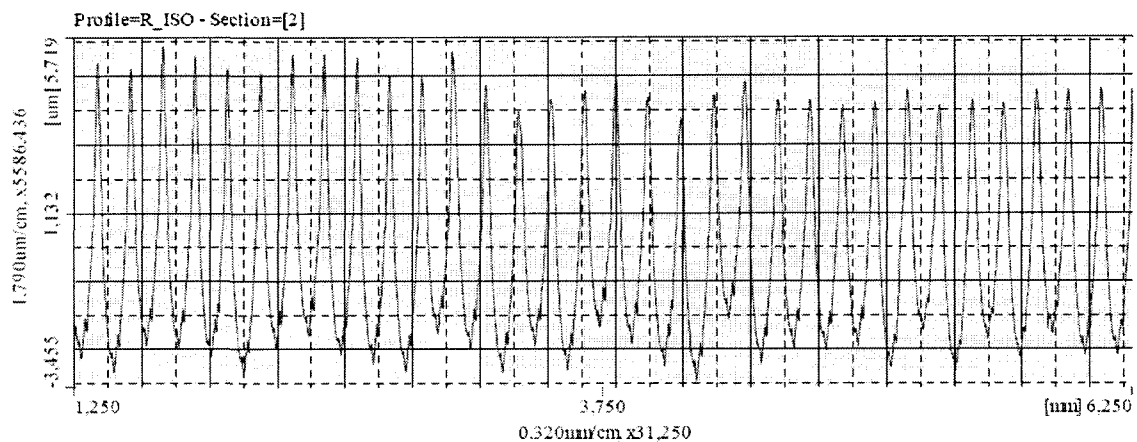


Fig. A.5. Profile de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais de friction.

Tableau A.9

Paramètres de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais de friction.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (µm)	1.875	Ramax (µm)	1.933
Rq (µm)	2.209	Rqmax (µm)	2.309
Rsk	0.703	Rskmax	0.963
Rku	2.248	Rkumax	2.532
Rp (µm)	4.987	Rpmax (µm)	5.501
Rv (µm)	3.043	Rvmax (µm)	3.236
Rz (µm)	8.03	Rzmax (µm)	8.627
Rt (µm)	8.737	Rc (µm)	7.035
Rcmax (µm)	7.817	RSm (mm)	0.153
RSmmax (mm)	0.154	Rdq	0.119
Rdqmax	0.132	Rk (µm)	3.778

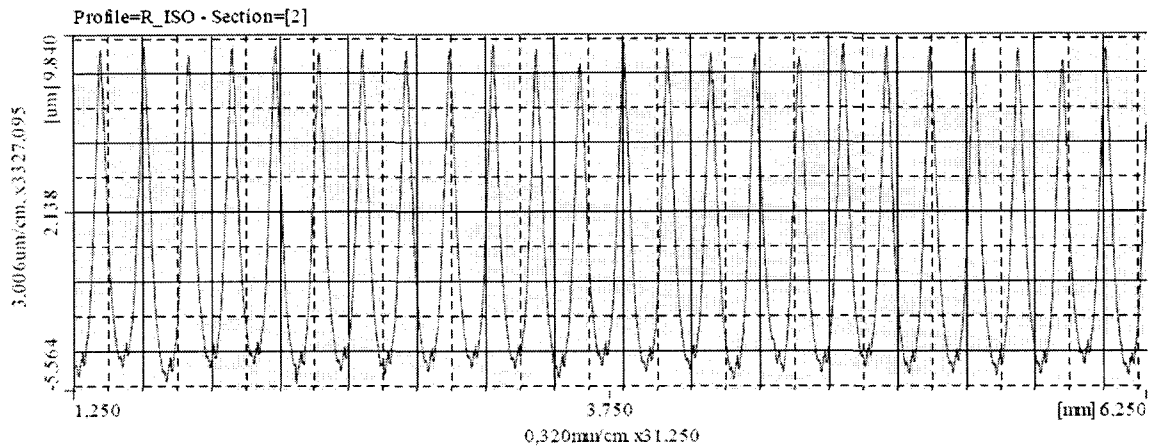


Fig. A.6. Profile de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais de friction.

Tableau A.10

Paramètres de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais de friction.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (μm)	3.808	Ramax (μm)	3.840
Rq (μm)	4.379	Rqmax (μm)	4.419
Rsk	0.710	Rskmax	0.753
Rku	2.114	Rkumax	2.145
Rp (μm)	9.380	Rpmax (μm)	9.473
Rv (μm)	5.015	Rvmax (μm)	5.197
Rz (μm)	14.394	Rzmax (μm)	14.597
Rt (μm)	14.670	Rc (μm)	13.776
Rcmax (μm)	13.809	RSm (mm)	0.203
RSmmax (mm)	0.204	Rdq	0.176
Rdqmax	0.179	Rk (μm)	4.907

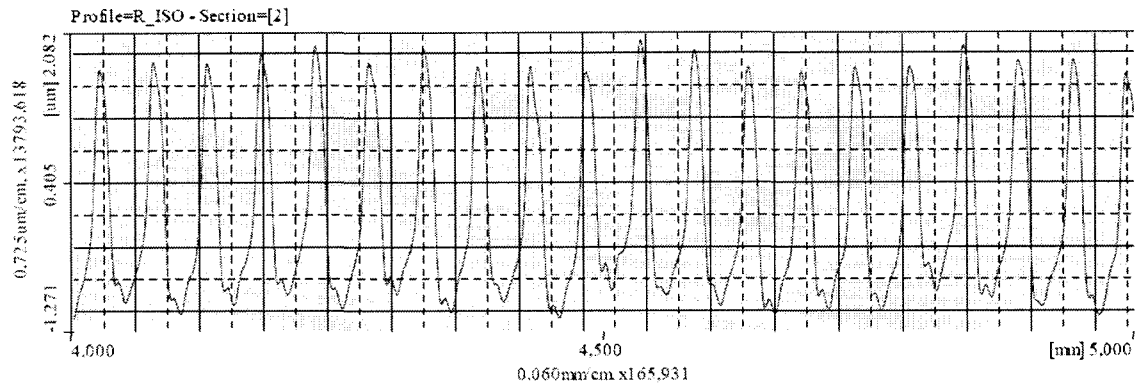


Fig. A.7. Profile de rugosité d'un axe lisse utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.

Tableau A.11

Paramètres de rugosité d'un axe lisse utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (µm)	0.752	Ramax (µm)	0.812
Rq (µm)	0.877	Rqmax (µm)	0.935
Rsk	0.827	Rskmax	0.850
Rku	2.190	Rkumax	2.254
Rp (µm)	1.944	Rpmax (µm)	2.002
Rv (µm)	1.145	Rvmax (µm)	1.191
Rz (µm)	3.090	Rzmax (µm)	3.164
Rt (µm)	3.194	Rc (µm)	2.575
Rcmax (µm)	2.707	RSm (mm)	0.051
RSmmax (mm)	0.051	Rdq	0.141
Rdqmax	0.151	Rk (µm)	1.192

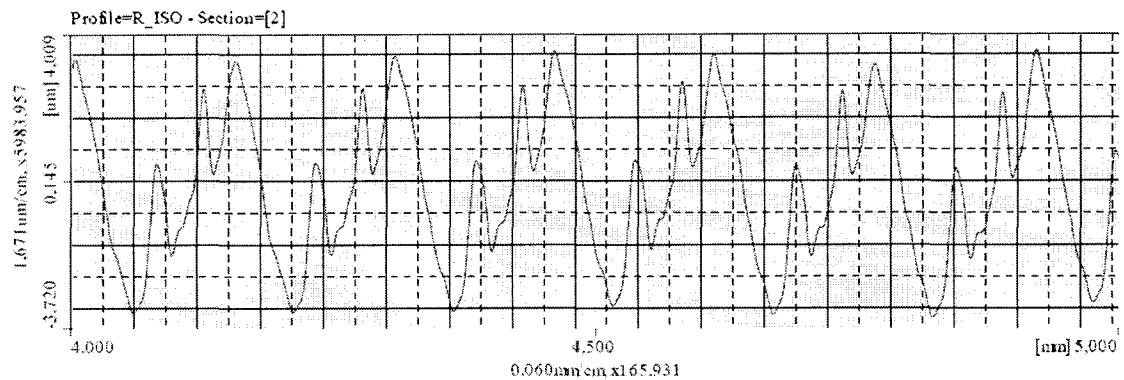


Fig. A.8. Profil de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.

Tableau A.12

Paramètres de rugosité d'un axe de rugosité moyenne utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (µm)	1.576	Ramax (µm)	1.589
Rq (µm)	1.872	Rqmax (µm)	1.888
Rsk	0.034	Rskmax	0.075
Rku	2.032	Rkumax	2.060
Rp (µm)	3.684	Rpmax (µm)	3.825
Rv (µm)	3.450	Rvmax (µm)	3.536
Rz (µm)	7.134	Rzmax (µm)	7.361
Rt (µm)	7.361	Rc (µm)	5.074
Rcmax (µm)	5.376	RSm (mm)	0.094
RSmmax (mm)	0.106	Rdq	0.179
Rdqmax	0.181	Rk (µm)	5.292

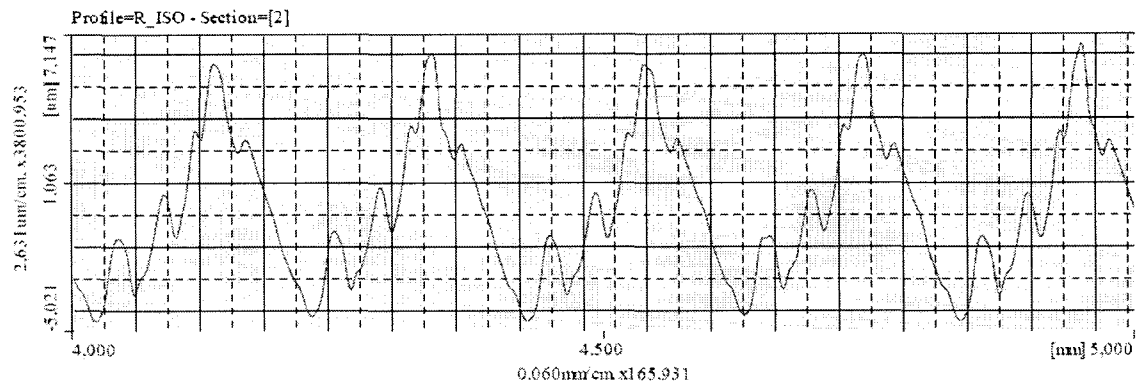


Fig. A.9. Profil de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.

Tableau A.13

Paramètres de rugosité d'un axe rugueux utilisé en essais d'amortissement et de couple maximum.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (μm)	2.395	Ramax (μm)	2.432
Rq (μm)	2.845	Rqmax (μm)	2.894
Rsk	0.387	Rskmax	0.468
Rku	2.243	Rkumax	2.282
Rp (μm)	6.690	Rpmax (μm)	6.857
Rv (μm)	4.659	Rvmax (μm)	4.731
Rz (μm)	11.349	Rzmax (μm)	11.560
Rt (μm)	11.588	Rc (μm)	10.629
Rcmax (μm)	10.849	RSm (mm)	0.203
RSmmax (mm)	0.204	Rdq	0.183
Rdqmax	0.184	Rk (μm)	7.532

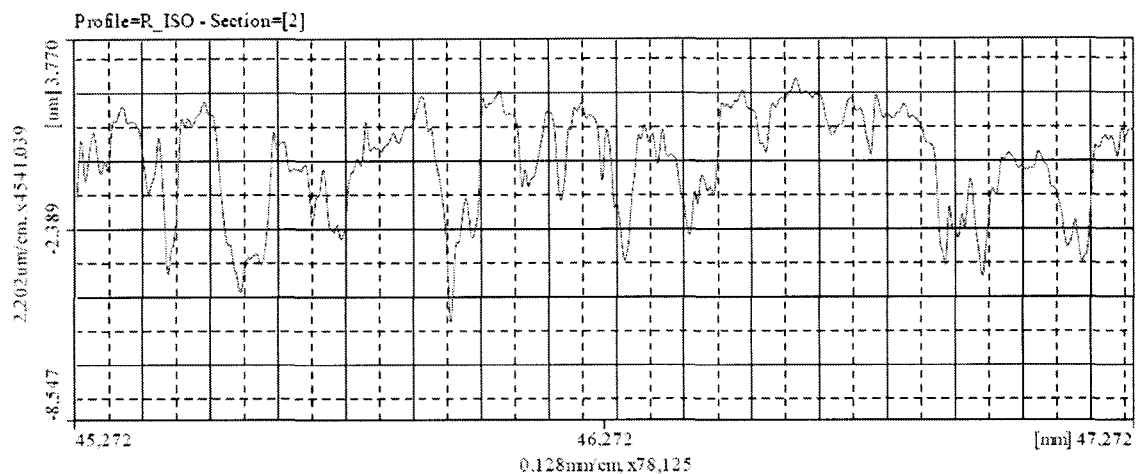


Fig. A.10. Profile de rugosité d'une bague lisse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.

Tableau A.14

Paramètres de rugosité d'une bague lisse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (µm)	1.268	Ramax (µm)	1.734
Rq (µm)	1.616	Rqmax (µm)	2.062
Rsk	-1.237	Rskmax	-0.588
Rku	4.490	Rkumax	7.080
Rp (µm)	2.360	Rpmax (µm)	3.477
Rv (µm)	5.908	Rvmax (µm)	8.254
Rz (µm)	8.268	Rzmax (µm)	10.369
Rt (µm)	11.730	Rc (µm)	4.620
Rcmax (µm)	6.131	RSm (mm)	0.218
RSmmax (mm)	0.307	Rdq	0.109
Rdqmax	0.140	Rk (µm)	2.776

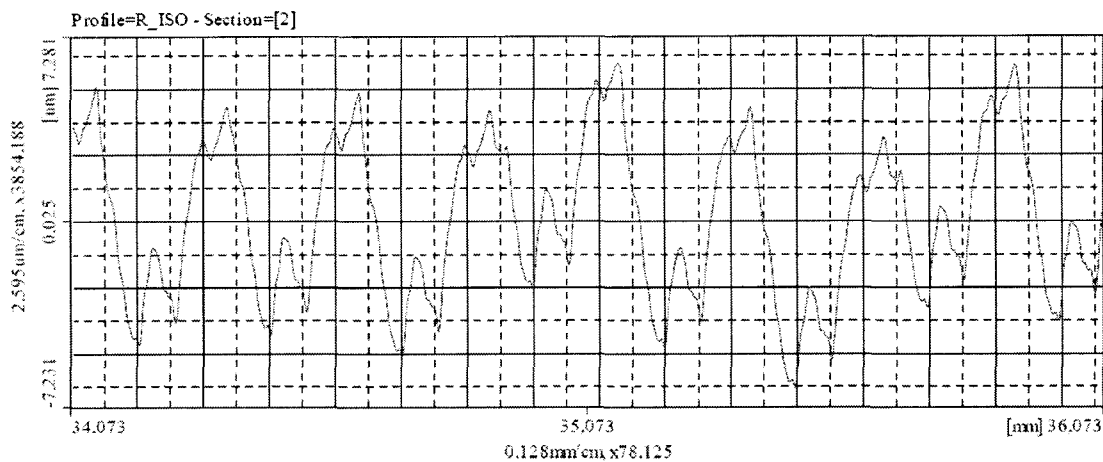


Fig. A.11. Profile de rugosité d'une bague de rugosité moyenne utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.

Tableau A.15

Paramètres de rugosité d'une bague de rugosité moyenne utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (μm)	2.665	Ramax (μm)	2.729
Rq (μm)	3.070	Rqmax (μm)	3.193
Rsk	0.101	Rskmax	0.272
Rku	1.913	Rkumax	2.042
Rp (μm)	6.375	Rpmax (μm)	6.935
Rv (μm)	6.214	Rvmax (μm)	6.885
Rz (μm)	12.590	Rzmax (μm)	13.820
Rt (μm)	13.820	Rc (μm)	9.135
Rcmax (μm)	9.569	RSm (mm)	0.243
RSmmax (mm)	0.254	Rdq	0.126
Rdqmax	0.127	Rk (μm)	9.515

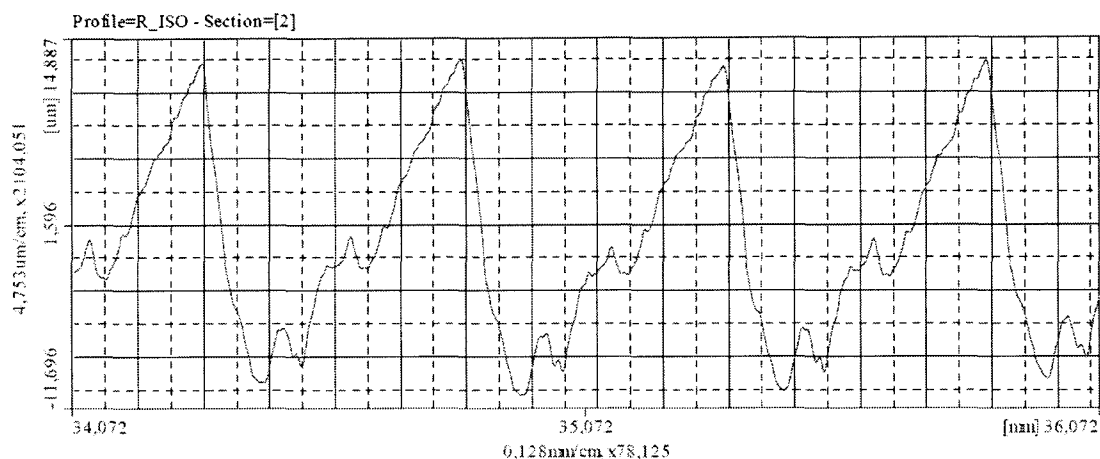


Fig. A.12. Profile de rugosité d'une bague rugueuse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.

Tableau A.16

Paramètres de rugosité d'une bague rugueuse utilisée en essais d'amortissement et de couple maximum.

Parameter	Results	Parameter	Results
Ra (µm)	5.665	Ramax (µm)	5.745
Rq (µm)	6.768	Rqmax (µm)	6.858
Rsk	0.363	Rskmax	0.398
Rku	2.024	Rkumax	2.038
Rp (µm)	13.807	Rpmax (µm)	14.254
Rv (µm)	10.788	Rvmax (µm)	11.063
Rz (µm)	24.594	Rzmax (µm)	25.317
Rt (µm)	25.317	Rc (µm)	23.286
Rcmax (µm)	23.45	RSm (mm)	0.508
RSmmax (mm)	0.509	Rdq	0.148
Rdqmax	0.150	Rk (µm)	18.415