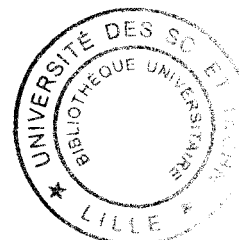


**THESE**

pour l'obtention du grade de

**Docteur de l'Université des Sciences et Technologies de Lille  
et de l'Ecole Centrale de Lille**Ecole doctorale : **Sciences pour l'Ingénieur**Spécialité : **Mécanique**

présentée par

**Olivier ROUSSETTE**

---

**ETUDE TRIBOLOGIQUE DE COUPLES DE MATERIAUX  
SOUS SOLLECITATIONS DE FREINAGE TRES SEVERES.****Application à un frein ferroviaire à performances améliorées**

---

thèse soutenue le 2 décembre 2005 à Ecole Centrale de Lille

Présidente :

Geneviève INGLEBERT      Professeur – Institut Supérieur de Mécanique de Paris

Rapporteurs :Jean DENAPE      Professeur – Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes  
Yves BERTHIER      Directeur de Recherche – Institut National des Sciences  
Appliquées de LyonDirecteur et Co-directeur de thèse :Gérard DEGALLAIX      Professeur – Ecole Centrale Lille  
Yannick DESPLANQUES      Maître de Conférence (HDR) – Ecole Centrale de LilleExamineurs et Invités :Philippe DUFRENOY      Professeur – Polytech'Lille  
Jean Dominique GUERIN      Maître de Conférence – Université de Valenciennes et  
du Hainaut-Cambrésis  
Laurent DELAYE      Expert Frein – Alstom Transport S.A.Thèse CIFRE préparée au Laboratoire de Mécanique de Lille (UMR CNRS 8107)  
Ecole Centrale de Lille, équipe Mécanique et Matériaux  
en partenariat avec la société Alstom Transport S.A.

*à la mémoire de mes parents,*

# *Remerciements*

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été menés au sein de l'équipe Mécanique et Matériaux de l'Ecole Centrale de Lille dirigée par Madame le Professeur Suzanne DEGALLAIX. Cette équipe de recherche est intégrée au Laboratoire de Mécanique de Lille dirigé par Monsieur le Professeur Guy CAIGNAERT.

Je tiens à les remercier tous les deux pour avoir mis à ma disposition les moyens nécessaires au bon déroulement de cette étude. Je souhaite également leur exprimer ici ma gratitude pour le soutien et la sympathie qu'ils m'ont témoignés pendant ces années.

Ce travail a été effectué sous la direction scientifique de Monsieur le Professeur Gérard DEGALLAIX et Monsieur Yannick DESPLANQUES, Maître de Conférences - HDR, de l'Ecole Centrale de Lille. Je les remercie de m'avoir accompagné jusqu'à cet aboutissement et de leur sollicitude lors des moments difficiles que j'ai eu à traverser pendant cette thèse.

Je voudrais adresser mes plus vifs remerciements :

A la société Alstom Transport S.A. en premier lieu. C'est à l'action d'Alstom Transport S.A., moteur du projet FAPA, que je dois d'avoir eu l'opportunité de réaliser ce travail de thèse. Ses personnels m'ont fait confiance et m'ont accueilli dans leurs équipes pour me former, me conseiller et m'aider.

Au Pôle frein et au Conseil Régional du Nord Pas-de-Calais pour les supports techniques et financiers.

A Monsieur le Professeur Jean DENAPE de l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Tarbes et à Monsieur Yves BERTHIER, Directeur de Recherche CNRS, de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, pour avoir bien voulu accepter de juger ce travail.

A Madame le Professeur Geneviève INGLEBERT de SupMéca Paris, Monsieur Jean-Dominique GUERIN, Maître de Conférences, de l'Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis et Monsieur Laurent DELAYE, Expert Frein chez Alstom Transport Unité du Creusot, pour avoir accepté de faire partie du jury de ma thèse.

A Monsieur le Professeur Philippe DUFRENOY de Polytech'Lille, pour avoir accepté également de faire partie du jury de ma thèse, mais surtout pour ses conseils, pour son soutien indéfectible et pour l'exemplarité de son parcours qui vous pousse à aller de l'avant.

A Monsieur Jean-Yves DAUPHIN, Maître de Conférences à l'Ecole Centrale de Lille, pour ses nombreux et précieux conseils en Sciences des Matériaux et ses mots de réconfort.

A la société Flertex S.A. pour avoir mis à ma disposition les matériaux nécessaires au bon déroulement de cette étude expérimentale.

A mes collègues de travail dont je ne citerais pas de nom pour ne surtout pas en oublier un. Qu'ils sachent tous que, quelles que soient leur fonction dans le laboratoire, leur appartenance (d'axe de recherche, d'équipe, de site...), je leur suis reconnaissant de m'avoir conseiller, aider ou simplement écouter quand j'en avais besoin.

Je tiens enfin à remercier tous mes proches, parents et amis pour leur soutien constant, et plus particulièrement Marine, c'est grâce à sa patience et sa présence quotidienne à mes côtés que je dois d'être arrivé à ce résultat.



# Table des matières

<b>NOTATIONS GENERALES</b> .....	1
<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	3
<b>CHAPITRE I</b> .....	6
I.1 LE FREINAGE FERROVIAIRE .....	6
I.1.1 <i>Généralités</i> .....	6
I.1.2 <i>Généralités sur le freinage ferroviaire</i> .....	8
I.1.3 <i>Les différents systèmes de frein existants</i> .....	9
I.1.3.1 Les freins à friction.....	9
a. Le freinage sur roue.....	9
b. Le freinage à disque .....	10
c. Le freinage par patin électromagnétique .....	13
I.1.3.2 Les freins dynamiques .....	13
I.1.3.3 Les freins à courant de Foucault.....	14
I.1.4 <i>Synthèse</i> .....	15
I.2 SYSTEME DE FREINAGE DE L’AUTOMOTRICE A DEUX NIVEAUX MI2N.....	15
I.2.1 <i>Caractéristiques de l’architecture d’une rame MI2N</i> .....	15
I.2.2 <i>Description des systèmes de freinage du MI2N</i> .....	17
I.2.3 <i>Limitations du frein à disque sur MI2N</i> .....	18
I.3 PRESENTATION DU CONCEPT « FREIN A PERFORMANCES AMELIOREES » .....	19
I.3.1 <i>Positionnement et motivation de l’étude</i> .....	19
I.3.2 <i>Choix de la configuration</i> .....	20
I.3.3 <i>Objectifs du programme</i> .....	22
I.3.4 <i>Organisation du programme de travail</i> .....	22
I.4 OBJECTIFS DE L’ETUDE TRIBOLOGIQUE DANS LE PROGRAMME FAPA.....	24
I.4.1.1 Objectifs initiaux.....	25
I.4.1.2 Objectifs consécutifs à la réorientation du programme .....	26
a. Essais de simulation .....	26
b. Essais de laboratoire.....	27
I.5 CONCEPTS DE BASE DE LA TRIBOLOGIE A 3 CORPS.....	28
I.5.1 <i>Définition</i> .....	28
I.5.2 <i>La tribologie à trois corps</i> .....	29
I.5.3 <i>Les mécanismes d’accommodation de vitesse</i> .....	30
I.5.4 <i>Le circuit tribologique</i> .....	31
I.6 CONCLUSION.....	32

<b>CHAPITRE II</b> .....	<b>33</b>
II.1 LA PROBLEMATIQUE DU CHANGEMENT D'ECHELLE .....	33
II.1.1 Exigences mécaniques .....	34
II.1.2 Exigences thermiques .....	35
II.1.3 Exigences tribologiques.....	35
II.1.4 Couplage entre les différentes exigences.....	36
II.1.5 Synthèse des exigences .....	37
II.2 LE TRIBOMETRE DE FREINAGE DU LML .....	37
II.2.1 Présentation générale.....	37
II.2.2 Instrumentation du tribomètre et grandeurs calculées.....	39
a. Instrumentation permanente .....	39
b. Instrumentation additionnelle.....	40
c. Différents environnements d'essai .....	40
d. Grandeurs calculées.....	41
e. Différentes types de freinages .....	41
II.2.3 Règles de similitude .....	42
II.3 PRE-SELECTION DES MATERIAUX DE FRICTION.....	43
II.3.1 Formulation des contraintes de pré-sélection.....	43
II.3.1.1 Une pression apparente de contact élevée .....	43
II.3.1.2 Le flux thermique .....	44
II.3.1.3 Contraintes inhérentes à l'inversion des matériaux.....	44
II.3.2 Généralités sur les matériaux composites à matrice organique .....	45
II.3.3 Les matériaux pré-sélectionnés .....	46
II.3.3.1 Le matériau 6084 .....	46
II.3.3.2 Le matériau 6089 .....	47
II.3.3.3 Le matériau 6088 .....	47
II.3.3.4 Le matériau 6091 .....	47
II.3.4 Tableau récapitulatif des matériaux pré-sélectionnés par rapport aux contraintes formulées .....	47
II.4 ETUDE TRIBOLOGIQUE DE SELECTION DU MATERIAU DE FRICTION.....	48
II.4.1 Géométrie des éprouvettes.....	48
II.4.2 Programme expérimental .....	48
II.4.3 Critères de sélection.....	50
II.4.4 Résultats.....	50
II.4.4.1 Evolution du coefficient de frottement .....	50
II.4.4.2 Coefficient de frottement moyen.....	51
II.4.4.3 Usure des pions.....	52
II.4.4.4 Influence de la pression apparente de contact et de la vitesse initiale de glissement.....	53
II.4.4.5 Reproductibilité des performances tribologiques .....	54
II.4.4.6 Sensibilité à l'humidité .....	55
II.4.4.7 Synthèse.....	55
II.5 LE MATERIAU COMPOSITE A MATRICE ORGANIQUE 6088 .....	56
II.5.1 Microstructure .....	56
II.5.2 Comportement tribologique du couple 6088/C45 .....	56

II.6 PRE-SELECTION DES MATERIAUX POUR LE PATIN REFROIDI.....	57
II.6.1 <i>Modélisation thermique transitoire du couple disque/garniture</i> .....	57
II.6.2 <i>Comparaison des comportements thermiques des freins à disque classique et FAPA</i> ....	58
a. Sous conditions d'exploitation réelles.....	58
b. Cas d'un freinage isolé.....	59
c. Conclusion.....	60
II.6.3 <i>Recherche de matériaux pour le patin refroidi</i> .....	61
II.6.3.1 Critères de choix des matériaux.....	61
II.6.3.2 Matériaux pré-sélectionnés pour le patin refroidi.....	61
a. Le TZM .....	61
b. Le Glidcop® .....	62
c. Synthèse des propriétés thermiques des matériaux pré-sélectionnés pour le patin refroidi.....	63
II.6.4 <i>Comparaison du comportement thermique du frein FAPA mettant en œuvre les     matériaux pré-sélectionnés lors d'un freinage isolé</i> .....	63
II.7 CONCLUSION .....	64
<b>CHAPITRE III</b> .....	<b>65</b>
III.1 CHOIX DES CONDITIONS D'ESSAIS A PARTIR DU FACTEUR DE CHANGEMENT D'ECHELLE .....	65
III.2 REPRESENTATIVITE THERMIQUE DES ESSAIS A L'ECHELLE REDUITE .....	67
III.2.1 <i>Modélisation de la thermique de contact</i> .....	67
III.2.2 <i>Modèle de Newcomb</i> .....	68
a. Hypothèses .....	68
b. Partage de flux.....	68
c. Expression analytique du modèle de Newcomb.....	69
III.2.3 <i>Définition des règles de changement d'échelle</i> .....	70
a. Facteurs géométriques de changement d'échelle .....	70
b. Facteurs énergétiques de changement d'échelle .....	71
III.2.4 <i>Choix des paramètres expérimentaux</i> .....	72
III.3 GEOMETRIE ADOPTEE POUR LES ESSAIS DE PERFORMANCE.....	73
III.3.1 <i>Présentation de la géométrie adoptée : le patin-secteur</i> .....	73
III.3.2 <i>Présentation du disque : le disque-couronne</i> .....	74
III.4 CAMPAGNE DE VALIDATION DE LA REPRESENTATIVITE THERMIQUE DES ESSAIS ET DE LA GEOMETRIE DE CONTACT ADOPTEE A L'ECHELLE REDUITE .....	75
III.4.1 <i>Eprouvettes d'essais</i> .....	75
III.4.2 <i>Programme d'essais</i> .....	77
III.4.3 <i>Résultats et discussion</i> .....	78
III.4.3.1 Conclusions .....	80
III.5 MISE EN PLACE DES ESSAIS EN CONFIGURATION INVERSE.....	81
III.5.1 <i>Eprouvettes d'essais</i> .....	81
III.5.2 <i>Protocole expérimental</i> .....	82
III.5.3 <i>Difficultés de mise en oeuvre des essais</i> .....	83
III.5.3.1 Résultats et discussion.....	85
a. Coefficient de frottement moyen.....	85
b. Coefficient de frottement instantané .....	86
c. Comportement thermique en configuration inverse .....	88
III.5.4 <i>Conclusions</i> .....	91
III.6 DEFINITION DU PROGRAMME D'ESSAIS DE FREINAGE D'ARRET D'URGENCE EN MODE DEGRADE .....	91
III.7 CONCLUSION .....	93

<b>CHAPITRE IV</b> .....	<b>94</b>
IV.1 CAMPAGNES D'ESSAIS DE SIMULATION DE FREINAGES D'ARRET D'URGENCE EN CONFIGURATION CLASSIQUE.....	94
<i>IV.1.1 Performances tribologiques</i> .....	95
IV.1.1.1 Coefficient de frottement moyen .....	95
IV.1.1.2 Coefficient de frottement instantané .....	96
IV.1.1.3 Comparaison des comportements thermiques des disques métalliques.....	97
<i>IV.1.2 Observations des échantillons en configuration classique</i> .....	100
<i>IV.1.3 Conclusions partielles</i> .....	102
IV.2 CAMPAGNES D'ESSAIS DE SIMULATION DE FREINAGES D'ARRET D'URGENCE EN MODE DEGRADE EN CONFIGURATION INVERSE.....	103
<i>IV.2.1 Protocole expérimental</i> .....	104
<i>IV.2.2 Performances tribologiques</i> .....	104
IV.2.2.1 Disque-couronne 6088/patin-secteur acier C45 .....	104
IV.2.2.2 Disque-couronne 6088/patin-secteur Glidcop® .....	106
IV.2.2.3 Disque-couronne 6088/patin-secteur TZM.....	108
<i>IV.2.3 Observations des échantillons en configuration inverse</i> .....	110
IV.2.3.1 Couple « acier C45-6088 » .....	110
a. Observation des faciès de frottement .....	110
b. Analyse microstructurale du patin-secteur en acier C45.....	111
IV.2.3.2 Couples « Glidcop-6088 » et « TZM-6088 ».....	117
a. Observations des patins-secteurs Glidcop® et TZM.....	117
b. Observations des disques-couronnes 6088.....	118
IV.2.3.3 Conclusions partielles .....	121
IV.3 CONCLUSIONS .....	122
<b>CHAPITRE V</b> .....	<b>125</b>
V.1 ETUDE DU ROLE DES CONSTITUANTS FER ET CUIVRE DU COMPOSITE 6088.....	126
<i>V.1.1 Introduction</i> .....	126
<i>V.1.2 Présentation des matériaux modifiés</i> .....	126
<i>V.1.3 Protocole d'essais</i> .....	127
<i>V.1.4 Résultats macroscopiques</i> .....	127
V.1.4.1 Coefficient de frottement moyen.....	127
V.1.4.2 Coefficient de frottement instantané .....	129
V.1.4.3 Usure .....	132
V.1.4.4 Conclusions partielles.....	133
V.2 CIRCUIT TRIBOLOGIQUE EN FREINAGE .....	134
<i>V.2.1 Principales caractéristiques de la surface de contact des pions</i> .....	134
<i>V.2.2 Génération des particules</i> .....	135
<i>V.2.3 Cycle de vie des plaques portantes</i> .....	138
V.2.3.1 Origine des plaques portantes.....	138
V.2.3.2 Evolution et structure des plaques portantes .....	140
V.2.3.3 Croissance des zones portantes .....	143
V.2.3.4 Destruction des zones portantes .....	144
<i>V.2.4 Synthèse</i> .....	146

V.2.5 Généralisation .....	148
V.2.5.1 Couple CMO-Réf/Glidcop® .....	149
V.2.5.2 Couples CMO-1/C45 et CMO-2/C45.....	151
V.2.5.3 Configuration inverse « couronne 6088/patin-secteur C45 ».....	152
a. Observation de la surface de la couronne en 6088 .....	152
b. Observation en coupe transversale du disque-couronne 6088 .....	154
V.2.5.4 Discussion sur la cohésion des plaques.....	155
V.2.6 Conclusions.....	158
V.3 ANALYSE DU CONTACT A DIFFERENTES ETAPES D'UN FREINAGE .....	159
V.3.1 Campagne d'essais de freinages interrompus.....	160
V.3.2 Résultats.....	160
V.3.2.1 Comportement tribologique .....	160
V.3.2.2 Comportement thermique.....	161
a. Mesure de la température de surface du disque par pyrométrie infrarouge .....	161
b. Description des gradients thermiques en surface du disque en acier C45 .....	162
V.3.3 Description et analyse des surfaces frottantes à différents .....	165
V.3.3.1 Freinage interrompu à 10% de $T_f$ .....	167
a. Observations de la zone froide à la surface du patin-secteur $Fi_{10}$ .....	168
b. Observations de la zone chaude à la surface du patin-secteur $Fi_{10}$ .....	169
c. Observations de la zone de transition à la surface du patin-secteur $Fi_{10}$ .....	170
V.3.3.2 Freinage interrompu à 20% de $T_f$ .....	173
V.3.3.3 Freinage interrompu à 40% de $T_f$ .....	176
V.3.3.4 Freinages interrompus à 60% et 97% de $T_f$ .....	178
a. Progression des lits de poudre .....	179
b. Progression des zones portantes.....	180
c. Progression des zones portantes .....	182
V.3.4 Conclusions.....	183
<b>CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES .....</b>	<b>185</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>	<b>189</b>

## Table des illustrations

figure I.1 : Evolution du nombre de voyages avec le réseau ferré d'Ile de France (en millions de passagers) [STIF, 2002] .....	7
figure I.2 : Part relative des différents modes de transports en commun en Ile de France en termes de nombre de passagers par kilomètre parcouru (année 2001) [STIF, 2002] .....	7
figure I.3 : Bogie présentant différents systèmes de freins à friction (doc. Sab Wabco).....	9
figure I.4 : Architecture classique d'un système de frein à disque.....	11
figure I.5 : Disques en fonte ventilés avec différentes géométries d'ailettes (a) et disques en acier pleins (b) ..	12
figure I.6 : Demi-garniture UIC composite à matrice organique ( $S_g = 200 \text{ cm}^2$ ) (a) et demi-garniture frittée composite à matrice métallique ( $\varnothing_{\text{plot}} = 18 \text{ mm}$ ) (b) .....	12
figure I.7 : Système complet de frein par patin électromagnétique .....	13
figure I.8 : Schéma de principe du frein SENF .....	14
figure I.9 : Automotrice MI2N .....	16
figure I.10 : Configurations des rames SNCF (a) et RATP (b) du MI2N .....	16
figure I.11 : Bogies moteur (a) et porteur (b) du MI2N .....	17
figure I.12 : Relevé de la température moyenne sur banc échelle 1 lors d'un parcours aller du RER A .....	18
figure I.13 : Schéma du système de frein à disque classique (a) et du système de frein à disque FAPA (b) ..	21
figure I.14 : Organigramme des tâches du programme FAPA.....	24
figure I.15 : Définition du troisième corps [Godet, 1982].....	30
figure I.16 : Sites et modes d'accommodation de déplacement [Berthier, 1988] .....	30
figure I.17 : Circuit tribologique .....	32
figure II.1 : Cartes de température et d'usure d'un contact pion - disque [Lim et al., 1987].....	35
figure II.2: Usure de fontes GS ayant subi différents traitements thermiques (a) avec un taux de nodules élevé et (b) avec un taux de nodules faible [Nili Ahmadabadi et al., 1999].....	36
figure II.3 : Vue d'ensemble du tribomètre de freinage .....	38
figure II.4 : Schéma d'ensemble du tribomètre de freinage [Desplanques et al., 2001] .....	38
figure II.5 : Cellule d'essai du tribomètre de freinage ouverte .....	39
figure II.6 : Dispositif d'essai sous humidité .....	40
figure II.7 : Géométrie des éprouvettes.....	48
figure II.8 : Evolution du coefficient de frottement des matériaux présélectionnés durant l'essai 14.....	50
figure II.9 : Zone de tolérance recommandée pour le coefficient de frottement moyen selon la fiche UIC 541-3 .....	52
figure II.10 : Taux d'usure des matériaux après rodage et après essais.....	53
figure II.11 : Classement des freinages à sec selon le niveau de pression apparente de contact (a) et selon le niveau de vitesse initiale de glissement (b) pour le matériau 6089.....	53
figure II.12 : Classement des freinages à sec selon le type d'essais pour le matériau 6088 .....	54
figure II.13 : Microstructure du composite à matrice organique après polissage.....	56
figure II.14 : Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement au contact ou de la vitesse simulée du train [Roussette et al., 2001] .....	57
figure II.15: Modélisation thermique par éléments finis du couple disque/garniture : géométrie du modèle (a) et conditions aux limites (b) [Cartigny, 2004] .....	58
figure II.16 : Parcours Boissy - La Défense : puissance dissipée lors d'un aller-retour (a) et évolution de la température de surface d'un disque classique et d'un disque FAPA lors d'un aller (b) [Cartigny, 2004] ..	59
figure II.17 : Evolution de la température de surface des disques des freins classique et FAPA lors du premier freinage du parcours (puissance maximum dissipée 828 kW) a) 2 freins par essieu b) 1 frein par essieu [Cartigny, 2004] .....	59
figure II.18 : Champs de température calculé dans l'épaisseur à différents instants d'un freinage avec un frein FAPA par essieu (puissance maximum dissipée 940 kW) .....	60
figure II.19 : Influence de la nature du matériau sur les températures de surface (a) et de paroi des canaux (b) lors d'un freinage (puissance dissipée 828 kW) [Cartigny, 2004] .....	64

figure III.1 : Géométrie de contact à l'échelle 1 (a) et à l'échelle réduite (b).....	65
figure III.2 : Géométrie de contact (a) et différence de vitesse associée (b) à l'échelle réduite.....	67
figure III.3 : Surface iso-température à échelle réduite dans le diagramme $(P, V_0, T_f)$ .....	73
figure III.4 : Courbes des rapports des densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque à l'échelle réduite par rapport à celle à l'échelle 1 en fonction du rapport $(T_f)_r/(T_f)_1$ .....	73
figure III.5 : Géométrie du patin secteur utilisé pour les essais à l'échelle réduite.....	74
figure III.6 : Géométrie du disque-couronne utilisé pour les essais à l'échelle réduite.....	75
figure III.7 : Patin-secteur en 6088 (a) et disque-couronne en acier C45 (b).....	76
figure III.8 : Diagramme $(P, V_0, T_f)_r$ : les repères 0 à 3 correspondent aux conditions du tableau III.4.....	78
figure III.9 : Evolution des températures de surface et de masse du disque pendant les essais (freinage d'arrêt à 140 km.h <sup>-1</sup> ). Comparaison avec le modèle de Newcomb appliqué au freinage à l'échelle 1 [Roussette et al., 2002].....	79
figure III.10 : Evolution des températures de surface et de masse du disque pendant les essais (freinage d'arrêt à 100 km.h <sup>-1</sup> ). Comparaison avec le modèle de Newcomb appliqué au freinage à l'échelle 1 [Roussette et al., 2002].....	80
figure III.11 : Patin-secteur en C45 (a) et disque-couronne en matériau 6088 (b).....	81
figure III.12 : Evolution des températures de surface d'après le modèle de Newcomb.....	83
figure III.13 : Schéma de la décohésion partielle de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b2 et photo de la décohésion totale de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b1.....	84
figure III.14 : Localisation en surface d'un patin-secteur C45.....	85
figure III.15 : Comparaison des coefficients de frottement instantanés dans les deux configurations à $V_{train} = 90$ km.h <sup>-1</sup> .....	87
figure III.16 : Comparaison des coefficients de frottement instantanés dans les deux configurations à $V_{train} = 100$ km.h <sup>-1</sup> .....	87
figure III.17 : Campagne « FA-inverse2 » : coefficients de frottement instantanés au cours des 5 freinages d'arrêt identiques.....	88
figure III.18 : Relevé des températures pour le FAS03 de la campagne « FA-inverse ».....	89
figure III.19 : Températures de surface relevées par pyrométrie. Campagne « FA-inverse2 ».....	90
figure III.20 : Températures de masse au niveau de l'interface collée du disque-couronne et à 2 mm dans le patin-secteur relevées par thermocouples. Campagne « FA-inverse2 ».....	90
figure III.21 : Diagramme $(P, V_0, T_f)_r$ : les repères 1 à 4 correspondent aux conditions du tableau III.11.....	92
figure IV.1 : Coefficients de frottement moyens des couples Glidcop®/6088 et acier C45/6088 en configuration classique par série de freinages.....	96
figure IV.2 : Evolution du coefficient de frottement instantané pour le 2 <sup>ème</sup> freinage des 4 séries d'essais pour le couple Glidcop®/6088 en configuration classique.....	96
figure IV.3 : Comparaison de l'évolution du coefficient de frottement instantané durant l'essai 14 pour les couples acier C45/6088 et Glidcop®/6088 en configuration classique.....	97
figure IV.4 : Evolutions des températures de surface et de masse du disque des couples acier C45/6088 et Glidcop®/6088 en configuration classique.....	98
figure IV.5 : Evolution des températures de masse du patin-secteur en 6088 frottant en configuration classique contre un disque-couronne soit en acier C45, soit en Glidcop®.....	99
figure IV.6 : Patins-secteurs 6088 ayant frotté contre un disque-couronne en acier C45 (a) et un disque-couronne en Glidcop® (b).....	100
figure IV.7 : Disque-couronne en acier C45 avant (a) et après essais (b).....	101
figure IV.8 : Disque-couronne en Glidcop® avant (a) et après essais (b).....	101
figure IV.9 : Détails de la piste de frottement (a) et de la surface latérale (b) de la couronne en acier C45 après essais.....	102
figure IV.10 : Détails de la piste de frottement (a) et de la surface latérale (b) de la couronne en Glidcop® après essais.....	102
figure IV.11 : Comparaison des coefficients de frottement instantané du couple acier C45/6088 en configuration inverse et en configuration classique.....	105
figure IV.12 : Evolution de la température de masse dans le patin-secteur en acier C45 et de la température à l'interface de collage du disque-couronne 6088 en configuration inverse.....	106
figure IV.13 : Comparaison des évolutions du coefficient de frottement instantané pour les couples Glidcop®/6088 et C45/6088 en configuration inverse.....	107
figure IV.14 : Comparaison des évolutions du coefficient de frottement instantané du couple Glidcop®/6088 en configuration inverse et en configuration classique.....	107
figure IV.15 : Comparaison des températures de masse du patin-secteur Glidcop® et du patin secteur C45 et température à l'interface de collage en configuration inverse.....	108

figure IV.16 : Evolution du coefficient de frottement instantané du couple TZM/6088 en configuration inverse .....	109
figure IV.17 : Evolutions de la température de masse dans le patin-secteur en TZM et de la température à l'interface de collage du disque-couronne 6088 en configuration inverse .....	110
figure IV.18 : Surface de frottement du disque-couronne en 6088 après essais contre patin-secteur en acier C45 en configuration inverse .....	111
figure IV.19 : Surface du patin-secteur en acier C45 après essais contre la couronne en 6088 en configuration inverse .....	111
figure IV.20: Vues en coupe du patin-secteur C45 perpendiculairement au sens de déplacement.....	112
figure IV.21 : Spectre de la couche de troisième corps par microanalyse EDS.....	113
figure IV.22 : Spectre de la partie superficielle de la couche de troisième corps par microanalyse EDS.....	113
figure IV.23 : Structure métallurgique initiale de l'acier C45 utilisé .....	114
figure IV.24 : Microstructure martensitique en surface du patin-secteur en acier C45 après freinage .....	114
figure IV.25 : Affinement de la structure perlito-ferritique observée en surface après traitement de normalisation.....	115
figure IV.26 : Décarburation des zones fortement déformées en surface du patin-secteur en acier C45.....	116
figure IV.27 : Patin-secteur Glidcop® avant (a) et après (b) frottement en configuration inverse .....	117
figure IV.28 : Patin-secteur TZM avant (a) et après (b) frottement en configuration inverse .....	118
figure IV.29 : Disque-couronne garni 6088 ayant frotté contre le patin-secteur Glidcop® en configuration inverse .....	118
figure IV.30 : Retrait et fissuration du matériau de friction frotté contre patin-secteur Glidcop® .....	119
figure IV.31 : Disque-couronne 6088 ayant frotté contre le patin-secteur TZM en configuration inverse.....	120
figure IV.32 : Retrait et fissuration du matériau de friction frotté contre patin-secteur TZM .....	120
figure V.1 : Coefficients de frottement moyen des couples Réf/C45, CMO-1/C45 et CMO-2/C45 par séries de freinages .....	128
figure V.2 : Coefficients de frottement moyen des couples Réf/Glidcop® et CMO-2/C45 par séries de freinages .....	129
figure V.3 : Evolution du coefficient de frottement instantané lors des essais 8, 12 et 14 pour les matériaux CMO-1, Réf et CMO-2.....	130
figure V.4 : Schématisation de l'évolution du coefficient de frottement instantané par deux droites .....	131
figure V.5 : Remontée en fin d'essai en fonction du coefficient de frottement moyen sur la partie de stabilité .....	132
figure V.6 : Usure des matériaux Réf, CMO-1 et CMO-2 contre disque en acier C45 et Réf contre disque Glidcop® .....	133
figure V.7 : Observations de plaques portantes (a) et de particules circulantes (b) [Roussette et al., 2001] .	134
figure V.8 : Particules piégées dans une porosité et spectre de microanalyse X-EDS d'un lit de particules [Roussette et al., 2001] .....	135
figure V.9 : Lit de particules (a) et spectre de microanalyse X-EDS correspondant (b) dans le contact « CMO-2/C45 » .....	135
figure V.10 : Fibre métallique déformée (a) et détail d'une zone extrudée (b).....	136
figure V.11 : Déformation d'une fibre métallique (a) et détachements dans sa zone aval (b) et (c) .....	137
figure V.12 : Observations de fibres minérales arasées (a) et fragmentées (b) .....	137
figure V.13 : Observations d'une charge fragmentée (a) et d'un déchaussement de charge (b).....	138
figure V.14 : Observation (a) et détail (b) d'une zone portante créée par déformation et enrichissement de particules.....	138
figure V.15 : Observation (a) et spectre de microanalyse X-EDS (b) d'une accumulation de poudre .....	139
figure V.16 : Observation (a) et schématisation (b) du mécanisme d'accumulation et de compaction de poudre [Roussette et al., 2001].....	139
figure V.17 : Observation de la transformation progressive d'un lit de poudre en plaque portante [Roussette et al., 2001] .....	140
figure V.18 : Structure d'une plaque plane formée par compactage.....	141
figure V.19 : Détails de la structure en sortie de plaque portante.....	141
figure V.20 : Observation d'une plaque de 3 <sup>ème</sup> corps en électrons secondaires (a) et en électrons rétrodiffusés (b) .....	142
figure V.21 : Microanalyse X-EDS des zones claires (a) et des zones foncées (b) .....	142
figure V.22 : Coalescence de plaques portantes voisines.....	143
figure V.23 : Plaque portante avec obstacle générateur et obstacles secondaires.....	143
figure V.24 : Plaque portante par accumulation et compactage avec obstacles multiples (a) et plaque formée par déformation d'une fibre métallique et piégeage de particules (b).....	144



figure V.25 : Eclatement d'une plaque portante par un fragment du CMO circulant dans le contact (a) et début de destruction d'une plaque portante ayant perdu son obstacle générateur (b) .....	145
figure V.26 : Observations de lignes de fragmentation dans des plaques portantes .....	145
figure V.27 : Fragmentation de plaques portantes et détachement de débris .....	146
figure V.28 : Ecaillages de plaques portantes .....	146
figure V.29 : Application du circuit tribologique à une zone portante formée par déformation.....	147
figure V.30 : Schématisation du circuit tribologique en freinage du couple « 6088/C45 » [Roussette et al., 2005b].....	148
figure V.31 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) d'un lit de poudre à la surface du patin-secteur 6088 ayant frotté contre un disque en Glidcop®.....	149
figure V.32 : Observation en électrons secondaires (a) et en électrons rétrodiffusés (b) d'accumulations de particules dans une zone riche en fibres assurant la portance primaire.....	150
figure V.33 Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) de plaques portantes formées par compactage .....	150
figure V.34 : Transition entre lit de particules et zone de portance .....	151
figure V.35 : Observation (a) et spectres de microanalyse X (b) d'une plaque portante et d'une accumulation de particules à la surface du patin-secteur CMO-1 (appauvri en cuivre) ayant frotté contre un disque en C45.....	152
figure V.36 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) d'une plaque portante à la surface du patin-secteur CMO-2 (appauvri en fer) ayant frotté contre un disque en C45.....	152
figure V.37 : Observation en électrons secondaires (a) et en électrons rétrodiffusés (b) de la surface de la couronne 6088 .....	153
figure V.38 : Observations de la surface du disque-couronne 6088.....	153
figure V.39 : Observation (a) et spectres de microanalyse X-EDS (b), (c) et (d) le long d'une coupe transversale de la couronne en 6088 ayant frotté contre le patin-secteur en C45.....	154
figure V.40 : Variation de structure dans l'épaisseur du 3 <sup>ème</sup> corps en configuration inverse.....	155
figure V.41 : Observation (a) et détail (b) de la couche de 3 <sup>ème</sup> corps formée au dessus d'une charge de laiton .....	155
figure V.42 : détails de porosités dans la couche de 3 <sup>ème</sup> corps .....	156
figure V.43 : Les différentes étapes du frittage en phase solide [Gras, 1992].....	156
figure V.44 : Avantage en termes de frottement apporté par une étape de Mechanical Alloying dans le processus de frittage [Kondoh et al., 1997] .....	157
figure V.45 : Evolution du coefficient de frottement lors de 5 freinages interrompus ( $\tau \approx 0\%$ au début du freinage, $\tau \approx 100\%$ à l'arrêt complet) [Roussette et al., 2005].....	161
figure V.46 : Evolution de la température de surface mesurée par pyrométrie sur le rayon moyen de la surface frottée du disque lors des 5 freinages interrompus [Roussette et al., 2005] .....	162
figure V.47 : Thermogrammes de la piste de frottement du disque à différents instants de l'essai Fi <sub>60</sub> ( $\tau = 1\%$ (a), $\tau = 5\%$ (b), $\tau = 8\%$ (c), $\tau = 12\%$ (d), $\tau = 17\%$ (e), $\tau = 26\%$ (f), $\tau = 42\%$ (g), $\tau = 54\%$ (h)) [Roussette et al., 2005].....	163
figure V.48 : Thermogrammes de la piste de frottement du disque à différents instants de l'essai Fi <sub>20</sub> ( $\tau = 1\%$ (a), $\tau = 5\%$ (b), $\tau = 7\%$ (c), $\tau = 9\%$ (d), $\tau = 11\%$ (e), $\tau = 18\%$ (f)).....	163
figure V.49 : Reconstitution du thermogramme du disque complet lors de l'essai Fi <sub>97</sub> à $\tau \approx 30\%$ (thermogramme extérieur) et à $\tau \approx 50\%$ (thermogramme intérieur) (a) et profils radiaux au droit des points chauds PC 1, PC 5, PC 6 et PC 9 à $\tau \approx 30\%$ (b) .....	164
figure V.50 : Thermogrammes de la piste de frottement du disque juste avant l'interruption des freinages Fi <sub>10</sub> (a), Fi <sub>20</sub> (b), Fi <sub>40</sub> (c), Fi <sub>60</sub> (d) et Fi <sub>97</sub> (e) [Roussette et al., 2005].....	166
figure V.51 : Observations des surfaces des patins-secteurs en 6088 mis en œuvre lors des essais Fi <sub>10</sub> (a), Fi <sub>20</sub> (b), Fi <sub>40</sub> (c), Fi <sub>60</sub> (d) et Fi <sub>97</sub> (e) .....	167
figure V.52 : Reconstitution du thermogramme du disque complet (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) à l'interruption de l'essai Fi <sub>10</sub> .....	167
figure V.53 : Zone froide, de transition et chaude de la surface du patin-secteur Fi <sub>10</sub> .....	168
figure V.54 : Observations de la zone froide du patin-secteur Fi <sub>10</sub> .....	168
figure V.55 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) du lit de poudre de la zone froide.....	169
figure V.56 : Observation (a) et détail (b) de la zone chaude du patin-secteur Fi <sub>10</sub> .....	169
figure V.57 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) d'une plaque portante dans la zone chaude	170
figure V.58 : Observations en vidéo rapide à un instant t de la surface d'un disque corrélée à son thermogramme [François et al., 2005b].....	170
figure V.59 : Observations et spectre de microanalyse de la zone de transition.....	171
figure V.60 : Détail des lignes de fragmentation dans la bande de 3 <sup>ème</sup> corps dans la zone de transition .....	171
figure V.61 : Observations de glissements au niveau des couches superficielles dans la zone de transition ..	172
figure V.62 : Détails dans l'épaisseur du front d'entrée de la bande de 3 <sup>ème</sup> corps .....	172

figure V.63 : Fragment en cours de détachement (a) et détails (b) du « front de sortie » de la bande de 3 <sup>ème</sup> corps.....	173
figure V.64 : Reconstitution du thermogramme du disque complet (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai Fi <sub>20</sub> .....	174
figure V.65 : Observation de la surface du patin-secteur Fi <sub>20</sub> .....	174
figure V.66 : Détails de la surface du patin-secteur Fi <sub>20</sub> dans la zone balayée par les points chauds.....	175
figure V.67 : Détails d'une fibre déformée (a) et d'une plaque plane portante à l'amont d'une fibre minérale arasée (b) dans la zone balayée par la 1 <sup>ère</sup> bande chaude .....	175
figure V.68 : Détail (a) et spectre de microanalyse X (b) du lit de poudre à la surface du patin-secteur Fi <sub>20</sub> .....	175
figure V.69 : Reconstitution du thermogramme du disque complet (a) et profils radiaux au droit de points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai Fi <sub>40</sub> .....	176
figure V.70 : Observation de la « zone plus chaude » du patin-secteur Fi <sub>40</sub> .....	177
figure V.71 : Observation de la « zone moins chaude » du patin-secteur Fi <sub>40</sub> .....	177
figure V.72 : Amas de particules circulantes dans la « zone plus chaude » de la surface du patin-secteur Fi <sub>40</sub> .....	177
figure V.73 : Reconstitution du thermogramme du disque complet du disque (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai Fi <sub>60</sub> .....	178
figure V.74 : Reconstitution du thermogramme du disque complet du disque (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai Fi <sub>97</sub> .....	178
figure V.75 : Détails de la surface du patin-secteur Fi <sub>60</sub> .....	179
figure V.76 : Observation en électrons secondaires (a) et rétrodiffusés (b) de lits de poudre à la surface du patin-secteur Fi <sub>97</sub> .....	180
figure V.77 : Détail (a) et micro-analyse X-EDS (b) de lits de poudre à la surface du patin-secteur Fi <sub>97</sub> .....	180
figure V.78 : Surface majoritairement recouverte de zones portantes à la surface du patin-secteur Fi <sub>60</sub> .....	181
figure V.79 : Détail d'une zone de contact à la surface du patin-secteur Fi <sub>60</sub> .....	181
figure V.80 : Zones de portance très étendues à la surface du patin-secteur Fi <sub>97</sub> .....	181
figure V.81 : Observation du mécanisme de destruction d'une plaque portante par perte de l'obstacle générateur à la surface du patin-secteur Fi <sub>60</sub> .....	182
figure V.82 : Recouvrement de la partie avant du patin-secteur Fi <sub>97</sub> .....	183
figure V.83 : Détail de la couche qui recouvre la partie avant du patin-secteur Fi <sub>97</sub> .....	183

## Notations générales

$a$	: diffusivité thermique	$a = \lambda / (\rho \cdot c_p)$	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$c_p$	: capacité thermique massique		[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$d_f$	: distance de freinage		[m]
$e$	: épaisseur		[m]
$E$	: module d'élasticité		[MPa]
$k$	: facteur de changement d'échelle		
$k_q$	: facteur de changement d'échelle en énergie conduisant aux mêmes densités d'énergie dissipée dans le disque et la garniture aux deux échelles		
$k_\theta$	: facteur de changement d'échelle en énergie conduisant aux mêmes températures de surface du disque aux deux échelles		
$k_\varphi$	: facteur de changement d'échelle en énergie conduisant aux mêmes densités de flux dissipé dans le disque et la garniture aux deux échelles		
$m.k$	: facteur de changement d'échelle en énergie dissipée		
$n$	: scalaire caractérisant les rapports des surfaces en contact aux deux échelles		
$L$	: largeur du contact		[m]
$q$	: densité d'énergie dissipée		[J.m <sup>-2</sup> ]
$t$	: temps de freinage		[s]
$C_f$	: couple de freinage		[N.m]
$F_N$	: effort normal		[N]
$F_T$	: effort tangentiel		[N]
$I$	: inertie		[kg.m <sup>2</sup> ]
$M$	: masse à freiner		[kg]
$P$	: pression apparente de contact		[MPa]
$P_u$	: puissance		[W]
$Q$	: énergie cinétique		[J]
$R$	: rayon		[m]
$S$	: surface		[m <sup>2</sup> ]
$T_f$	: durée de freinage		[s]
$V_0$	: vitesse initiale de glissement au rayon moyen du disque		[m.s <sup>-1</sup> ]
$V_{train}$	: vitesse de train à l'échelle 1		[m.s <sup>-1</sup> ]

### Symboles grecs

$\alpha$	: coefficient de partage du flux thermique		
$\alpha_{therm}$	: dilatation thermique		[K <sup>-1</sup> ]
$\varepsilon$	: émissivité		
$\phi$	: flux de chaleur		[W]
$\gamma$	: accélération/décélération		[m.s <sup>-2</sup> ]
$\varphi$	: densité de flux de chaleur dissipé		[W.m <sup>-2</sup> ]
$\lambda$	: conductivité thermique		[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\mu$	: coefficient de frottement		
$\pi$	: nombre pi		
$\theta$	: température		[°C]
$\rho$	: masse volumique		[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\tau$	: variable adimensionnelle du temps		
$\omega$	: fréquence de rotation		[rd.s <sup>-1</sup> ]

$\xi$  : effusivité thermique  $\xi = \sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c_p}$  [J.m<sup>-2</sup>.s<sup>-1/2</sup>.K<sup>-1</sup>]  
 $\Delta$  : variation/écart  
 $\Sigma$  : sommation

### Symboles

$\emptyset$  : diamètre [m]

### Indices et exposants

*1* : échelle 1  
*d* : disque  
*g* : garniture  
*r* : échelle réduite  
*ext* : extérieur  
*int* : intérieur  
*moy* : moyen  
*max* : maximum  
*min* : minimum  
*roue* : roue

## Introduction générale

Dans les transports ferroviaires et plus particulièrement en milieu urbain et suburbain, le matériel roulant doit de plus en plus permettre une augmentation des flux de voyageurs. Pour répondre à ce besoin, des rames à deux niveaux ont été développées et les vitesses d'exploitation ont été augmentées, entraînant une augmentation de la charge à l'essieu et de la puissance motrice. Les répercussions sont doubles :

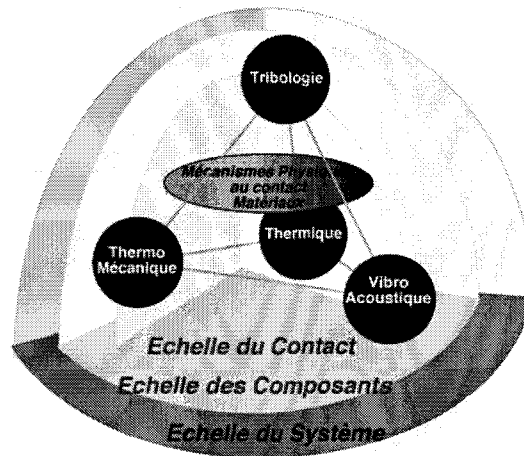
- d'une part, la conjugaison de ces deux paramètres a des conséquences importantes sur l'espace disponible pour les différents organes du bogie, dont les freins à disque, ainsi que sur les énergies à dissiper en freinage ;
- d'autre part, les matériaux utilisés pour les organes de friction des freins à disque, de plus en plus sollicités, atteignent aujourd'hui leurs limites sur certains matériels urbains. Ainsi, le frein à disque, dans son architecture actuelle, constitue l'un des blocages technologiques au développement de rames plus performantes.

Développer un système de freinage offrant une compacité importante et des performances élevées devient ainsi une priorité. Les conditions d'exploitation actuelles et futures étant de plus en plus sévères, il apparaît nettement qu'un refroidissement efficace des matériaux de freinage apporterait de nouvelles perspectives, le frein à friction étant de plus actuellement incontournable par son aspect « sécuritaire<sup>1</sup> ». Dans cette optique, les freins à disque pourraient être refroidis au moyen d'un liquide de refroidissement. La conception et le développement d'un tel frein est l'objectif du programme de recherche PREDIT « Frein A Performances Améliorées », cadre du travail de thèse présenté dans ce mémoire.

Les études menées ces dernières années sur le frein à disque, notamment dans le cadre des activités liées à l'opération « Freinage » du Laboratoire de Mécanique de Lille, ont montré que le freinage par friction était un mécanisme complexe, de nature transitoire, relevant de différentes disciplines (à titre d'exemple, la thermique, la dynamique, la tribologie...) qui présentent par ailleurs des couplages nombreux. Chacune de ces différentes disciplines doit, en outre, être appréhendée à des échelles différentes, allant de celle du système (dont la dimension est le mètre) à celle du contact (dont la dimension est le micromètre, voire plus petit) afin de rendre correctement compte des phénomènes physiques activés lors du freinage. Cette approche multi-disciplinaire et multi-échelle, illustrée par la figure ci-dessous, est d'ailleurs soutenue par le CNRS dans le cadre du Pôle ST2 (Sciences et Technologies pour le Sécurité dans les Transports), récemment mis en place en Région Nord - Pas de Calais.

---

<sup>1</sup> être capable de freiner le train en toutes circonstances jusqu'à l'arrêt sans compromettre le redémarrage après un arrêt d'urgence.



*Approche multi-disciplinaire et multi-échelle du frein à friction*

Le développement de ce nouveau concept de frein à disque avec refroidissement actif passe donc par une étude multidisciplinaire présentant un important volet tribologique dont l'équipe Mécanique et Matériaux de l'Ecole Centrale de Lille s'est vu confier la responsabilité.

L'étude tribologique du programme FAPA s'articule autour de deux axes :

- un axe applicatif avec la sélection et l'étude des performances de couples de matériaux en contact disque-garniture compatibles avec les exigences de ce nouveau frein et les conditions d'exploitation envisagées, y compris son aspect « sécuritaire » par la mise en œuvre d'essais sous les sollicitations de freinage les plus pénalisantes du programme ;
- un axe plus fondamental avec la compréhension des mécanismes physiques activés pendant un freinage à partir de l'observation et de l'analyse des surfaces de frottement.

Pour réaliser ce double objectif, la démarche expérimentale repose sur des essais sur le tribomètre de freinage du Laboratoire de Mécanique de Lille. Ces essais, qui doivent permettre d'obtenir à échelle réduite une représentativité de la sollicitation de freinage à l'échelle 1 sont de deux types : des essais de simulation à caractère plus industriel de manière à évaluer les performances des couples disque-garniture étudiés et des essais de compréhension à caractère plus fondamental dans le cadre de l'étude des phénomènes physiques de frottement activés en freinage.

La démarche scientifique adoptée est, malgré la complexité du problème, de mener en parallèle ces deux types d'études, simulation et compréhension, car elles se nourrissent mutuellement.

Le mémoire du présent travail de thèse se décompose ainsi en cinq parties :

- **le chapitre I** introduit le contexte de l'étude et les concepts nécessaires à l'étude tribologique. Les notions générales utiles à la compréhension de la problématique du freinage sont décrites en fonction des applications ferroviaires. Elles conduisent à souligner l'importance du système du frein à disque par son caractère sécuritaire dans une architecture de freinage, mais aussi ses limites.

Le programme FAPA, ses enjeux et son déroulement sont détaillés. Enfin les concepts de la tribologie à trois corps utilisés pour l'étude des mécanismes physiques de frottement sont introduits ;

- **le chapitre II** développe la problématique des études tribologiques à échelle réduite, et introduit l'ensemble des exigences qui guideront toutes les études expérimentales réalisées dans ce travail. Le tribomètre de freinage à échelle réduite est présenté dans le détail. Enfin, le choix des matériaux étudiés dans le programme FAPA est présenté ;
- **le chapitre III** aborde la mise en œuvre des essais à l'échelle réduite sous sollicitations très sévères de freinage d'arrêt. Le souci de la représentativité, notamment thermique, des essais à échelle réduite a conduit au développement et à la validation d'une méthodologie expérimentale originale sur le tribomètre. La mise en œuvre à échelle réduite d'un contact en configuration FAPA fournit les premières informations quant au comportement tribologique du nouveau concept ;
- **le chapitre IV** revêt un caractère applicatif par son objectif de caractérisation du comportement tribologique. Une synthèse de l'ensemble des performances tribologiques des différents couples de matériaux sélectionnés, tant en configuration classique qu'en configuration FAPA, est présentée. Les résultats sont décrits par rapport aux performances tribologiques d'un couple de matériaux en configuration classique défini comme référence et conduisent à conclure quant au potentiel industriel des différents couples de matériaux vis-à-vis de leur utilisation dans le concept de frein FAPA ;
- **le chapitre V** revêt quant à lui un caractère fondamental par son objectif de compréhension des mécanismes physiques de frottement mis en jeu dans le contact disque-garniture. La mise en œuvre de diverses techniques d'observation et d'analyse disponibles au laboratoire (microscopie électronique à balayage, microanalyse X-EDS, thermographie infrarouge) permet, d'une part, de décrire le rôle de certains constituants des matériaux en contact sur les performances tribologiques et, d'autre part, de proposer un circuit tribologique regroupant les principaux mécanismes physiques de frottement mis en jeu en freinage. Enfin, une étude expérimentale à partir d'essais de freinage interrompus permet de prendre en compte le caractère transitoire des phénomènes physiques activés pendant le freinage.

# **CHAPITRE I**

## **Le contexte de l'étude**

De manière à augmenter le flux du nombre de voyageurs, les industriels du transport ferroviaire ont adopté une stratégie reposant sur l'augmentation de la vitesse d'exploitation et la capacité d'embarquement. Ces 25 dernières années d'exploitation du secteur « grandes lignes » illustre cette stratégie avec le développement du train à grande vitesse (TGV) puis de la génération TGV à deux niveaux (le TGV Duplex). Cette stratégie, appliquée au secteur « urbain sub-urbain », a conduit au développement du matériel d'interconnexion à 2 niveaux (MI2N). Le facteur critique n'est pas la traction mais clairement le freinage : si un défaut de traction est inexcusable, un défaut de freinage est inenvisageable.

Le présent chapitre débute par la présentation de l'architecture de freinage des matériels roulants. Elle met en œuvre plusieurs systèmes agissant en conjugaison, dont nous présentons les principes de fonctionnement, les avantages et inconvénients. Parmi ces systèmes, nous détaillons le frein à disque qui a fait l'objet de nombreuses études afin d'accroître ses capacités et d'améliorer son comportement. Le concept du frein à disque à performances améliorées, qui est ensuite présenté, est une réponse innovante aux limites actuelles du système frein à disque. Son développement révèle un caractère multi-disciplinaire évident et présente un volet tribologique fondamental. Nous détaillons ensuite les objectifs spécifiques de l'étude tribologique, ce qui nous amène dans un dernier paragraphe à introduire les notions de tribologie à 3 corps utilisées dans cette étude dans la démarche d'analyse et de compréhension des phénomènes de frottement en freinage.

### **I.1 Le freinage ferroviaire**

#### **I.1.1 Généralités**

Face à l'augmentation de la circulation urbaine, les grandes agglomérations sont de plus en plus nombreuses à créer ou développer des réseaux de transport en commun de type métros ou tramways. De tels réseaux visent à alléger les flux de véhicules automobiles dans le tissu urbain et à drainer un pourcentage de plus en plus important de passagers. Ce phénomène est particulièrement illustré par le plus grand réseau français, celui d'Ile de France, qui a vu son trafic augmenter régulièrement jusqu'à atteindre le chiffre de 2,22 milliards de voyages en 2001, comme on le constate sur la figure I.1 ci-dessous.

L'importance de ce réseau urbain et suburbain apparaît de façon encore plus significative en termes de nombre de passagers au kilomètre parcouru. Vis-à-vis de ce critère, les réseaux ferrés représentaient ainsi, en 2001, 90% de l'ensemble des transports en commun en Ile de France, figure I.2.



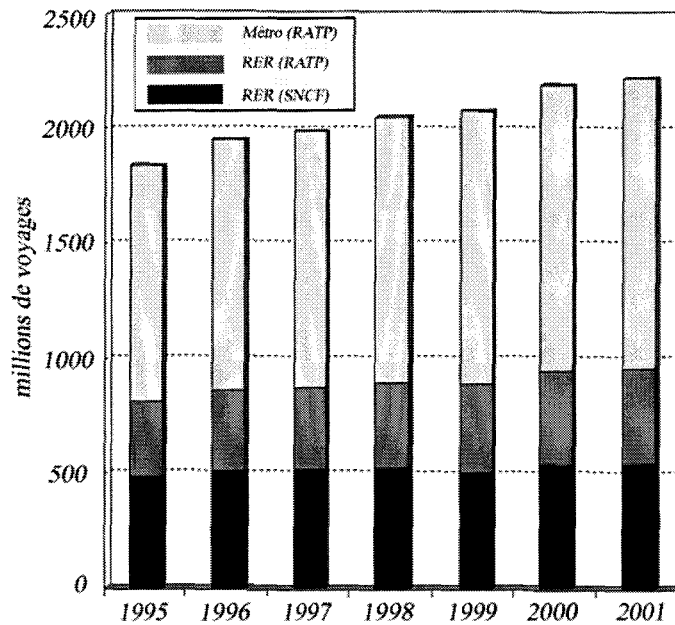


figure I.1 : Evolution du nombre de voyages avec le réseau ferré d'Ile de France (en millions de passagers) [STIF, 2002]

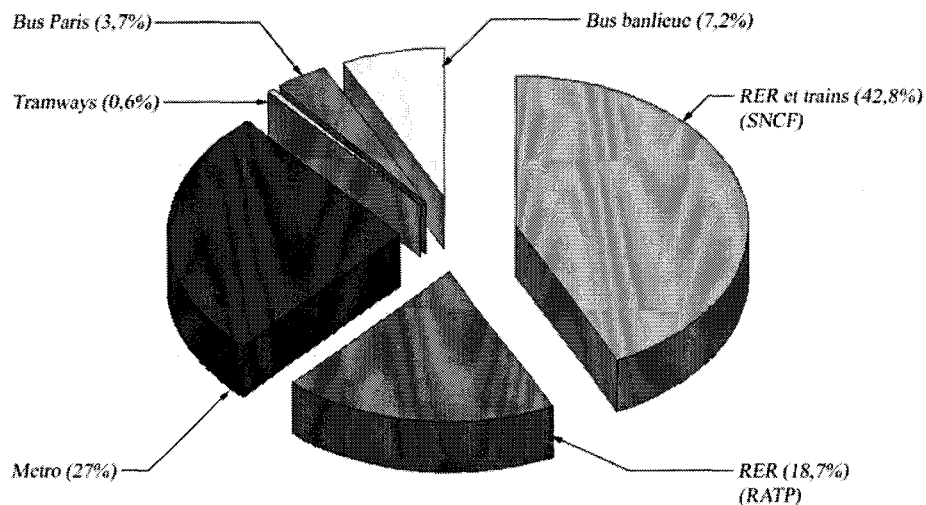


figure I.2 : Part relative des différents modes de transports en commun en Ile de France en termes de nombre de passagers par kilomètre parcouru (année 2001) [STIF, 2002]

Toutes les projections dans l'avenir prévoient que la croissance continue du trafic observée depuis une vingtaine d'années va se poursuivre dans les décennies à venir. La capacité de transport actuellement offerte a été rendue possible par les progrès techniques tant au niveau des matériels roulants menant à de nouvelles générations de trains notamment à deux niveaux, qu'au niveau des systèmes d'exploitation et de gestion des flux, autorisant des vitesses et des fréquences de rame plus élevées. Cependant toutes ces améliorations restent subordonnées aux capacités de freinage disponibles. Le développement de systèmes de freinage plus performants et sécuritaires revêt dès lors un caractère essentiel. La réponse des constructeurs aux attentes des exploitants et des usagers passe tant par l'accroissement de la capacité des différents systèmes existants, que par le développement de concepts novateurs tel que celui proposé dans cette étude.

## I.1.2 Généralités sur le freinage ferroviaire

Le freinage consiste à fournir à une rame un effort retardateur suffisant pour diminuer sa vitesse avec une décélération constante et contrôlée, ou maintenir sa vitesse constante lors du passage dans une pente. Le frein est ainsi un transformateur d'énergie mécanique, cinétique ou potentielle. Il doit être capable d'assurer cette fonction quelles que soient les conditions ou perturbations extérieures ou intérieures au système. De plus, l'action doit se dérouler dans des temps prédéfinis en fonction du type de convoi exploité.

Carré, dans sa théorie du freinage, cite six principes de systèmes de freinage pour transformer l'énergie mécanique : le frottement solide, le frottement liquide, la création de courants de Foucault, la création d'énergie électrique par dynamos ou moteurs réversibles, la transformation thermodynamique par compression d'air et transformation par création de fluide sous pression [Carré, 1989]. Dans le freinage ferroviaire, trois types de frein sont classiquement répertoriés et utilisés en fonction du matériel et de l'exploitation envisagés.

On peut les classer selon le mode de transformation d'énergie qu'ils mettent en œuvre afin de remplir leur fonction, ainsi :

- les freins à friction sur roue, sur disque ou sur rail, qui dissipent l'énergie produite lors du freinage principalement sous forme de chaleur,
- les freins dynamiques, qui convertissent l'énergie produite en énergie électrique dissipée dans des résistances ou dans la caténaire,
- les freins à courant de Foucault, qui induisent des champs magnétiques créant une résistance au mouvement de la rame. L'énergie électrique produite sera ensuite elle-même transformée en chaleur.

Il existe d'autres systèmes de freinages mais nous n'en développerons pas plus avant la description car ils sont d'utilisation trop peu répandue. Citons à titre d'exemple les ralentisseurs hydrodynamiques principalement employés sur véhicules diesels [Pochon, 1995], les ralentisseurs rotatifs à courant de Foucault plus connus sous le nom de systèmes TELMA [Petit, 1994], des volets mobiles sur des applications grandes vitesses pour augmenter le freinage aérodynamique créé naturellement par la résistance à l'avancement propre à l'architecture du train.

Quel que soit le ou les systèmes retenus, la conception d'un système global de freinage doit répondre à un cahier des charges qui dépasse largement le simple cadre de la fonction mécanique initiale à assurer. Il s'avère parfois difficile de concilier tous les aspects des cahiers des charges qui deviennent de plus en plus sévères. Ainsi, un système de frein se doit aujourd'hui d'être :

- fondamentalement sécuritaire (distance d'arrêt, décélération...). Les dispositifs de freinage conditionnent à la fois la sécurité et la souplesse d'exploitation des matériels ;
- industriellement économique. L'approche système, qui se développe dans le domaine ferroviaire, est en effet une conception orientée par le Coût du Cycle de Vie (Life Cycle Cost en anglais) sur une durée de vie présumée de matériel de l'ordre de 35 à 40 ans [Petit, 2002]. Ainsi, s'ils entrent pour une part relativement modeste dans le coût initial d'une ligne de transport (infrastructures et matériels), les systèmes de freinage représentent un des postes les plus importants des coûts de maintenance ;

A titre d'exemple, le bilan sur l'année 2003, basé sur le parc de 29 rames MI2N de la RATP, à raison de 114 000 kilomètres parcourus par rame, montre que le coût maintenance du freinage par friction est de 950 €/10 000 km, soit un coût annuel de 315 k€ [Duchamp, 2005]. Rappelons que chaque essieu moteur comporte un disque de frein et quatre demi-garnitures, ainsi que deux semelles de frein par roue, et que chaque essieu porteur comporte deux disques de frein et quatre demi-garnitures par disque, ainsi qu'une semelle de frein par roue, chaque bogie étant équipé en plus de deux patins magnétiques.

- socialement respectueux des contraintes environnementales de plus en plus fortes (écologie, toxicologie, bruit...).

### I.1.3 Les différents systèmes de frein existants

#### I.1.3.1 Les freins à friction

Parmi les différents types de freins ferroviaires existants, le frein à friction possède les avantages d'être efficace sur toute la plage des vitesses, de faire appel à une technologie simple et facile à entretenir, et d'être utilisable pour l'immobilisation du véhicule. Les trois systèmes, freinage sur roue, sur disque et par patin électromagnétique peuvent d'ailleurs être utilisés simultanément, ainsi la figure I.3 montre un bogie présentant deux patins électromagnétiques et 4 disques ventilés par essieu.

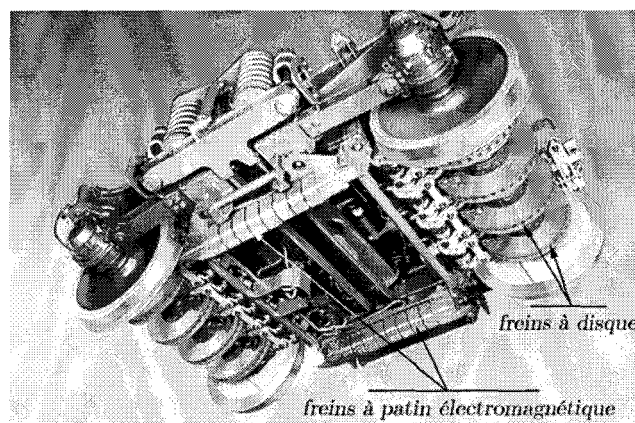


figure I.3 : Bogie présentant différents systèmes de freins à friction (doc. Sab Wabco)

#### **a. Le freinage sur roue**

Appelé aussi frein à sabots, le freinage sur roue fait appel à des semelles frottant sur la table de roulement des roues en acier. Trois types de matériaux sont principalement utilisés pour les semelles : des fontes, des matériaux composites à matrice organique et des matériaux composites à matrice métallique frittés. L'utilisation de chacun de ces types de matériaux est le résultat d'un compromis.

Ainsi, le freinage avec des semelles en fonte n'est pas sensible à l'humidité ce qui fournit une bonne constance des performances de freinage quelles que soient les conditions atmosphériques, la fonte étant de plus un matériau de frottement très peu coûteux. Cependant, le coefficient de frottement de la fonte est relativement bas (de l'ordre de 0,10) et ses performances sont fortement dépendantes de la vitesse de freinage et dans une moindre mesure de la pression d'application [Boiteux, 1987].

Les semelles en matériaux composites organiques ont été développées pour offrir un coefficient de frottement plus élevé que celui de la fonte et surtout indépendant de la vitesse ; elles présentent de meilleures performances de freinage et de bruit. On distingue deux catégories les « semelles K » dites à haut coefficient de frottement (de l'ordre de 0,25) et les « semelles L » dites à bas coefficient de frottement (de l'ordre de 0,17). Leur utilisation a permis une simplification des organes de commande et des équipements de freinage. La réduction de l'usure élevée de ces matériaux a été obtenue en améliorant l'état de surface de la table de roulement de la roue. Pour ce faire, on a rendu les semelles composites légèrement abrasives afin d'obtenir un polissage au cours des freinages effectué par la semelle elle-même [Grimault, 1994].

Cependant, on constate pour certaines applications un problème d'agressivité vis-à-vis de la table de roulement pouvant générer des déformations de profil de la roue. Cet état de fait est difficile à maîtriser car dépendant de l'utilisation du véhicule équipé et en particulier de la fréquence des freinages. Ceci oblige à des reprofilages de roue car l'état de surface de la roue conditionne l'état de l'adhérence et donc la qualité du freinage [Brisou, 1994].

Les semelles composites à matrice organique ont une sensibilité particulière à la formation d'« inclusions » métalliques par temps humide, qui s'accompagne d'une baisse de leurs performances.

Enfin les semelles en matériaux composites à matrice métallique frittée présentent par temps sec des performances de freinage voisines de celles des composites à matrice organique. Peu sensibles aux conditions atmosphériques, elles présentent une tenue en température supérieure permettant de faire face à des freinages à haute énergie. Si leur durée de vie est supérieure à celle des composites à matrice organique (environ 4 fois plus), elles sont également 4 fois plus chères et surtout diminuent la durée de vie de la roue freinée d'environ 20%.

L'utilisation du freinage sur roue présente en outre l'inconvénient majeur pour la roue de superposer à la fatigue mécanique due au roulement la fatigue thermique due au freinage [Raison, 1991]. L'endommagement résultant s'accroît au fur et à mesure que l'on augmente les vitesses et les performances de freinage. Ainsi, les sollicitations thermiques importantes sur la roue provoquées par le frein à sabots se révèlent à l'usage très sévères pour sa durabilité. D'où le développement du frein à disque, qui est utilisé à grande échelle depuis de nombreuses années pour les applications à plus haute énergie.

### **b. Le freinage à disque**

L'intérêt du frein à disque repose sur la séparation de la fonction de freinage des fonctions de roulement et de guidage, permettant une meilleure optimisation de chacune d'entre elles. Il présente également, par sa géométrie, l'avantage d'une capacité de dissipation d'énergie accrue.

Son principe de fonctionnement consiste à pincer par des garnitures en composites organiques ou frittés un disque en rotation. Le disque est généralement fixé sur l'essieu par l'intermédiaire d'un moyeu ou encore flasqué directement sur la roue pour des raisons d'encombrement. Les performances de freinage sont supérieures à celles du freinage sur roue notamment en raison de la capacité d'absorption thermique du disque.

Notons que si cet avantage joue énormément en freinage d'arrêt, il est moins marqué pour des freinages de maintien ou pour des freinages répétitifs. Les autres avantages du frein à disque sont notamment [Grimault, 1994b] :

- une bonne progressivité de l'effort de freinage,
- un contact optimal au niveau de la surface de frottement,
- un niveau de coefficient de frottement caractéristique relativement constant au cours du freinage,
- un couple de freinage identique pour les deux sens de rotation,
- un confort plus grand pour les passagers durant le freinage.

L'architecture classique d'un frein à disque comporte un disque métallique, calé sur l'essieu, sur les surfaces latérales duquel frottent des garnitures (figure I.4).

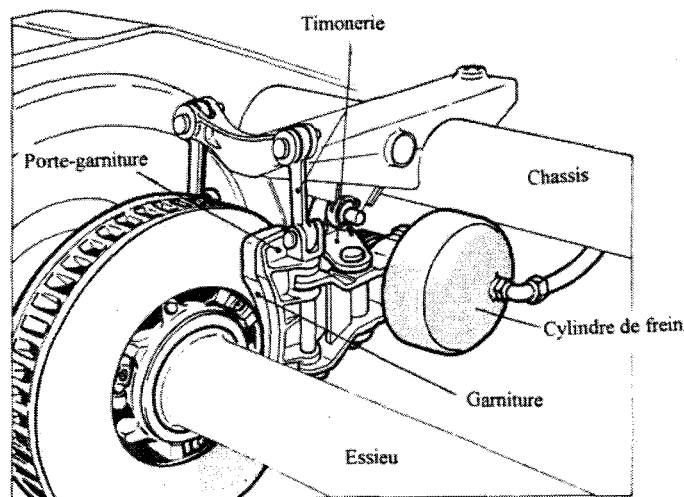


figure I.4 : Architecture classique d'un système de frein à disque

Le disque fonctionne en puits de chaleur emmagasinant la majorité de l'énergie produite lors du freinage sous forme de chaleur puis la dissipant dans le milieu environnant par convection et rayonnement. Plusieurs géométries de disque existent. La figure I.5 (a) présente deux types de disques ventilés par ailettes, elles permettent la dissipation d'une partie de la chaleur pendant le freinage mais au prix d'une certaine consommation d'énergie pendant les phases de traction. La géométrie de base du disque reste toutefois celle d'une galette pleine (figure I.5 b).

Si la fonte, facile à fabriquer, à usiner et présentant un faible coût économique, a été le premier matériau utilisé dans la fabrication des disques et reste encore largement utilisée de nos jours, l'augmentation de l'énergie à dissiper lors des freinages a conduit à l'introduction de nouveaux matériaux. Ainsi, pour les applications grande vitesse, l'utilisation de disques en acier de différentes nuances ayant subi différents traitements thermiques est très répandue (figure I.5 b). En effet, comparé à la fonte, l'acier présente une bonne résistance mécanique et une grande ductilité.

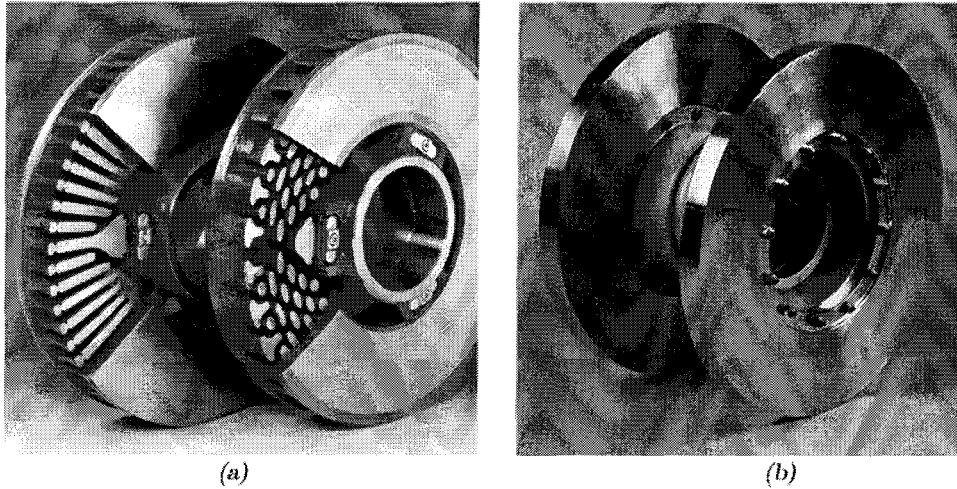


figure I.5 : Disques en fonte ventilés avec différentes géométries d'ailettes (a) et disques en acier pleins (b)

Les garnitures sont des barrières thermiques, renvoyant la majorité du flux de chaleur vers le disque. Elles doivent aussi jouer le rôle de « pièces d'usure » en limitant celle du disque beaucoup plus difficile à remplacer. On recense principalement deux types de garniture :

- les garnitures en matériaux composites à matrice organique présentent une forme normalisée par l'UIC [UIC, 1993]. Elles sont rainurées (figure I.6 a) afin de présenter une souplesse et ainsi améliorer la portée. Elles sont constituées de matières organiques et minérales, ceci induit que leur température admissible de fonctionnement (de 350°C à 600°C pour les matériaux haut de gamme) est limitée par la température de dégradation des constituants organiques. On les associe généralement à un disque en fonte pour des applications à faible énergie, cependant, grâce aux progrès réalisés dans leurs formulations, elles sont également utilisées aujourd'hui sur des applications grande vitesse ;
- les garnitures en matériaux composites à matrice métallique frittée présentent une géométrie de plots assemblés sur une tôle en acier (figure I.6 b). Elles sont à base de poudres métalliques frittées, essentiellement du cuivre et du fer, et comportent des éléments d'addition permettant d'ajuster le comportement tribologique. Elles sont généralement associées avec un disque en acier sur les applications haute énergie où la température de surface du disque peut dépasser localement 1000°C suite à la formation de points chauds [Dufrénoy, 1995]. Cependant ces garnitures présentent une raideur plus importante que les garnitures organiques ce qui pénalise la durée de vie des disques. Elles sont réservées aux applications à faible fréquence de freinage.

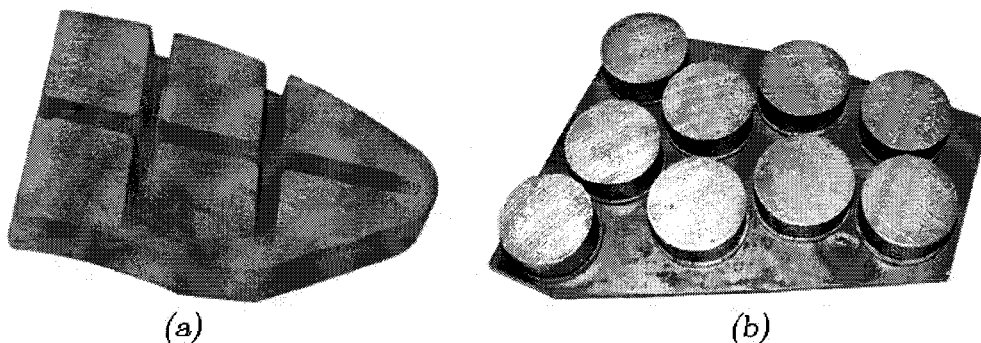


figure I.6 : Demi-garniture UIC composite à matrice organique ( $S_g = 200 \text{ cm}^2$ ) (a) et demi-garniture frittée composite à matrice métallique ( $\varnothing_{\text{plot}} = 18 \text{ mm}$ ) (b)

Les qualités et la souplesse d'utilisation du frein à disque en font le système incontournable sur tout véhicule ferroviaire même si son coût de maintenance, comme illustré au paragraphe I.1.2, peut être pénalisant par rapport à des systèmes présentant moins d'usure et nécessitant moins d'entretien. Son efficacité est toutefois dépendante de l'adhérence entre la roue et le rail, difficulté d'autant plus aiguë que l'on se dirige vers des puissances de freinage et des vitesses d'exploitation toujours plus élevées [Boiteux, 1998].

### c. Le freinage par patin électromagnétique

Lors des freinages, les patins électromagnétiques, situés entre les roues (figure I.3), sont d'abord amenés en contact du rail et leurs bobinages sont ensuite alimentés électriquement. Chaque patin est constitué de pôles magnétiques articulés dans le but d'assurer une bonne répartition de l'effort de freinage et d'éviter les points chauds, sites privilégiés d'amorçage de fissures de fatigue (figure I.7).

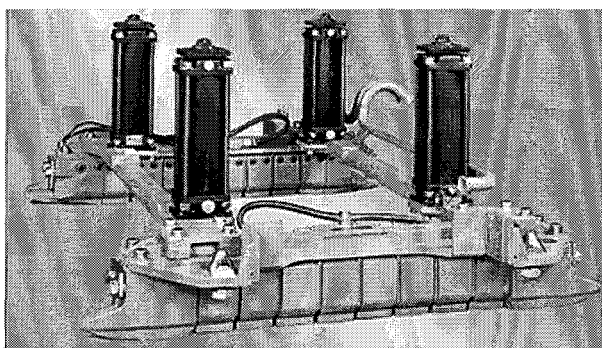


figure I.7 : Système complet de frein par patin électromagnétique

Qu'il soit à roue ou à disque, le freinage à friction agit, comme on l'a vu précédemment, par une action purement mécanique. Le freinage par patin électromagnétique se distingue des autres systèmes de cette catégorie en présentant un effort retardateur produit d'une part par le frottement d'un patin sur le rail et d'autre part par l'effort vertical d'attraction consécutif aux courants induits. Autre exception notable à la règle de fonctionnement des freins à friction, ce frein présente l'avantage d'être complètement indépendant de l'adhérence entre la roue et le rail [Vanhemelryck, 1994].

Le frein électromagnétique constitue un excellent moyen de freinage complémentaire généralement utilisé lors des freinages d'urgence, ou sur fortes déclivités, ou pour des circulations à grande vitesse. Néanmoins, il présente les inconvénients de ne pas être modérable, de présenter une masse élevée, ainsi que d'abîmer les joints isolants des rails et d'échauffer et même d'user de façon significative le rail lui-même.

#### I.1.3.2 Les freins dynamiques

Il existe deux types de freins dits dynamiques [Petit, 1994] :

- les freins générateurs ou par récupération d'énergie,
- les freins dits rhéostatiques.

Ces deux systèmes fonctionnent sur le même principe, utilisant la dynamique du matériel en mouvement pour créer un effort de retenue, mais différent vis-à-vis du mode de dissipation de l'énergie transformée.

Lors des phases de freinage, les moteurs, dont l'alimentation est coupée, restent accouplés aux essieux et sont ainsi entraînés en rotation par la rame. L'énergie cinétique est transformée en énergie électrique en utilisant le principe de réversibilité des moteurs de traction à courant continu en générateurs ou des moteurs synchrones auto-pilotés en alternateurs. Une fois produite, cette énergie électrique est dissipée sous forme de chaleur par des résistances embarquées sur la motrice (freinage rhéostatique) ou renvoyée sur la caténaire (freinage par récupération).

Le frein rhéostatique, qui est à énergie perdue, équipe essentiellement les matériels grandes lignes qui sont sensés ne freiner que peu souvent. Le frein à récupération équipe plutôt les matériels urbains et suburbains, car il nécessite la présence simultanée sur la ligne de demandeurs d'énergie pour absorber l'énergie produite. D'une manière générale, les freins dynamiques fournissent une excellente progressivité des efforts de retenue et fonctionnent sans usure.

Cependant, le freinage dynamique n'est pas exploitable à l'arrêt (frein d'immobilisation), ni sur les bogies porteurs. A noter surtout que l'aspect sécuritaire inhérent à la fonction freinage impose de considérer le freinage dynamique comme un frein complémentaire et non principal en raison de sa dépendance à une alimentation électrique de la ligne. Le freinage mécanique à friction reste par ailleurs nécessaire car le couple de freinage engendré par les moteurs aux basses vitesses est insuffisant rendant la consigne de freinage difficilement pilotable.

### I.1.3.3 Les freins à courant de Foucault

Il existe deux types de frein basés sur l'utilisation des courants de Foucault :

- le frein SENF (sans entrefer ni frottement),
- le frein linéaire à courant de Foucault,

Dans les deux cas, les courants de Foucault induits générés créent, dans les pièces en mouvement placées dans le champ magnétique, un effort de retenue qui s'oppose à ce mouvement.

Le frein SENF est composé d'un bobinage qui entoure la partie inférieure des roues des essieux. Lorsque les bobines sont alimentées par un courant continu suffisamment important, les courants de Foucault induits génèrent un effort retardateur :

- dans les jantes des roues en rotation par rapport aux bobines fixes,
- dans les rails, secondairement, en raison du déplacement du champ.

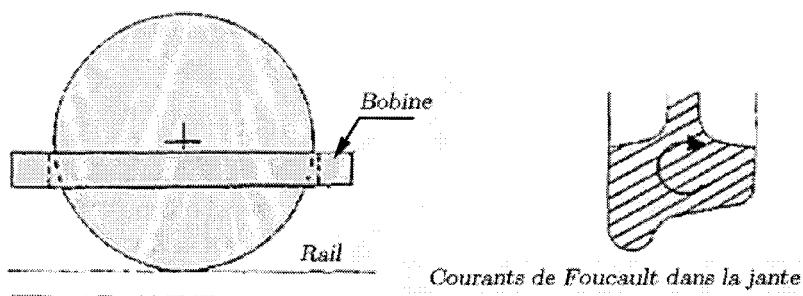


figure I.8 : Schéma de principe du frein SENF



S'il est sans usure, modérable et disponible à tout moment, il est en revanche encombrant, consommateur d'énergie, de plus son efficacité décroît rapidement avec la vitesse. Il est également tributaire de l'adhérence roue-rail déjà sollicitée par les autres systèmes.

Aussi a-t-on développé une technologie de freins à courant de Foucault dits linéaires. Ils comportent deux patins composés d'une succession de pôles magnétiques alternés par bogies, placés à quelques millimètres au-dessus des 2 fils de rails, entre les roues des deux essieux du bogie. La génération de l'effort retardateur induit par les courants de Foucault se fait directement sur le champignon du rail. Ce type de frein, sans usure, permet donc de s'affranchir de l'adhérence entre la roue et le rail et ainsi profiter du complément de décélération qu'il peut apporter. Cependant, le poids des patins reste important et l'effort vertical élevé aux faibles vitesses tend à déchausser les rails.

En cas de freinages répétés de convois successifs sur la même portion de voie en trafic cadencé, caractéristique des transports urbains et suburbains, les énergies thermiques s'accumulent, le rail dissipant assez mal la chaleur dans l'atmosphère, les échauffements successifs (de 10 à 20°C) peuvent être préjudiciables à la bonne stabilité de la voie. Il est en conséquence plutôt réservé aux freinages de ralentissement sur les lignes grande vitesse.

#### I.1.4 Synthèse

Ces différents types de freins ferroviaires présentent donc tous des limites en termes de gamme d'utilisation, de type d'application envisagée et de possibilité de mise en oeuvre. L'implantation de tel ou tel système est le fruit d'un compromis entre le bénéfice qu'il apporte et les inconvénients liés à son fonctionnement. On ne freine évidemment pas de la même façon un train de grandes lignes, type TGV, ou un train urbain ou suburbain, type RER. C'est pourquoi le développement d'une architecture de freinage passe par la définition des besoins particuliers liés à l'exploitation envisagée. D'une façon générale, les différents types de freinage présentés ci-dessus sont implantés et asservis afin de fonctionner en juxtaposition, en conjugaison ou en substitution, suivant le matériel, l'application et les modes de freinage envisagés.

Parmi tous les dispositifs présentés ci-dessus, on notera que le frein à disque est l'unique système à présenter la capacité d'assurer seul l'intégralité d'un freinage complet et, qu'à ce titre, il est le seul à posséder un caractère complètement sécuritaire. Dans le même temps, il apparaît clairement que le potentiel de dissipation d'énergie d'un tel système est directement défini, et surtout limité, par sa conception.

## I.2 Système de freinage de l'automotrice à deux niveaux MI2N

### I.2.1 Caractéristiques de l'architecture d'une rame MI2N

Le Matériel d'Interconnexion à 2 Niveaux (MI2N) est issu d'un compromis entre la SNCF et la RATP qui souhaitaient disposer d'une plate-forme commune permettant une réduction des coûts d'achat du matériel. Les rames MI2N ont été spécialement conçues pour les services urbains et suburbains. Ce matériel a été mis en service sur les lignes A et E du RER respectivement en 1996 et 1999. La société Alstom Transport a livré en commande initiale 53 rames à la SNCF et 17 à la RATP. Aujourd'hui, une centaine de rames MI2N est en circulation.

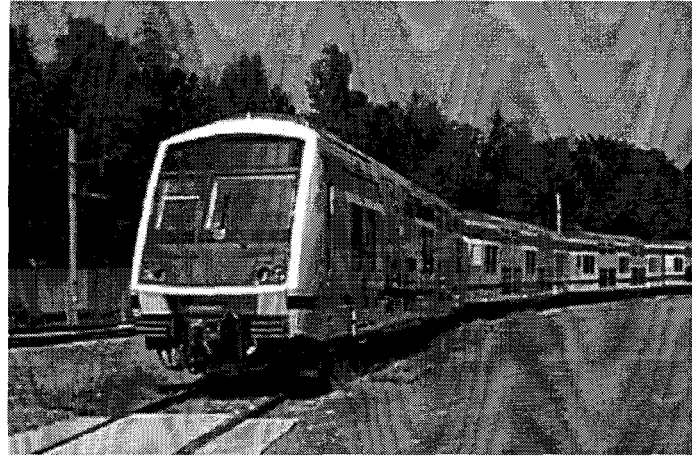


figure I.9 : Automotrice MI2N

A la différence des équipements antérieurs où les rames produites étaient identiques quel que soit l'exploitant, la version RATP du MI2N dispose des différences notables par rapport à la version SNCF. En effet la SNCF souhaitait un matériel directement dérivé des matériels Z2N mais adapté à la nouvelle ligne E du RER parisien. En revanche la RATP souhaitait un matériel de grande capacité apte à soulager le tronçon central de la ligne A du RER. Ces besoins différents selon les exploitants ont conduit à une composition à 2 motrices pour la version SNCF contre 3 pour la version RATP. Les rames sont formées à partir de 2 ou 3 éléments automoteurs électriques à alimentation par caténaire, elles peuvent circuler en unité simple ou en unité multiple de deux éléments d'une même version.

La configuration de base comprend 5 caisses, avec une possibilité de réduction à 4 caisses pour les rames SNCF, formant ainsi des rames simples de 112 ou 89,90 mètres de long. Les caisses d'extrémités sont dans les deux versions de simples remorques dotées de cabines de conduite. Seules les caisses intermédiaires sont motrices (figure I.10). Sur les rames SNCF à 5 éléments, la caisse centrale n'est pas motrice, ce qui implique une puissance de traction inférieure à celles des rames RATP (3500 kW par rapport à 5245 kW, à raison de deux moteurs asynchrones délivrant une puissance unitaire de 437 kW par bogie moteur).

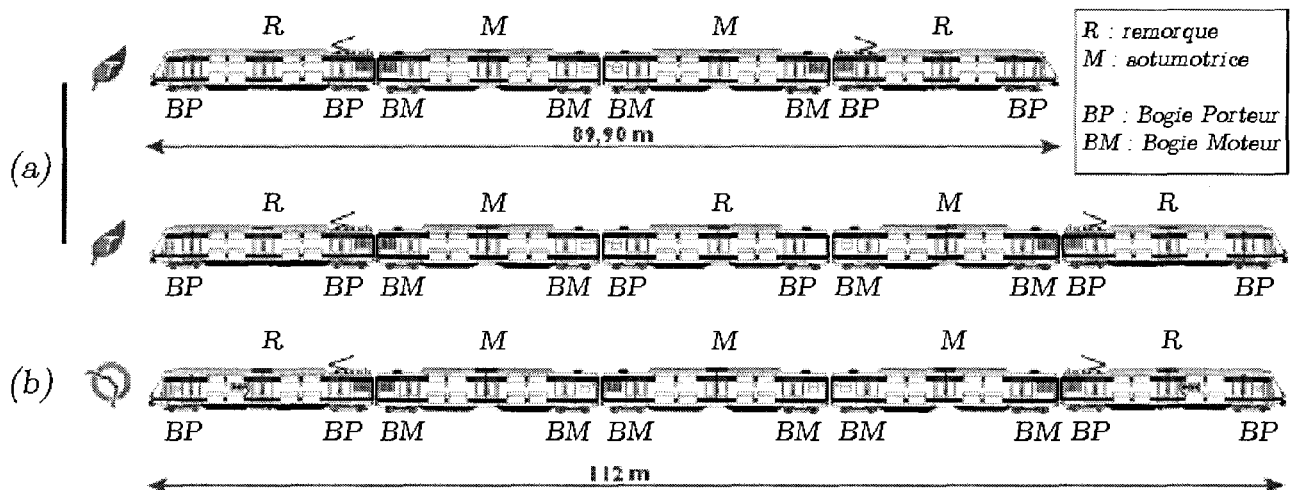


figure I.10 : Configurations des rames SNCF (a) et RATP (b) du MI2N

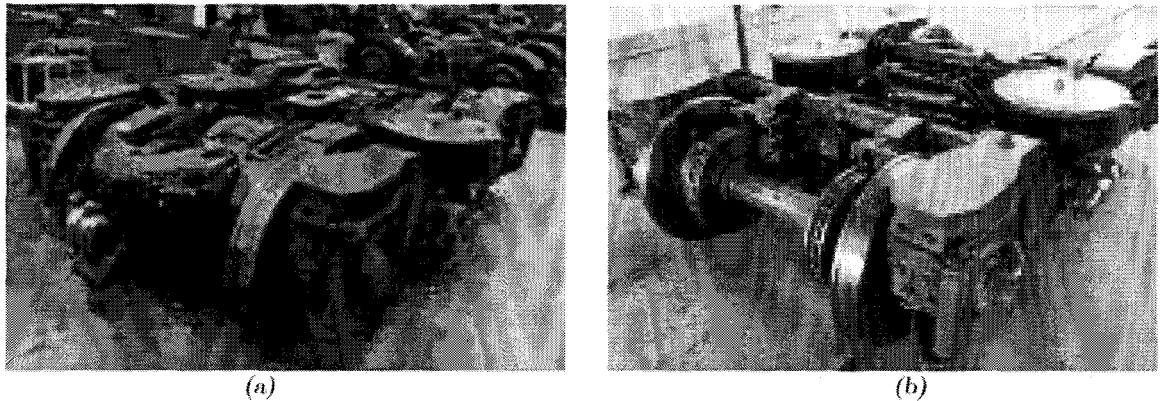
La masse en charge normale, répartie sur les 20 essieux, est d'environ 400 tonnes pour les deux versions SNCF et RATP. La vitesse maximale d'exploitation est de  $140 \text{ km.h}^{-1}$ . Dans leurs différentes versions, les rames MI2N offrent une capacité théorique allant d'un peu plus de 1000 passagers pour une rame simple à 2700 pour une rame double.

### I.2.2 Description des systèmes de freinage du MI2N

Les différents systèmes de freins utilisés sur MI2N illustrent bien l'adéquation entre architecture de freinage et type d'application envisagée, en l'occurrence urbaine et/ou sub-urbaine [Bazaille, 1998].

Sur le bogie moteur (figure I.11a), le freinage de service est assuré par la conjugaison d'un système de freinage dynamique et d'un système de freinage à friction. En raison de la fréquence de freinage, un freinage toutes les deux minutes, le freinage à courant de Foucault n'est pas utilisé. Le frein dynamique est de type électrodynamique à récupération, l'électricité produite étant consommée par les autres rames en circulation. La charge des freinages électrique et à friction est réglée indépendamment sur chaque bogie.

Sur le bogie porteur (figure I.11b), le freinage est constitué uniquement de systèmes de freins à friction.



*figure I.11 : Bogies moteur (a) et porteur (b) du MI2N*

La composition du frein à friction équipant un bogie moteur est donc nécessairement différente de celle équipant un bogie porteur. Ainsi, on trouve :

- sur un bogie moteur, un bloc frein actionnant deux semelles (longueur unitaire 250 mm, épaisseur 50 mm) par roue de diamètre 920 mm et un frein à disque en fonte ventilé (diamètre 640 mm, épaisseur 110 mm) freiné par 2 demi-garnitures par face de disque (surface  $400 \text{ cm}^2$ , épaisseur 35 mm) par essieu,
- sur un bogie porteur, un bloc frein actionnant une semelle simple (longueur 320 mm, épaisseur 50 mm) par roue de diamètre 840 mm et 2 freins à disque en fonte ventilé (diamètre 610 mm, épaisseur 110 mm) freiné par 2 demi-garnitures par face de disque (surface  $400 \text{ cm}^2$ , épaisseur 35 mm) par essieu.

Le freinage d'urgence, pour des raisons de sécurité, doit pouvoir être assuré par le freinage à friction seul. A cette fin, chaque bogie est équipé de patins électromagnétiques alimentés sous tension batterie qui délivrent, complémentaires aux autres dispositifs, un effort moyen de retenue de 600 daN pour un freinage déclenché à  $140 \text{ km.h}^{-1}$ . Cette conjugaison permet de limiter l'usure des garnitures et des semelles.

Pour le freinage d'immobilisation, il n'est fait appel qu'à un cylindre de frein à disque par essieu.

### I.2.3 Limitations du frein à disque sur MI2N

Les freins à disque des véhicules ferroviaires lourds, comme le MI2N pour lequel la charge à l'essieu est de l'ordre de 20 tonnes, doivent dissiper lors des freinages des énergies considérables. Leur dimensionnement est directement conditionné, d'une part, par leur capacité d'absorption et de dissipation d'énergie (puisque fonctionnant en puits de chaleur) et, d'autre part, par les températures et les flux spécifiques maximaux que peuvent supporter les matériaux de friction. Il résulte de cette situation que ces systèmes ont une contribution significative dans le poids et l'encombrement de l'ensemble de propulsion des véhicules. Or il apparaît que les matériaux entrant dans la constitution des freins à friction de certains matériels en exploitation atteignent d'ores et déjà leurs limites en termes d'énergie admissible, ce qui se traduit par des échauffements et de l'usure importante.

Un aller de la ligne Boissy Saint Léger – La Défense (RER Eole), soit 23 freinages, a été simulé sur un banc d'essai échelle 1. La figure I.12 montre l'évolution d'une part de la température de l'une des faces du disque mesurée par thermographie infrarouge et d'autre part de la moyenne des mesures par thermocouples frottants de la température de l'autre face du disque. Les 3 thermocouples frottants sont placés au niveau des rayons extérieur, moyen et inférieur de la piste de frottement. On constate que la température de surface monte continuellement sur tout le parcours. Soumis à une fréquence d'un arrêt toutes les deux minutes, les disques ventilés ne parviennent pas à dissiper suffisamment la chaleur entre deux freinages. L'élévation moyenne constatée de la température moyenne de la piste de frottement du disque est de l'ordre de 200°C entre le premier et le dernier freinage. Cet état de fait traduit donc un cumul de la chaleur dans les organes du frein à disque.

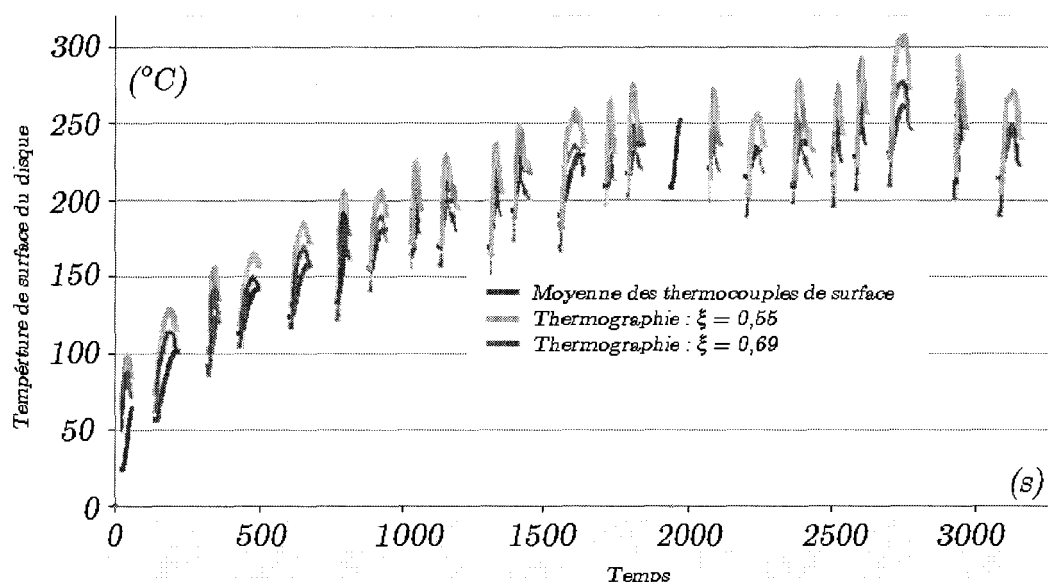


figure I.12 : Relevé de la température moyenne sur banc échelle 1 lors d'un parcours aller du RER A

Ce cumul de chaleur a pour conséquence une augmentation continue de la température de fonctionnement du frein au cours des parcours successifs. En conséquence, les garnitures et disques de freins sont soumis à des régimes d'utilisation générant des usures voire des dégradations prématurées (l'usure admissible est de 10 mm par face de disque et de 30 mm sur les garnitures [Bazaille, 1998]) engendrant des coûts d'exploitation plus élevés.

Ces facteurs associés aux contraintes d'encombrement de plus en plus pénalisantes font donc qu'un tel système de freinage arrive à ses limites technologiques. Développer un système de freinage offrant une compacité importante et des performances plus élevées devient ainsi une priorité.

### **I.3 Présentation du concept « Frein A Performances Améliorées »**

#### **I.3.1 Positionnement et motivation de l'étude**

Le frein à disque a fait l'objet ces dix dernières années de nombreuses voies de développement. Ces développements dans leur ensemble tendent à alléger le système tout en cherchant à améliorer les comportements mécanique, thermique et tribologique du frein à disque afin de répondre aux sollicitations auxquelles il est soumis. Ces sollicitations, bien décrites notamment par des travaux récents [Dufrenoy, 1995, Dufrenoy et al., 2002], sont de différentes natures :

- sollicitations thermiques : les gradients de surface extrêmement sévères, de différentes formes et intensités, peuvent se révéler très pénalisants pour l'intégrité du système et sont associés à de nombreux phénomènes tels que baisse du coefficient de frottement, apparition de vibrations...
- sollicitations thermomécaniques : la répétition rapprochée des freinages entraîne un phénomène de fatigue thermique conduisant à l'apparition soit de fissures macroscopiques, profondes et radiales, soit d'un faïençage de surface c'est-à-dire d'un réseau de fissures courtes radiales et circonférentielles.

Afin de répondre à cette problématique, on référence deux voies principales de recherche :

- introduction de nouveaux matériaux pour le disque et la garniture,
- modification de la géométrie du disque et de la garniture.

L'utilisation de nouveaux matériaux pour les disques et garnitures a pour objectif un comportement mécanique et thermique optimum en fonction d'une application visée. Les principales raisons amenant à tester l'utilisation de nouveaux matériaux, en ligne ou au banc, sont illustrées ci-dessous au travers de quelques exemples.

- La recherche d'un matériau léger présentant des caractéristiques thermiques élevées a conduit au développement de disques en aluminium [Wirth, 1995] ou en aluminium renforcé par des particules SiC afin d'améliorer le comportement à l'usure [Laden et al., 2000], de disques et garnitures céramiques pour des applications haute énergie [Watson, 2002]...
- L'utilisation réussie du couple carbone-carbone pour des applications très hautes énergies, notamment en freinage aéronautique, et les propriétés mécaniques et thermiques de ce type de matériau ont naturellement conduit au développement de système ferroviaire mono-disque, voire multi-disques avec finalement peu de succès [Gomez, 1995].
- Enfin le génie métallurgique a permis le développement de disques métalliques revêtus de couches de matériaux présentant des caractéristiques mécaniques et thermiques intéressantes. Ces revêtements peuvent être métalliques (par exemple du molybdène), alliages métalliques (par exemple un alliage cuivre-béryllium) ou céramiques et cermet (par exemple à base de titanate d'aluminium, carbures de

chrome ou nitrure...) [Guérin et al., 1997, Watremez et al., 1996]. Des disques multimatériaux où chaque couche assure une fonction mécanique, tribologique ou thermique précise ont également été testés au banc [Foulon et al., 1995].

La modification des géométries actuelles, tant des disques que des garnitures de frein, a pour but de contrôler les déformations et ainsi d'uniformiser la répartition de la pression apparente d'application pendant le freinage.

- Un disque métallique segmenté radialement présente une continuité circonférentielle interrompue autorisant les dilatations en tout sens sans générer de déformations ni de contraintes particulières évitant ainsi sa mise en « parapluie » [Davion, 1998].
- La garniture organique proposée par Benseddiq possède une sous couche élastique, elle est plus courte et présente un rainurage plus important que la garniture UIC (4 rainures radiales et trois circonférentielles contre respectivement 2 et 1). Cette garniture possède donc une souplesse plus importante et permet une répartition plus uniforme du flux de chaleur prévenant ainsi le risque d'apparition de zones chaudes [Benseddiq, 1997]. La garniture isobare de Knorr repose sur le même principe. La conception de cette garniture permet de répartir l'effort d'application à part égale sur chacun des plots indépendants, ici en composite à matrice métallique fritté [Wirth, 1998].

Cependant les potentiels d'absorption et de dissipation d'énergie de toutes ces solutions restent limités car toujours basés sur le fonctionnement en puits de chaleur. Face à des conditions futures d'exploitation de plus en plus sévères, l'optimisation de la forme des ailettes afin d'améliorer l'écoulement d'air dans le disque et ainsi augmenter le coefficient d'échange ne permettra pas de franchir le palier nécessaire. Il apparaît clairement qu'un refroidissement efficace des matériaux de freinage apporterait de nouvelles perspectives.

Dans cette optique, il est envisageable de refroidir les freins au moyen d'un liquide de refroidissement. On conçoit en effet que les flux de chaleur importants qui peuvent être évacués par un liquide permettront de limiter l'accumulation de chaleur et donc de concevoir des freins d'un volume - et donc d'un poids - plus réduit, tout en ayant des performances de freinage supérieures. De plus, cette idée pourrait encore être améliorée si on utilise un liquide qui serait partiellement vaporisé dans le circuit de refroidissement (écoulement diphasique), les coefficients de transfert de chaleur obtenus avec ce type d'écoulement étant nettement supérieurs à ceux obtenus avec un écoulement sans changement de phase.

### I.3.2 Choix de la configuration

Des études réalisées antérieurement au Centre d'Etude et de Recherche de Grenoble (CERG) d'Alstom Fluides & Mécanique avaient mis en évidence l'intérêt indéniable de ce type de refroidissement permettant d'augmenter de manière significative la densité de flux admissible. En effet, dans la configuration testée au CERG, le refroidissement avait permis d'atteindre aisément  $600 \text{ W/m}^2$  en continu sans que la température de surface ne dépasse  $550^\circ\text{C}$ , alors que dans une configuration traditionnelle en puits de chaleur, on se limite généralement à une densité de  $50 \text{ W/m}^2$ . Cette idée a donc conduit à envisager de mener une étude de faisabilité d'un tel système de Frein A Performances Améliorées (FAPA) qui présenterait l'avantage d'un volume - et donc d'un poids - plus réduit, tout en offrant des performances de freinage supérieures.

Dans l'optique du développement d'un frein refroidi, il serait idéalement souhaitable de le refroidir au niveau à la fois du disque et des garnitures. Une telle disposition conduirait à un flux de chaleur extrait maximum. Néanmoins, il faudrait concevoir un circuit de refroidissement pour la ou les pièces tournantes via un arbre creux par exemple. Watel a montré l'intérêt d'un tel dispositif en l'appliquant au cas du freinage TGV [Watel et al., 1995]. Un tel circuit serait certainement réalisable, mais il serait technologiquement complexe (joint tournant) et impliquerait donc le risque de présenter une fiabilité et de sécurité difficilement maîtrisable. En effet, une pression interne trop faible conduirait à une vapeur trop peu dense, tandis qu'une pression interne trop élevée conduirait à une limite de type ébullition, voire à un risque de rupture mécanique de l'enveloppe. Ceci est inenvisageable car le système FAPA devra, comme le système de frein à disque actuel, présenter un caractère complètement sécuritaire. De surcroît, le coût d'un tel circuit serait également important. Il semble ainsi plus réaliste de ne prévoir le refroidissement que des pièces non tournantes du frein.

Dans la présente étude, une solution à disque tournant et à patins fixes refroidis a donc été privilégiée. Cette solution implique naturellement que la nature des matériaux du disque et des patins soit inversée (figure I.13b) par rapport à la disposition classique (figure I.13a).

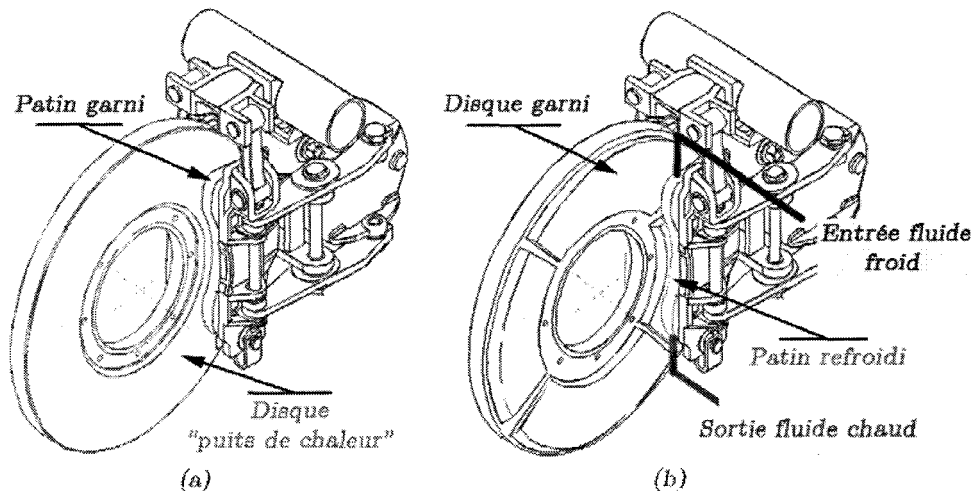


figure I.13 : Schéma du système de frein à disque classique (a) et du système de frein à disque FAPA (b)

Le disque, appelé dans la suite DISQUE GARNI, portera sur ses surfaces latérales des secteurs en matériau de friction (garniture), gardant la même double fonction :

- pièce d'usure facilement remplaçable et de coût modéré,
- barrière thermique renvoyant une grande partie du flux thermique vers le patin refroidi.

Les patins, appelés PATINS REFROIDIS, constitués d'un matériau a priori métallique, refroidis par le liquide de refroidissement et qui devront assurer les propriétés suivantes :

- être conducteurs afin de minimiser les pics de températures et maximiser les échanges de chaleur,
- être résistants pour assurer la tenue mécanique, la résistance à l'usure et à la fatigue,
- respecter les conditions de frottement recherchées avec le disque tournant.

### I.3.3 Objectifs du programme

L'objectif du programme FAPA est, en partant du concept étudié antérieurement par le CERG, de concevoir un système de frein adapté aux exigences d'une application ferroviaire par la réalisation d'une maquette permettant d'établir tous les paramètres nécessaires à une intégration du système dans un matériel roulant en vue d'essais en vraie grandeur. Ce nouveau système devra minimiser les modifications par rapport à l'architecture classique existante afin de faciliter son intégration sur du matériel roulant déjà en exploitation. Les performances actuelles du matériel visé, le MI2N, sont les suivantes :

- vitesse :  $140 \text{ km.h}^{-1}$ ,
- décélération :  $1,1 \text{ m.s}^{-2}$ ,
- puissance maximale par essieu : 940 kW,
- intervalle entre deux freinages successifs : 3 min.

A noter qu'en mode d'exploitation RATP, la vitesse retenue est de  $100 \text{ km.h}^{-1}$  tandis que l'intervalle de freinage peut descendre à 2 min.

Les objectifs techniques et économiques se déclinent en trois points :

- critère de performance : le système développé doit assurer les performances du système de freinage actuel équipant un essieu de bogie porteur, c'est-à-dire 2 freins à disque et 2 blocs semelles (cf. paragraphe I.2.2), avec un seul équipement de frein à disque FAPA,
- bilan économique : la solution FAPA doit réduire d'au moins 20 % les coûts d'acquisition et de maintenance par rapport à la solution actuelle. A titre d'information, le coût d'acquisition d'un essieu est aujourd'hui de 5,5 k€/essieu, auquel il faut ajouter un coût de maintenance de 4 €/1000 km,
- gain de masse : le nouveau système doit ramener le nombre d'équipements par essieu à un seul disque (masse non suspendue). L'objectif visé est une réduction de 200 kg/essieu, la masse du système actuel étant d'environ 600 kg/essieu.

Ce nouveau dispositif présente ainsi un potentiel de développement intéressant en termes de :

- augmentation des fréquences et des puissances de freinage,
- réduction des coûts d'exploitation,
- limitation de l'encombrement sur essieu,
- gain de masse non suspendue.

### I.3.4 Organisation du programme de travail

Dès 1998, un certain nombre de partenaires du Pôle Frein, structure fédérative de recherche sur le freinage lancée en 1991 par GEC ALSTOM Transport avec le soutien de la Région Nord - Pas de Calais et des Ministères de la Recherche et des Transports, se sont donc réunis dans l'objectif de construire un programme de recherche et développement pour relever le défi. Les 10 partenaires impliqués dans le projet se répartissent entre laboratoires universitaires et industriels.



Il s'agit du côté laboratoires universitaires :

- du Laboratoire de Mécanique de Lille (UMR CNRS 8107), associant 3 établissements : l'Ecole Centrale de Lille, Polytech'Lille relevant de l'Université des Sciences et Technologies de Lille et l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Lille,
- du Laboratoire d'Automatique et de Mécanique Industrielles et Humaines (UMR CNRS 8530) et du Laboratoire de Mécanique et d'Energétique (EA 2447), relevant de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis,
- auquel il faut ajouter l'équipe ESTAS, relevant de l'Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité (INRETS) à Villeneuve d'Ascq,

et du côté industriels :

- de la Société ALSTOM TRANSPORT SA,
- du Centre d'Etudes et de Recherches de Grenoble (CERG), relevant de la société ALSTOM Fluides et Mécanique,
- de la société FLERTEX SA,
- de la SNCF, Direction du Matériel et de la Traction,
- de la RATP, Direction du Matériel Roulant Ferroviaire.

Proposé dans le cadre d'un Appel d'Offres PREDIT, le programme a été expertisé et validé par le Ministère. Agréée sous le n°99 A 0131, la convention de recherche a été notifiée officiellement en date du 19 juillet 1999 et devait normalement s'étendre sur une durée de 3 années.

Ce programme, dans l'objectif d'une validation du concept pour une application ferroviaire de type urbain ou suburbain, prévoyait plusieurs phases avec prise en compte des contraintes liées à la maintenance, à la sécurité et à l'environnement (figure I.14) :

- une phase amont de développement d'approches théoriques touchant à la tribologie, la thermomécanique, la thermique et la connaissance des matériaux (tâches 3 à 6),
- une phase de validation expérimentale du potentiel sur maquette à échelle réduite (tâche 7 et 8),
- une phase de développement industriel du système en vue de son intégration sur train et essais sur banc à échelle 1 (tâches 9 à 13).

Les travaux se sont poursuivis globalement selon l'échéancier prévu mais les résultats obtenus dans les différentes tâches de la phase amont semblaient concourir vers une assez grande probabilité de non-atteinte des ambitieux objectifs industriels d'intégration sur train en exploitation à l'issue normale du programme. Aussi, une présentation des résultats obtenus a-t-elle été effectuée le 23 avril 2002 aux représentants institutionnels.

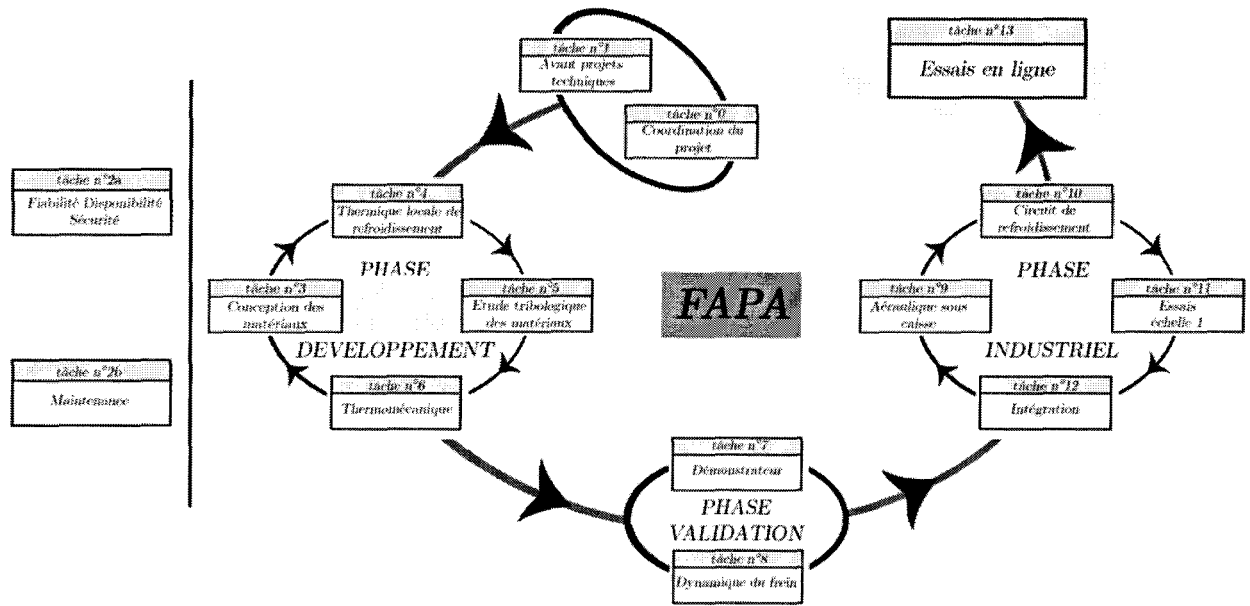


figure I.14 : Organigramme des tâches du programme FAPA

Après expertise, il a été proposé par le Ministère de réorienter le programme scientifique du programme initial, dans le double objectif :

- d'exploiter au mieux les perspectives offertes par les travaux déjà réalisés en finalisant les apports scientifiques et technologiques apportés par un système de freinage refroidi basé sur une configuration inverse,
- d'extrapoler les modèles développés vers la conception et l'expérimentation d'un système de freinage basé sur la configuration classique, selon une architecture conventionnelle, mais offrant une géométrie optimisée et une conception modulaire.

Cette ré-orientation du programme, résolument tournée vers des objectifs plus amont, a été expertisée et finalement notifiée par le Ministère aux partenaires en date du 1<sup>er</sup> octobre 2003 (Avenant n°99 A 0131 02), avec échéance au 19 juillet 2004. La présentation du rapport de fin de contrat de la convention de recherche clôturant le programme a eu lieu le 4 février 2005.

## I.4 Objectifs de l'étude tribologique dans le programme FAPA

Godet, dans son article « Extrapolation in tribology », donnait déjà une classification des essais tribologiques en fonction du niveau d'extrapolation qu'ils permettaient. Il attirait ainsi l'attention sur le fait qu'il fallait garder, en raison de l'état des connaissances, une très grande réserve quant aux extrapolations possibles en frottement sec des résultats de tests en laboratoire à un mécanisme réel [Godet, 1982]. Plus récemment Zambelli classe les essais tribologiques suivant trois catégories [Zambelli, 1998] :

- l'essai de service : caractérisé par le fait que tous les paramètres opératoires sont donnés par les conditions de service. En pratique, aucune flexibilité n'est donnée pour le choix des paramètres ce qui peut mener à ce qu'une ou plusieurs conditions soient partiellement ou totalement irréalisables. La raison de cette limitation peut être que des conditions d'essai sont difficiles à réaliser ou que les paramètres intéressants pour le test sont inconnus ;

- l'essai de simulation : destiné à simuler, le mieux possible, les conditions de service sans renoncer aux exigences du contrôle et des mesures. Il constitue une étape intermédiaire ;
- l'essai de laboratoire : nécessaire pour obtenir une connaissance de base à propos du système tribologique. Cependant, les différences entre les conditions d'essais de laboratoire et de service sont telles qu'il n'est pas recommandé de se baser uniquement sur ces essais de laboratoire. A noter que la frontière entre essais de simulation et de laboratoire n'est pas très précise.

On peut décrire les différentes étapes de la tâche « Etude tribologique des matériaux » du programme FAPA en fonction de cette classification. Cette étude a été menée avec le souci constant de respecter les limites d'interprétation et d'extrapolation permises dans le domaine du frottement sec.

#### I.4.1 Objectifs initiaux

Le programme FAPA est un projet, comme on a pu le constater, multi-disciplinaire. De nombreuses interactions entre les tâches existaient, aussi des choix ont dû être faits quant à la séquence de réalisation des différentes études. Ainsi, bien que très inter-dépendantes, l'étude tribologique, l'étude de conception des matériaux et l'étude thermique (sous son double aspect : thermique locale de refroidissement et comportement thermomécanique du frein FAPA) ont débuté simultanément. Elles se sont enrichies mutuellement au cours du déroulement du programme.

En conséquence, au stade initial de programme, de nombreux paramètres étaient mal maîtrisés, voire le plus souvent complètement inconnus. Ainsi, la température de fonctionnement du frein FAPA, souhaitée idéalement la plus basse possible, restait indéterminée car le potentiel de refroidissement, qui idéalement devait être actif dès le début d'un freinage, n'avait pas encore été évalué. L'acier C45 a été choisi dès le début comme matériau pour le disque. L'objectif premier de l'étude tribologique était le choix d'un matériau de friction adapté et l'étude du couple de matériaux sélectionné dans le cadre des futurs paramètres de service du frein FAPA. Ces paramètres sont rappelés dans le tableau ci-dessous.

Paramètres	Unité	Valeurs
Pression apparente d'application	(MPa)	1,6
Vitesse d'exploitation	(km.h <sup>-1</sup> )	100
Masse à freiner par essieu (1 disque par essieu)	(kg)	23600
Décélération	(m.s <sup>-2</sup> )	1,1
Diamètre de la roue	(cm)	840
Diamètre du disque	(cm)	610
Rayon moyen de frottement	(cm)	237

tableau I.1 : Paramètres initiaux de service du système FAPA

Cet objectif passe donc par :

- la définition d'une géométrie d'essai dans le respect des contraintes de similitude, d'architecture et d'encombrement du tribomètre de freinage du LML,
- la définition d'un programme d'essais de sélection tenant compte des règles de similitude pour les couples de matériaux de friction présélectionnés, en relation avec les spécifications fonctionnelles (pression d'application, vitesse...),
- la réalisation de campagnes d'essais tribologiques des différents couples de matériaux de friction présélectionnés selon le programme d'essais,
- l'analyse du comportement tribologique des matériaux testés (évolution des paramètres de freinage, analyse de l'endommagement des matériaux...).

Le principal critère qui ressort du tableau I.1, en plus de l'augmentation de la masse à freiner due au passage de 2 freins classiques à un seul frein FAPA par essieu, est une augmentation très importante du paramètre pression (de l'ordre de 4 fois plus élevée).

Cette description de ces essais et de leur objectif montre qu'ils appartiennent à la catégorie « essai de service » de Zambelli. La démarche que nous adopterons pour traiter les résultats sera une analyse comparative.

#### I.4.2 Objectifs consécutifs à la réorientation du programme

La réorientation du programme FAPA vers des objectifs résolument amont a permis d'aborder la présente étude tribologique suivant une approche qui correspond alors aux catégories « essais de simulation » et « essais de laboratoire ».

##### **a. Essais de simulation**

Les travaux réalisés à ce stade du programme ont permis de préciser les difficultés principales que présente le frein FAPA. Ces difficultés peuvent se synthétiser comme suit : le frein FAPA montre un comportement thermique extrêmement intéressant sur une succession de freinages mais l'évacuation du flux thermique généré en surface vers le fluide caloporteur se révèle insuffisamment efficace sur un freinage isolé.

Les essais tribologiques doivent dès lors simuler au mieux les conditions qui seront celles auxquelles le frein FAPA sera soumis. Ils appartiennent clairement cette fois à la catégorie « essais de simulation ».

Les paramètres d'exploitation du futur frein FAPA ont été revus à la baisse, avec une architecture présentant deux freins FAPA par essieu. Les nouveaux paramètres à utiliser pour notre étude sont résumés dans le tableau ci-dessous et correspondent à un freinage d'arrêt d'urgence.

Paramètres	Unité	Valeurs
Pression apparente d'application	(MPa)	0,8
Vitesse d'exploitation	(km.h <sup>-1</sup> )	140
Masse à freiner par essieu (2 disques par essieu)	(kg)	11800
Décélération	(m.s <sup>-2</sup> )	1,1
Diamètre de la roue	(cm)	840
Diamètre du disque	(cm)	610
Rayon moyen de frottement	(cm)	237

*tableau I.2 : Paramètres du freinage d'urgence du système FAPA*

En considérant l'aspect sécuritaire du freinage, le freinage d'arrêt d'urgence en mode dégradé est choisi comme cas de référence pour l'étude tribologique. Le mode dégradé correspond au cas de figure d'une rame qui présente un frein dont le refroidissement est défaillant. Le constat du relatif manque d'efficacité du frein FAPA lors d'un freinage isolé se pose dans ce cas de manière aiguë. En effet, sachant que l'objectif de décélération de  $1,1 \text{ m.s}^{-2}$  devra être assuré globalement par l'ensemble des freins fonctionnant correctement, il faut vérifier qu'un freinage d'arrêt d'urgence pour le frein FAPA défaillant ( c'est-à-dire sans refroidissement actif) :

- ne pénalisera que modérément l'intégrité de ce frein et surtout des matériaux qui le composent,
- autorisera le redémarrage de la rame pour l'évacuer du réseau, par ses propres moyens, en acceptant le cas échéant des performances tribologiques moindres.

Afin de répondre à cette problématique, il nous fallait préalablement :

- définir et valider une méthodologie expérimentale permettant d'assurer la représentativité thermique des essais sur tribomètre par rapport à l'échelle 1,
- définir un programme d'essais de performance en tenant compte de cette méthodologie, de l'architecture et de l'encombrement du tribomètre en relation avec les spécifications fonctionnelles (pression, vitesse, température, flux...),
- réaliser les campagnes d'essais tribologiques de performance en configuration classique afin de caractériser le comportement tribologique du couple de référence acier/composite et ceux de matériaux plus diffusifs/composite, sous sollicitations thermiques de freinage sévère,
- réaliser les campagnes d'essais tribologiques de performance en configuration inverse afin de caractériser les comportements tribologiques des couples acier et matériaux plus diffusifs sur composite sans refroidissement,
- comparer les comportements tribologiques obtenus et analyser l'endommagement des matériaux avec ceux obtenus avec le couple de référence acier/composite sans refroidissement.

Les apports spécifiques de cette partie de l'étude au programme FAPA sont donc multiples :

- apporter des éléments de choix du couple de friction (disque et garniture),
- caractériser les comportements tribologiques de nouveaux matériaux qui ne possèdent pas nécessairement d'application connue en freinage,
- caractériser le comportement tribologique, le niveau de température et les gradients thermiques engendrés en configuration inverse,
- participer à la validation des choix technologiques qui auront été faits quant à la fixation du secteur garni sur l'âme du disque,
- étudier, d'une part, la tenue du matériau de friction du disque face à un patin métallique plus rigide et, d'autre part, les risques d'impact et d'éclatement lors du passage d'un secteur à l'autre.

## **b. Essais de laboratoire**

Enfin une partie de l'étude a été consacrée à améliorer les connaissances du système tribologique que constitue le couple « disque C45-patin composite » à l'échelle du contact. La démarche adoptée relève ici de la catégorie « essais de laboratoire ».

Cette démarche de compréhension est complémentaire de la démarche de simulation présentée ci-dessus car ces deux aspects des études tribologiques s'enrichissent mutuellement. Par ailleurs, la maîtrise et la compréhension des phénomènes globaux (comportement tribologique, vibrations, gradients thermiques...) passent par une meilleure description des phénomènes activés lors du contact à l'échelle locale, voire microscopique.

Les objectifs de cette partie de l'étude sont alors :

- analyser et comprendre le circuit tribologique pour le couple acier-composite,
- mettre en œuvre des essais interrompus permettant d'appréhender le caractère transitoire des phénomènes mis en jeu au contact lors du freinage et ainsi enrichir l'étude de la formation, la vie et la destruction du 3<sup>ème</sup> corps,
- analyser le rôle particulier joué par certains éléments entrant dans la composition du composite, par la mise en œuvre d'essais spécifiques,
- comparer, d'une part, le comportement tribologique en configuration inverse et en configuration classique, et, d'autre part la composition du troisième corps en configuration inverse par rapport à la configuration standard.

Le paragraphe suivant introduit les notions de tribologie à 3 corps utiles à cette démarche.

## **I.5 Concepts de base de la tribologie à 3 corps**

### **I.5.1 Définition**

L'étymologie du mot tribologie se trouve dans le mot grec «*τριβος*» qui signifie frottant [Ko, 1997]. Le frottement est défini, comme on l'a vu précédemment, comme une force résistante, localisée à l'interface entre deux corps mobiles en contact, qui s'oppose au déplacement des deux massifs l'un par rapport à l'autre. Ainsi, si la mécanique est la science du mouvement, la tribologie peut également être définie comme la science qui permet ce mouvement [Berthier, 1992]. Elle intervient donc dans la conception et le choix des matériaux constitutifs des mécanismes. La tribologie est une science pluridisciplinaire qui englobe des notions de mécanique, de physico-chimie et de science des matériaux. Son domaine d'application recouvre la lubrification hydrodynamique, le frottement et l'usure.

La lubrification hydrodynamique dispose d'une théorie établie par Reynolds depuis 1886, cependant force est de constater l'écart d'avancement dans le formalisme des différents domaines de la tribologie. En effet, si l'on trouve des exemples de contact en frottement sec à toutes les grandes étapes de développement de l'humanité, on citera pour l'exemple la maîtrise du feu, l'invention de la roue ou des noms aussi célèbres que Galilée ou de Vinci [Feeny et al., 1996], et bien que la loi d'Amontons (1699) soit antérieure à celle de Reynolds, on est encore loin de disposer d'un formalisme équivalent en ce qui concerne le frottement sec. Les modélisations du frottement ne restent applicables qu'à des instants particuliers de la vie de contacts tout aussi particuliers [Berthier, 1992].

Quant à l'usure, nombre de modèles reposent sur la loi d'Archard (1953) or celle-ci rend compte de l'usure en fonction d'un coefficient d'usure qui, selon les conditions d'essai, la conception et la géométrie de contact, peut avoir plusieurs valeurs pour une même combinaison de matériaux [Ko, 1997]. D'autres formulations ont été développées depuis, néanmoins elles restent ici aussi sans grande possibilité d'extrapolation d'une configuration de contact à une autre [Ludema, 1996].

La difficulté de la tribologie en frottement sec est donc la pluridisciplinarité dont elle relève. Si l'approche purement mécanique d'un contact rend effectivement compte de ce qui se passe en hydrodynamique, cette même approche appliquée au frottement sec se retrouve limitée aux cas statiques. En effet, l'introduction de l'effort tangentiel par des lois de type Amontons et la non prise en compte de films intermédiaires font que les hypothèses ne permettent pas de rendre compte des conditions limites d'un contact dynamique. Ceci rend indispensable l'analyse et la compréhension détaillées de la physique mise en œuvre à l'interface d'un contact afin de permettre à l'approche mécanique de mieux décrire le frottement sec en dynamique, c'est à dire les mécanismes qui lui sont associés.

### I.5.2 La tribologie à trois corps

Ces cinquante dernières années ont vu une évolution marquée de la tribologie, évolution consécutive, notamment, au développement des moyens d'analyse et d'observation. De la tribologie des volumes qui s'était attachée à l'établissement de lois de frottement et d'usure entre deux massifs ou matériaux frottant l'un contre l'autre, on est passé à l'étude des surfaces par l'introduction de la physique des surfaces puis à celle des interfaces [Berthier, 1988].

Cette évolution a permis une meilleure compréhension des mécanismes de frottement et d'usure en introduisant la notion de contact à trois corps [Godet, 1984]. L'étude de ces contacts, dont les troisièmes corps matérialisent l'interface, s'articule autour des trois concepts suivants :

- le triplet tribologique,
- les mécanismes d'accommodation de déplacement ou de vitesse,
- le circuit tribologique.

Le déroulement de la vie tribologique d'un contact à trois corps résulte de l'interaction de chacun des éléments du triplet tribologique. Ce triplet se compose [Godet et al., 1991] :

- du mécanisme qui gouverne les conditions de fonctionnement des contacts en leur transmettant des charges statiques ou dynamiques et en leur imposant une cinématique et un environnement. L'étude du mécanisme relève de la mécanique,
- des premiers corps qui supportent les sollicitations du mécanisme et y répondent par des transformations et dégradations aussi bien en surface qu'en volume. L'étude des premiers corps fait appel à la mécanique et à la science des matériaux,
- du troisième corps qui transmet la charge d'un premier corps à l'autre, accommode la différence de vitesse entre ces deux corps et assure leur séparation. Le troisième corps, interface introduit dans le contact sous forme de lubrifiant ou formé in-situ à partir de particules détachées des premiers corps, peut être défini de deux façons comme illustré figure I.15 :

au sens des matériaux, le troisième corps est la zone marquant une nette discontinuité de composition ou de structure vis-à-vis de celle des premiers corps ;

au sens cinématique, c'est l'épaisseur au travers de laquelle est accommodée la différence de vitesse entre les deux premiers corps. Son étude fait appel à la mécanique, à la science des matériaux et à la physico-chimie.

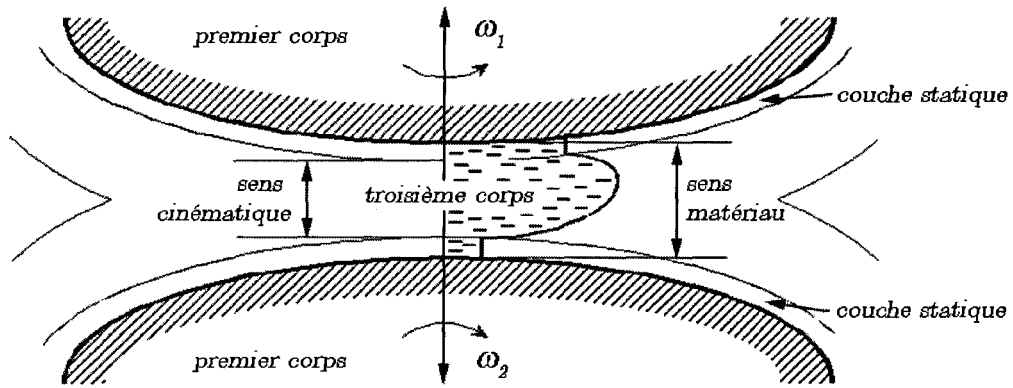


figure I.15 : Définition du troisième corps [Godet, 1982]

### I.5.3 Les mécanismes d'accommodation de vitesse

Dans le concept du contact à trois corps, l'étude du frottement et de l'usure passe par l'identification des mécanismes d'accommodation de vitesse activés dans le contact [Berthier et al., 1992]. Ces mécanismes sont référencés  $S_i M_j$ , où  $S_i$  et  $M_j$  indiquent respectivement le lieu d'accommodation de vitesse ou de déplacement, le site, et la manière dont elle s'effectue, le mode, figure I.16.

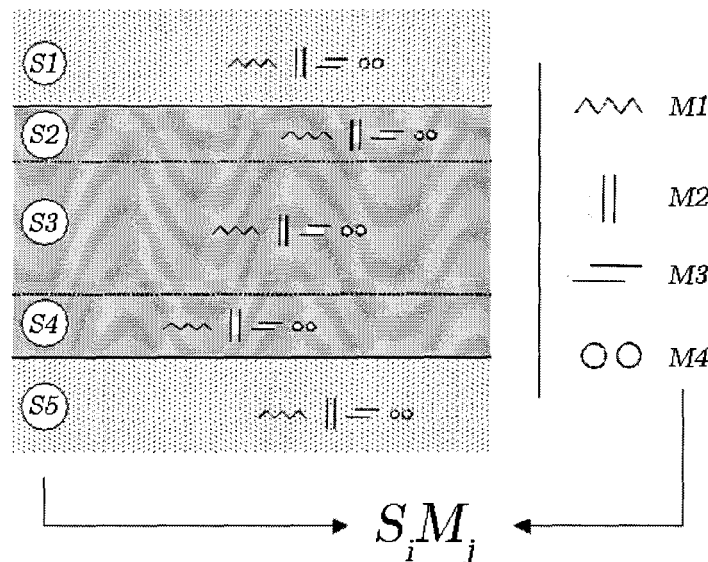


figure I.16 : Sites et modes d'accommodation de déplacement [Berthier, 1988]

Cinq sites d'accommodation de vitesse sont définis :

- les sites S1 et S5 sont les premiers corps,
- les sites S2 et S4 sont les écrans, ou couches limites de surface, notion issue de celle "d'écrantage physico-chimique". Leur épaisseur n'est que de quelques nanomètres et ils sont composés soit de dépôts artificiels, soit de couches naturelles de contamination de surface formées de couches physisorbées, chimisorbées, oxydées... [Noll, 1997],
- le site S3, le troisième corps, dont l'épaisseur varie de quelques micromètres à quelques dizaines de micromètres.



Dans chacun de ces sites, le déplacement peut être accommodé selon quatre modes différents :

- le mode M1 : déformation élastique,
- le mode M2 : rupture des matériaux (fissuration),
- le mode M3 : cisaillement,
- le mode M4 : formation de corps roulant dans le contact.

Alors qu'il n'y a qu'un unique mécanisme (le mécanisme de type S3M3) mis en jeu dans un contact lubrifié, ce concept souligne la complexité d'appréhension du frottement sec puisqu'il propose 20 mécanismes possibles d'accommodation de vitesse dans un contact frottant sec [Berthier, 1988].

Par ailleurs, la façon dont la différence de vitesse sera accommodée dans le contact est fonction de nombreux paramètres, en conséquence de quoi plusieurs mécanismes peuvent être actifs simultanément dans un même contact, voire dans un même site. Ainsi, par exemple, dans un troisième corps constitué de particules SiC, il a été observé simultanément du cisaillement (M3) au centre du contact, zone de forte pression locale, et du roulement (M4) en périphérie du contact, zone de pression moyenne [Jordanoff et al., 2002].

#### I.5.4 Le circuit tribologique

Ce concept de troisième corps solide implique la présence de particules dans le contact par dégradation des premiers corps, introduction volontaire ou subie. Une fois introduites, ces particules entrent dans le circuit tribologique.

De façon générale, le circuit tribologique est composé de 6 débits [Berthier, 1988]. Le détachement de particules des premiers corps conduisant à la formation du 3ème corps dans le contact est appelé « débit source interne », il est représenté par les flèches repérées 1 sur la figure I.17. D'autres particules peuvent être apportées au contact par introduction d'un troisième corps qu'on qualifiera « d'artificiel » pour le différencier des particules détachées des premiers corps. Ce peut être l'introduction d'un lubrifiant solide ou la création, par les conditions atmosphériques ou d'exploitation, de couches de contaminants. On appelle ce débit « débit source extérieur » (flèche repérée 2). Une fois détachées des premiers corps ou introduites dans le contact, les particules peuvent circuler, soit :

- à l'intérieur du contact pour former le « débit interne » (flèches repérées 3),
- à l'extérieur du contact pour former le « débit externe » (flèche repérée 4).

En fonction des propriétés de ce troisième corps (cohésion...) et des paramètres imposés au mécanisme (géométrie du contact, amplitude du mouvement...), les particules du débit externe peuvent recirculer dans le contact pour former le « débit de recirculation » (flèche repérée 5) ou en être éjectées ce qui génère le « débit d'usure » (flèche repérée 6) définitivement perdu pour le contact.

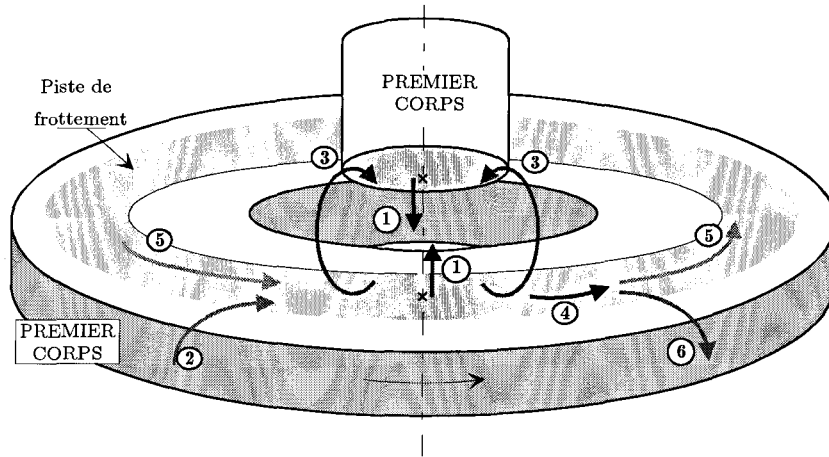


figure I.17 : Circuit tribologique

## I.6 Conclusion

Au sein de l'architecture des systèmes de freinage ferroviaire, le frein à disque joue un rôle central par son caractère sécuritaire. Son fonctionnement en puits de chaleur limite par nature sa capacité de dissipation d'énergie. Le développement des matériels roulants à 2 niveaux impliquant des sollicitations plus élevées des systèmes de freinage, le frein à disque atteint ses limites : les énergies et les températures actuelles de fonctionnement conduisent en effet à un endommagement précoce des disques et des garnitures.

Pour répondre à ce verrou technologique, le programme PREDIT FAPA vise à développer un frein à disque innovant de par le refroidissement actif de patin par un fluide caloporteur, cette fonction nouvelle remplaçant ainsi la fonction traditionnelle du puits de chaleur jouée par le disque. Ce concept nouveau impose l'inversion des matériaux du disque et du patin, de manière à diriger la plus grande partie du flux thermique vers le patin. Les ambitieux objectifs initiaux, qui prévoyaient l'intégration du système FAPA sur un train en service commercial, ont été réorientés à mi-programme vers des études plus amont, afin de valoriser les travaux réalisés, tant en configuration inverse (disque garni - patin refroidi) qu'en configuration classique (disque « puits de chaleur » - patin garni).

Dans ce programme multi-disciplinaire, les tâches se sont déroulées de manière interactive et concourante. Parmi celles-ci, la tâche tribologie, qui fait l'objet de ce travail, est composée de deux volets. Le premier volet, plus applicatif, concerne, d'une part, le choix d'un matériau de garniture, d'autre part, l'étude du couple disque-garniture sélectionné sous conditions de fonctionnement FAPA. Le second volet, à vocation plus amont, concerne l'étude des mécanismes physiques de frottement en freinage.

## Chapitre II

### Simulation de freinage à échelle réduite sur le tribomètre et sélection des matériaux de l'étude

Ce chapitre est composé de 2 volets qui définissent le cadre expérimental de cette étude. Le premier volet est constitué, dans un premier paragraphe, de la synthèse de la démarche de changement d'échelle et des exigences inhérentes qui doivent guider l'expérimentateur dans son approche, puis dans un second paragraphe, d'une présentation du tribomètre de freinage, développé au laboratoire dans le but d'étudier les mécanismes physiques de frottement activés en freinage. Ce tribomètre permet de reproduire à une échelle réduite les sollicitations de freinage rencontrées en service commercial [Copin, 2000].

Le second volet, constitué de quatre paragraphes, concerne la sélection des matériaux étudiés dans le cadre du programme FAPA. Dans cette étape préliminaire du programme, le choix des matériaux du disque et du patin a été effectué de manière indépendante. Le choix du matériau composite à matrice organique a été réalisé à partir d'une campagne d'essais sur le tribomètre de freinage, faisant suite à la présélection de 4 matériaux par la société FLERTEX en considérant les conditions sévères de fonctionnement du frein FAPA. Une synthèse des résultats de cette campagne de sélection à l'échelle réduite est développée. Le matériau retenu fait ensuite l'objet d'une rapide présentation. Le choix des matériaux métalliques a été réalisé au sein de la tâche « Thermique locale de refroidissement » du programme FAPA, en considérant les aspects thermiques liés au refroidissement du patin. Une synthèse des résultats de cette tâche, qui constitue une partie de la thèse de Florence Cartigny [Cartigny, 2004], est présentée.

#### II.1 La problématique du changement d'échelle

Un frein à friction est un mécanisme tribologique complexe. L'analyse et la compréhension du comportement tribologique des couples de matériaux, ainsi que des phénomènes physiques mis en jeu pendant le freinage imposent, d'une part, de découpler la contribution propre du contact de celle de la structure et de celle de l'environnement extérieur et, d'autre part, de déterminer précisément les différents paramètres influant sur le contact [Godet, 1984]. Pour ce faire, il est nécessaire de simplifier le mécanisme que constitue le frein à friction et d'entreprendre des études « systématiques » afin de décrire les effets des variations des paramètres de freinage sur les performances et le comportement tribologique.

De telles études, sans même considérer les coûts et contraintes qu'elles généreraient, sont impossibles à réaliser sur l'équipement en ligne car l'objectif ici est de tester les couples tribologiques (garniture - disque) sous des sollicitations opératoires et environnementales contrôlées et maîtrisées, qui peuvent même être plus sévères que celles admises en exploitation comme on le verra. Aussi, des dispositifs d'essais spécifiques ont été développés en laboratoire afin d'étudier le comportement tribologique de couples de matériaux tant au niveau de la caractérisation du comportement à l'échelle du frein que de la description phénoménologique à l'échelle du contact [Jang et al., 2000, Severin et al., 2001, Sanders et al., 2001, Blau et al., 2003].

C'est dans cette optique de réalisation d'études à caractère tant appliqué que fondamental qu'a été développé le tribomètre de freinage du Laboratoire de Mécanique de Lille.

La réalisation d'études en laboratoire passe par la définition de règles de changement d'échelle afin :

- d'une part, d'adapter les niveaux d'énergie dissipée en freinage en ligne (plusieurs dizaines de mégajoules) à des valeurs acceptables en freinage sur tribomètre (à titre d'exemple, le tribomètre du LML permet de dissiper jusqu'à 1 MJ),
- d'autre part, de définir une géométrie de contact adaptée au dispositif d'essais.

L'un des principaux objectifs des essais à échelle réduite est de caractériser le coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement, de la pression apparente de contact et de la température de contact [Rhee, 1974]. Ainsi, il est donc impératif d'assurer la représentativité des sollicitations mécaniques et thermiques à l'échelle réduite par rapport à celles de l'échelle 1. Par ailleurs, il est également nécessaire de reproduire à l'échelle réduite des conditions de contact et de frottement représentatives de celles rencontrées à l'échelle 1 afin de garantir la cohérence des observations et descriptions phénoménologiques du frottement entre les deux échelles.

Les règles de changement d'échelle doivent donc concilier des exigences de différentes natures inhérentes aux études tribologiques.

### II.1.1 Exigences mécaniques

De nombreuses études traitent de l'influence de la pression apparente de contact sur le comportement tribologique en freinage, et de façon plus précise sur la formation, le piégeage et le compactage des particules détachées [Berthier, 1988] ; elle influence également les performances de freinage [Grimault, 1994, Satapathy et al., 2002]. L'influence de la pression apparente de contact s'étend à d'autres aspects du freinage, ainsi Eriksson met en relation l'évolution de la surface réelle de contact et l'apparition de crissement avec l'évolution de la pression apparente de contact [Eriksson et al., 1999]. Travailler aux deux échelles avec des valeurs de pression apparente de contact identiques ou voisines conduit à des états de contraintes dans le disque et la garniture comparables aux deux échelles.

La vitesse de glissement est également un facteur influent sur le comportement et les performances tribologiques [Spurr et al., 1956]. Travailler avec des fréquences de rotation comparables aux deux échelles permet de solliciter les points du disque avec une fréquence de passage dans le contact similaire, mais également d'offrir des conditions de circulation des particules piégées dans le contact ou sur la piste de contact semblables aux deux échelles. Ainsi Desplanques met en relation les mouvements du 3<sup>ème</sup> corps en surface de garniture avec les accélérations normale et tangentielle auxquelles il est soumis [Desplanques, 2004]. Par ailleurs, la vitesse de glissement détermine en grande partie la distribution thermique de surface.

L'influence de ces paramètres mécaniques est généralement couplée. Ainsi, Riahi et Alpas ont récemment proposé une carte d'usure pour une fonte grise lamellaire contre acier établissant sa dépendance forte à la pression apparente de contact et à la vitesse de glissement initiales utilisées [Riahi et al., 2003].

### II.1.2 Exigences thermiques

Assurer la représentativité de la sollicitation thermique du contact à l'échelle réduite par rapport à l'échelle 1 est une exigence majeure compte tenu du rôle fondamental de la température dans les mécanismes de frottement et d'usure. Ainsi, la température de fonctionnement d'un contact peut en effet localement modifier la microstructure superficielle et les propriétés des matériaux ainsi que les caractéristiques et le comportement rhéologique des éléments interfaciaux tels que les couches superficielles, les films dynamiques... [Denape et al., 2000]. Day et Newcomb décrivent le taux d'usure de matériaux de friction à matrice organique comme variant proportionnellement à la pression, mais exponentiellement par rapport à la température [Day et al., 1984].

On peut citer également les travaux de Lim et Ashby établissant le lien entre les niveaux de températures de surface « flash » et de volume et les différents régimes d'usure (figure II.1) [Lim et al., 1987]. Stott a également montré cette forte influence du paramètre température sur l'usure et le coefficient de frottement [Stott, 2002].

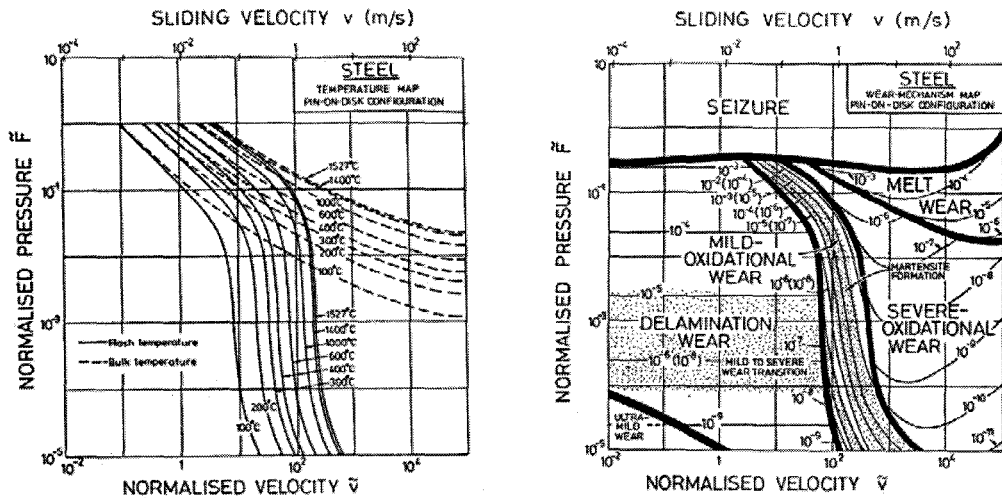


figure II.1 : Cartes de température et d'usure d'un contact pion - disque [Lim et al., 1987]

Enfin la distribution thermique de surface peut prendre différentes formes caractéristiques (bandes, cercles ou points chauds...) et peut conduire à des transformations métallurgiques profondes de la structure même de la matière des premiers corps comme l'ont montré Anderson et Knapp [Anderson et al., 1990].

### II.1.3 Exigences tribologiques

La géométrie d'essais à échelle réduite doit également satisfaire aux exigences d'une étude tribologique fine des phénomènes physiques mis en jeu dans le contact frottant. On peut exprimer ces exigences en termes de critères essentiellement quant à la dimension de la surface frottante de garniture. Celle-ci ne doit, en effet, être ni trop grande ni trop petite eu égard aux objectifs définis et à la nature même du contact.

Premièrement, une surface frottante relativement grande est nécessaire afin de limiter les effets de bord ou particularités propres à toute géométrie de contact. Si ces effets font naturellement partie intégrante du contact, ils ne doivent pas être prépondérants. Deuxièmement, les matériaux composites de friction possèdent une nature fortement hétérogène en termes de composition, morphologie, caractéristiques physiques et mécaniques.

Le contact global est alors composé par la somme des contributions de tous les contacts microscopiques, ce qui impose là encore de disposer d'une surface frottante suffisamment grande afin que celle-ci soit représentative de la variété des micro-contacts [Eriksson et al., 1999, Gudmand-Hoyer et al., 1999].

En revanche, l'étude fine du troisième corps et des mécanismes physiques d'accommodation de vitesse entre le disque et la garniture nécessite plutôt de limiter la surface de garniture à l'échelle réduite. En effet, une surface relativement petite conduit à des conditions apparentes de contact plus uniformes, notamment en termes d'écart de vitesse de glissement entre le bord intérieur et le bord extérieur du contact. Cette « uniformité » facilite l'identification des phénomènes produits à l'interface et imputables au freinage. De plus, une surface de contact plus petite peut être instrumentée et analysée plus aisément.

### II.1.4 Couplage entre les différentes exigences

Les paramètres d'essais (pression apparente de contact, vitesse de glissement, température de contact...) ont donc une influence très nette sur le comportement tribologique de couples de matériaux de friction. Ainsi, la figure II.2 présente le taux d'usure de trois fontes GS possédant des taux de nodules variés et ayant subi des traitements thermiques différents [Nili Ahmadabadi et al., 1999]. On note qu'elles présentent des comportements tribologiques similaires sous conditions d'essais identiques. En revanche, ces comportements sont très dépendants des vitesses et pressions appliquées avec des taux d'usure pouvant varier d'un facteur 1 à 25, voire 30 selon les conditions.

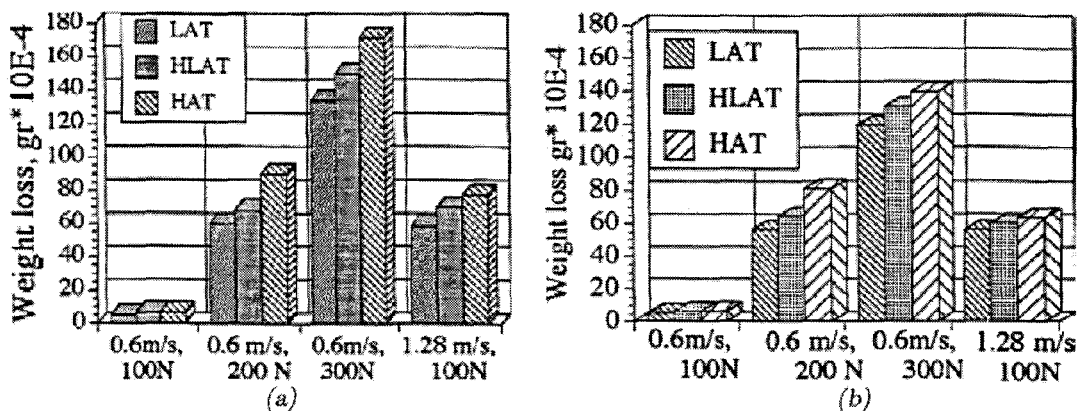


figure II.2: Usure de fontes GS ayant subi différents traitements thermiques (a) avec un taux de nodules élevé et (b) avec un taux de nodules faible [Nili Ahmadabadi et al., 1999]

Cependant une analyse plus fine de ces diagrammes permet de souligner l'une des plus grandes difficultés des études tribologiques, à savoir le couplage fort entre les différents phénomènes. En effet, faire varier les grandeurs « mécaniques », vitesse de glissement et pression apparente de contact, modifie également la puissance dissipée lors des essais, le taux d'usure apparaît alors plutôt proportionnel à l'augmentation de la puissance dissipée principalement sous forme de flux de chaleur.

Lim, Ahsby et Brunton décrivent que le coefficient de frottement de contact métal-métal (patin cuivre – patin fer contre disque en acier) comme étant gouverné, à faible vitesse, par l'état de surface et les propriétés mécaniques des matériaux (exigences tribologiques) et à plus grande vitesse, par les paramètres pression, vitesse et température puisqu'une couche de métal fondu se forme entre les surfaces de glissement ce qui réduit le coefficient de frottement à des valeurs très faibles [Lim et al., 1989].

Ce couplage entre mécanique, thermique et tribologie illustre l'obligation faite à l'expérimentateur d'appréhender le freinage dans son ensemble. Car, si du point de vue mécanique, le respect de la pression apparente de contact et de la vitesse de glissement mène de facto au respect de la puissance dissipée à condition d'avoir, du point de vue tribologique, le même coefficient de frottement aux deux échelles ((Eq. II-2), cf. p. 41), cela n'est évidemment pas suffisant, du point de vue thermique, pour garantir des champs de température identiques aux deux échelles.

### II.1.5 Synthèse des exigences

L'approche globale du contact lors d'études tribologiques à caractère fondamental impose donc une série de contraintes de différentes natures afin d'assurer, d'une part la représentativité de l'essai à l'échelle réduite par rapport au freinage à l'échelle 1, et d'autre part des conditions de frottement et d'observations satisfaisantes. On choisira de travailler, si possible :

- à une pression apparente de contact et une vitesse de glissement identiques,
- à une sollicitation thermique de contact similaire identique,
- avec une surface frottante de garniture de quelques cm<sup>2</sup>.

L'expérimentateur, lors du dimensionnement des éprouvettes et des paramètres d'essais à l'échelle réduite, devra être guidé, d'une part, par le choix raisonné d'un compromis dans le respect des critères ci-dessus, et d'autre part, par les besoins et objectifs de la campagne d'étude à réaliser.

## II.2 Le tribomètre de freinage du LML

### II.2.1 Présentation générale

Le tribomètre de freinage du LML est un dispositif d'essais original dédié à la simulation de freinages, en particulier de type ferroviaire. Sa conception, son dimensionnement, ainsi que les règles de changement d'échelle qui sont appliquées, sont basés sur l'étude des différents types de sollicitations mécaniques et thermiques rencontrées à l'échelle 1, le but étant d'obtenir les conditions de contact à l'échelle réduite les plus représentatives possible de celles rencontrées à l'échelle 1.

C'est un tribomètre inertiel à inertie fixe et simulée, de type pion - disque. La figure II.3 en donne une vue d'ensemble. Il est destiné à l'étude du comportement tribologique de couples de matériaux de friction sous des sollicitations de freinage représentatives des conditions d'exploitation actuellement rencontrées sur les applications « grandes vitesses », « grandes lignes » et « métros »... Son domaine d'application va des petites aux grandes vitesses et/ou des faibles aux hautes énergies dissipées.

Son architecture s'articule autour d'un axe horizontal par analogie avec le système réel d'essieu portant les disques de frein. Cet axe est mis en rotation par un moteur asynchrone développant une puissance de 11 kW. Celui-ci permet de balayer un large champ exploratoire, avec une gamme de vitesse de rotation de 0 à 4000 tr.min<sup>-1</sup>, et sa puissance autorise la simulation d'inertie dans une large plage autour de l'inertie fixe du volant et de la ligne d'arbre (3,35 kg.m<sup>2</sup>). Il est ainsi possible de dissiper sur ce dispositif une énergie allant jusqu'à 1 MJ lors de la simulation d'un freinage d'arrêt [Desplanques et al., 1996].

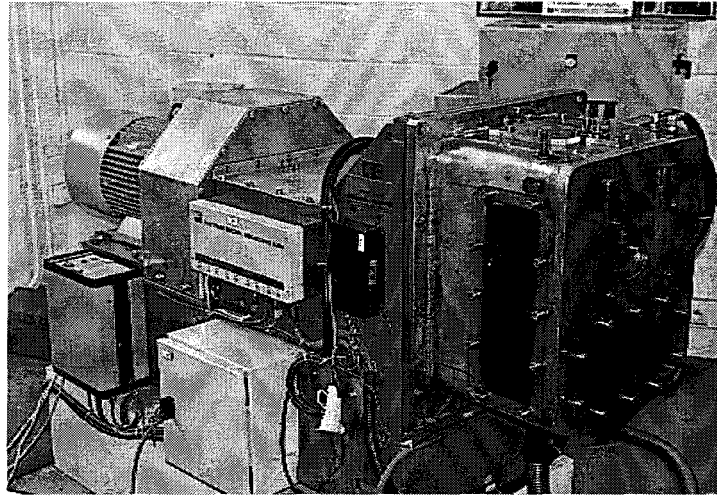


figure II.3 : Vue d'ensemble du tribomètre de freinage

La figure II.4 présente une vue schématique du tribomètre de freinage. La ligne d'arbre comprend le volant d'inertie, un couplemètre monté entre deux accouplements élastiques et la broche de guidage du disque d'essai montée sur roulements à billes. A l'extrémité de la broche prend place un contre-disque qui permet le montage de thermocouples.

Le disque d'essai est centré et fixé directement sur la broche. Il est à noter qu'un film d'air de 0,2 mm d'épaisseur entre le disque et le contre-disque contribue à l'isolation thermique entre ces deux pièces.

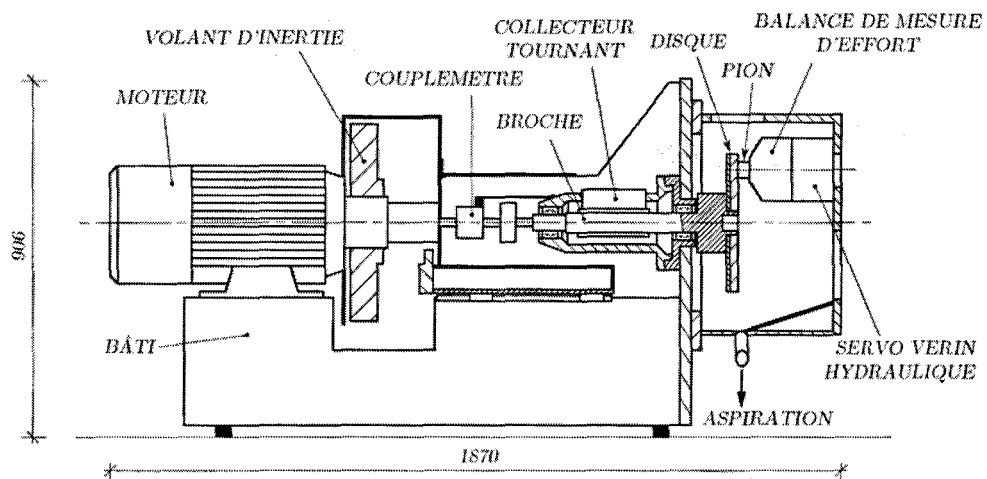


figure II.4 : Schéma d'ensemble du tribomètre de freinage [Desplanques et al., 2001]

La garniture d'essai (pion) est montée sur une platine mobile en translation par l'intermédiaire d'une bride de fixation, comme on peut le voir sur la figure II.5 qui présente la cellule d'essai ouverte. La platine est guidée en translation perpendiculairement à la surface de frottement du disque par 2 glissières à billes précontraintes afin d'obtenir une rigidité maximale. La position radiale de la platine est réglable afin de permettre différents rayons moyens de frottement, la gamme offerte étant fonction de la dimension et de la géométrie de la garniture. On peut observer également la présence d'un raidisseur tangentiel monté entre la platine et l'enceinte de la cellule d'essai. Sa souplesse en flexion autorise le déplacement de la platine dans la direction normale à la surface de frottement, tandis que sa grande rigidité en traction/compression assure un très bon maintien tangentiel de la garniture.



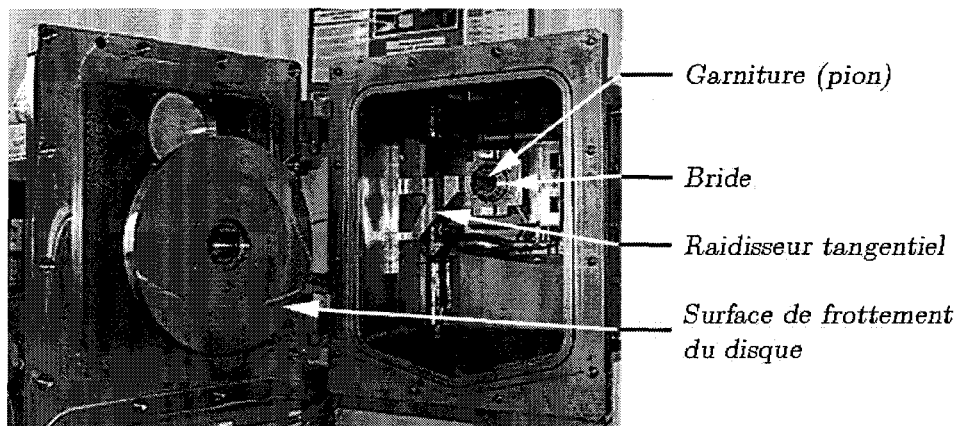


figure II.5 : Cellule d'essai du tribomètre de freinage ouverte

Une analyse modale de tribomètre a été réalisée afin de déterminer sa « signature » dynamique [Bodovillé, 2001]. Les principaux modes identifiés sont des modes de flexion pour le disque de frottement et le raidisseur, et de torsion pour la ligne d'arbre.

## II.2.2 Instrumentation du tribomètre et grandeurs calculées

L'instrumentation du tribomètre permet d'une part, d'asservir le banc afin de réaliser les différents types de freinage rencontrés sur les moyens de transport actuels, et d'autre part, d'accéder aux grandeurs utiles à la caractérisation du comportement tribologique de couples de matériaux, à savoir l'effort normal, le couple de freinage, la vitesse de rotation, le déplacement du pion et les températures de masse du pion et du disque. Ces grandeurs permettent de calculer les performances de freinage classiques telles que le coefficient de frottement, la puissance et l'énergie dissipées, ainsi que la décélération, la distance d'arrêt et la durée du freinage.

### a. Instrumentation permanente

L'instrumentation permanente du banc permet d'asservir son fonctionnement en effort et en vitesse lors des simulations de freinage. Elle se compose de :

- deux capteurs de pression (KPNM-25S) qui permettent le contrôle en boucle fermée de l'effort d'application,  $F_N$ , de la garniture sur le disque exercé par deux vérins hydrauliques à double effet dans la gamme 0 - 1100 N,
- un tachymètre, placé au niveau du moteur, qui permet le contrôle de la vitesse de rotation,  $N(t)$ , de la broche dans la gamme 0 - 4000 tr.min<sup>-1</sup> par le biais d'un variateur de vitesse (VFTV de Cégélec),
- un couplemètre (HBM T5) qui permet la mesure du couple de freinage,  $C_f$ , dans la gamme 0 - 50 N.m (figure II.4),
- des thermocouples de type K, qui mesurent la température de masse en différents points du disque dans la gamme -20°C à 1100°C. Ils sont positionnés, par sa face arrière via le contre-disque, à des rayons et des profondeurs choisis dans le disque. L'acquisition de ces mesures est réalisée grâce à un collecteur électrique tournant monté sur la broche (figure II.4). La garniture est, elle aussi, instrumentée d'un thermocouple de type K pour relever l'évolution de sa température de masse lors du freinage,
- un capteur LVDT, qui mesure le déplacement de la platine dans la direction normale à la surface de frottement du disque dans la gamme 0 à 20 mm.

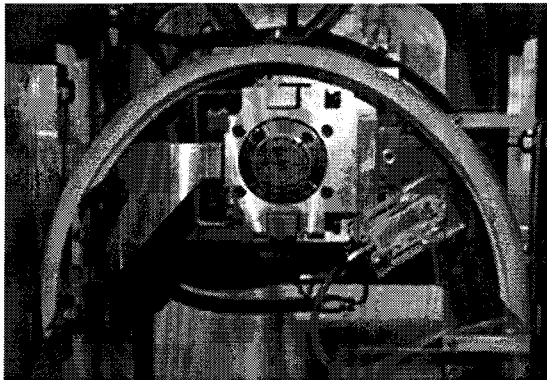
### b. Instrumentation additionnelle

L'instrumentation permanente du tribomètre peut être complétée selon les objectifs expérimentaux des différentes campagnes d'essai par des équipements spécifiques. Ainsi :

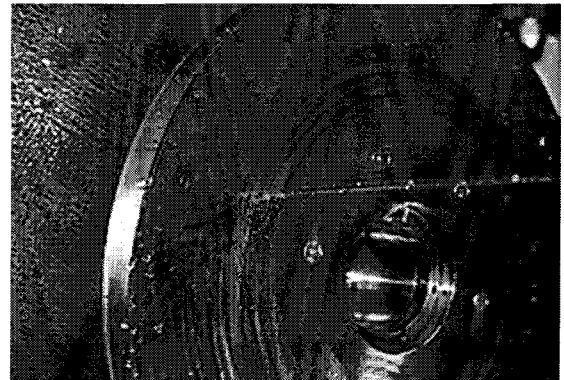
- un pyromètre infrarouge monochromatique (IMPAC IP 10) permet la mesure de la température de surface du disque dans la gamme de mesure de 75°C à 550°C. Cette mesure est effectuée sur un spot de mesure de diamètre 2,2 mm pour une distance de travail de 250 mm. La fréquence d'acquisition est de 250 Hz ;
- une caméra thermique JADE II de la société CEDIP permet la visualisation des champs de température de surface et de leurs dynamiques, localisations et évolutions au cours du freinage. La plage de mesure disponible est fonction du temps d'intégration et du filtre optique utilisé. La caméra permet des mesures jusqu'à 1200°C, avec une fréquence d'acquisition de 150 Hz pour la pleine fenêtre d'observation et jusqu'à 250 Hz pour une fenêtre réduite ;
- une chaîne d'acquisition vibratoire et acoustique permet d'étudier les phénomènes dynamiques durant le freinage. Cet équipement se compose d'une station de travail HP, du logiciel d'acquisition et de traitement des signaux Cada-X de LMS, d'un frontal d'acquisition Difa Scadas, un tachymètre BK et divers accéléromètres BK, micros BK et amplificateurs BK. Ce dispositif n'a pas été utilisé lors de cette étude.

### c. Différents environnements d'essai

Les essais peuvent être conduits sur le tribomètre de freinage à échelle réduite, en frottement sec, c'est-à-dire dans des conditions ambiantes normales en température et hygrométrie, mais également sous humidité. La figure II.6 (a) montre le dispositif d'arrosage destiné à mener ce type d'essais.



(a)



(b)

figure II.6 : Dispositif d'essai sous humidité

Les freinages sous humidité sont mis en œuvre selon l'annexe 4 de la norme UIC 541-3 régissant les conditions de simulation d'atmosphère humide [UIC, 1993]. L'eau est projetée normalement à la surface de frottement du disque par 5 buses de diamètre 0,2 mm (figure II.6 b). Le débit d'aspersion est contrôlé par une pompe péristaltique.

L'enceinte close de la cellule d'essais permet des essais sous atmosphère contrôlée. Une étude de faisabilité et un dispositif de mise sous gaz neutre ont été réalisés afin d'étudier ultérieurement l'influence de l'oxydation dans le contact frottant [Dusautois, 2002].

#### d. Grandeurs calculées

L'ensemble de ces mesures permet de quantifier les performances tribologiques du couple de matériaux testés, en particulier le coefficient de frottement instantané. A partir de l'effort normal  $F_N$ , du couple de freinage  $C_f$  et du rayon moyen  $R_{moy}$ , le coefficient de frottement instantané  $\mu$  au cours du freinage est défini par :

$$\mu(t) = \frac{C_f(t)}{R_{moy} \cdot F_N(t)} \quad (\text{Eq. II-1})$$

Cette définition est valable lorsque la largeur de la piste de frottement du disque reste petite devant le rayon moyen de frottement.

On calcule à partir de ces paramètres et de la vitesse de rotation,  $\omega(t)$ , la puissance instantanée  $P(t)$  et l'énergie  $Q(t)$  dissipées à l'instant  $t$  :

$$P(t) = \mu(t) \cdot F_N(t) \cdot (R_{moy} \cdot \omega(t)) \quad (\text{Eq. II-2})$$

$$Q(t) = \frac{1}{2} \cdot I \cdot [\omega^2(0) - \omega^2(t)] \quad (\text{Eq. II-3})$$

Le coefficient de frottement moyen  $\mu_{moy}$  est défini par :

$$\mu_{moy} = \frac{\sum_{i=1}^{i=j} \mu_i}{j} \quad (\text{Eq. II-4})$$

La durée du freinage est définie par  $T_f = j \cdot \Delta t$  où  $\Delta t$  est l'intervalle de temps entre deux acquisitions et  $j$  est le nombre d'acquisition. On calcule la décélération moyenne  $\gamma_{moy}$  et la distance parcourue par le train  $d_f$  pendant le freinage :

$$\gamma_{moy} = \frac{[R_{moy} \cdot (\omega(0) - \omega(T_f))]_r}{T_f} \cdot \left( \frac{R_{roue}}{R_{moy}} \right)_1 \quad (\text{Eq. II-5})$$

$$d_f = \sum_{i=1}^{i=j} d_i = \Delta t \cdot \sum_{i=1}^{i=j} \left( \frac{R_{moy} \cdot (\omega_{i-1} + \omega_i)}{2} \right)_r \cdot \left( \frac{R_{roue}}{R_{moy}} \right)_1 \quad (\text{Eq. II-6})$$

#### e. Différentes types de freinages

Le tribomètre autorise différents scénarios de freinage. Ces freinages, qui participent tous à la sollicitation du système frein, voire son endommagement, peuvent être classés en trois catégories :

- les freinages d'arrêt : la vitesse de la rame varie d'une certaine vitesse initiale jusqu'à la vitesse nulle. On inclut dans cette catégorie les freinages d'urgence,
- les freinages de ralentissement : ce type de freinage permet la régulation du trafic par le respect des consignes de voie, par exemple, lorsqu'une rame en rattrape une autre : elle passe alors d'une vitesse initiale à une certaine vitesse finale non nulle.

Pour ces deux types de freinage, le frein dissipe la variation d'énergie cinétique de la rame. Ils sont simulés au banc par une consigne d'effort normal constant et d'inertie constante jusqu'à une consigne en vitesse respectivement nulle ou finale non nulle.

- les freinages de maintien : il s'agit de maintenir la rame à une certaine vitesse constante, lorsque la voie est en pente.

Pour ce type de freinage, le frein dissipe alors la variation d'énergie potentielle du train qui est fonction de la topologie du parcours. Ils sont simulés au banc par une consigne de couple de freinage et de vitesse constants pendant une durée prédéfinie.

L'asservissement du tribomètre permet de combiner ces trois types de freinages élémentaires et ainsi de reproduire toutes les séquences de freinages intervenant sur un parcours donné pour tout type de véhicule en exploitation.

### II.2.3 Règles de similitude

Ces différents freinages, qui participent tous à la sollicitation du système frein, voire son endommagement comme l'a montré la simulation au banc des conditions d'exploitations des freins à disque sur une application de type TGV [Dufrenoy et al., 2002], conduisent à des sollicitations thermiques du contact de différentes natures. Il faut donc, préalablement à tout dimensionnement à l'échelle réduite, définir le type de sollicitations que l'on va simuler.

Tous les essais à échelle réduite réalisés dans ce travail simulent des freinages d'arrêt ou d'urgence à l'échelle 1. Aussi, nous présentons ici rapidement les conséquences du dimensionnement thermique pour ce type de simulation en termes de règles de changement d'échelle. Un raisonnement similaire pour les freinages de maintien, basé sur la dissipation de la variation d'énergie potentielle, a été mené à partir des travaux de Aucouturier [Aucouturier, 1991] et est détaillé dans la thèse de Copin [Copin, 2000].

Youssef a donné, à partir de l'équation de la chaleur, une expression de l'élévation maximale de la température moyenne de surface dans le cas d'une décélération constante [Youssef, 1991] :

$$\Delta\theta_{max} = \frac{4}{3} \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{T_f}} \cdot \frac{Q}{\xi_d \cdot S_d + \xi_g \cdot S_g} \quad (\text{Eq. II-7})$$

Ainsi, à durée de freinage  $T_f$  et effusivités  $\xi_g$  et  $\xi_d$  identiques entre les deux échelles, il ressort de cette égalité que, du point de vue élévation de température de surface, les paramètres les plus importants sont l'énergie cinétique  $Q$ , la surface frottée du disque  $S_d$  et la surface frottante de la garniture  $S_g$ . Elle montre que la température maximale de surface au cours d'un freinage d'arrêt sera identique aux deux échelles à condition de respecter les égalités suivantes :

$$k = \frac{Q_l}{Q_r} = \frac{S_{gl}}{S_{gr}} = \frac{S_{dl}}{S_{dr}} \quad (\text{Eq. II-8})$$

Ce qui définit le facteur de changement d'échelle  $k$ , qui conditionne la géométrie de contact à échelle réduite.

## **II.3 Pré-sélection des matériaux de friction**

Actuellement, le système de freinage à disque du MI2N comporte des garnitures en composite organique et un disque ventilé en fonte (paragraphe I.2.2). Au prix d'une consommation d'énergie lors des phases de traction, ce système favorise les échanges thermiques et donc l'évacuation de la chaleur. Cette évacuation ne permet plus d'éviter que les organes qui le composent atteignent leur limite en termes d'énergie et température admissibles. Une alternative à la solution actuelle serait de passer à un couple disque plein en acier/garniture composite à matrice métallique frittée.

Cependant, eu égard à la fréquence des freinages sur MI2N (1 freinage toutes les 2 minutes) et à l'agressivité des matériaux composites frittés, trop rigides vis-à-vis du disque, le coût de maintenance engendré serait inacceptable et ce, sans même considérer le fait que ce type de garniture est trois à quatre fois plus coûteux qu'un matériau composite organique. Ce constat conduit donc à privilégier la qualification d'un couple acier/composite organique pour le nouvel équipement dans le respect des normes ferroviaires en vigueur [UIC, 1993, NF, 1991].

Par ailleurs, le projet FAPA impose un certain nombre de contraintes nouvelles, d'une part, par la réduction voulue du nombre d'équipements par essieu et, d'autre part, par la nature même du concept : l'inversion des matériaux. Ce sont ces contraintes qui vont limiter le panel de matériaux composite organique pré-sélectionnables par la société Flertex S.A. dans le cadre de la tâche 3 « conception des matériaux ». A ce stade de l'étude, la pré-sélection ou non d'un matériau repose donc sur les connaissances issues des applications existantes, c'est-à-dire en configuration classique, permettant d'étayer une réponse aux contraintes FAPA.

### **II.3.1 Formulation des contraintes de pré-sélection**

#### **II.3.1.1 Une pression apparente de contact élevée**

La réduction du nombre d'équipement par essieu imposée par l'objectif de gain de masse implique une augmentation conséquente de la pression apparente de contact sur la garniture.

La première contrainte est donc de nature mécanique :

- *une pression apparente de contact élevée.*

Cette pression apparente de contact, bien que très supérieure aux pressions actuellement utilisées en freinage ferroviaire, reste inférieure à celles employées dans les applications automobiles ou aéronautiques d'où la réponse proposée [Martin et al., 2005] :

- R1 : s'inspirer des formules de garniture de freins de type automobile, poids lourd ou aéronautique.

### II.3.1.2 Le flux thermique

L'augmentation de la pression a une conséquence directe sur les flux thermiques générés au contact. Ainsi, le tableau II.1 présente une caractérisation thermique de trois applications (géométrie considérée : disque en acier et garnitures de frein conformes aux normes ferroviaires). Quatre grandeurs sont présentées pour chacune des applications :

- la température moyenne maximale  $\theta_{max}$  atteinte au contact sur le disque,
- l'énergie globale du freinage  $Q$ ,
- la puissance maximale de freinage  $P$  en début de freinage,
- la densité de flux thermique dissipé dans le disque,  $\varphi_d$ .

Application	Caractéristique freinage	$\theta_{max}$ (°C)	$Q$ (MJ)	$P$ (kW)	$\varphi_d$ (kW /m <sup>2</sup> )
MI2N	140 km.h <sup>-1</sup> , 1,1 m.s <sup>-2</sup> 11,25 t au disque	290	8,5	480	1164
TGV 2N	320 km.h <sup>-1</sup> , 1,1 m.s <sup>-2</sup> 5,5 t au disque	320	21,7	537	843
Application FAPA	140 km.h <sup>-1</sup> , 1,1 m.s <sup>-2</sup> 11,25 t au disque	580	8,5	960	2328

*tableau II.1 : Caractérisation thermique de freinages d'arrêt de différentes applications  
[Martin et al., 2005]*

La densité de flux dissipé dans le disque pour l'application FAPA sera très nettement supérieure à celles rencontrées en exploitation. En conséquence, la température maximale atteinte en surface du disque frôle les 600°C.

La seconde contrainte de pré-sélection du matériau composite est donc d'ordre thermique, aucun liant organique ne pouvant résister à de telles températures (les liants élastomères se dégradent à partir de 250°C et les phénoplastes dès 400°C [Benseddiq, 1997]). Kim et Huh constatent que, d'une part, l'usure de leur matériau composite organique est gouvernée essentiellement par des mécanismes de pyrolyse à partir de 230°C, et, d'autre part, que le coefficient de frottement décroît avec l'augmentation de la température [Kim et al., 1998] :

- *un flux thermique et une température de fonctionnement extrêmes.*

La conséquence pour le choix du matériau est double :

- R2 : supprimer tout liant élastomère,
- R3 : diminuer au maximum les matières premières organiques.

### II.3.1.3 Contraintes inhérentes à l'inversion des matériaux

Une dernière catégorie de contraintes, limitant la pré-sélection des matériaux composites à matrice organique, est inhérente à l'inversion des matériaux. Ici, se pose le double problème de l'intégrité du matériau de friction du disque garni et de la tenue de la fixation du matériau de friction sur le disque support. On rejoint l'un des aspects essentiels d'un frein, à savoir son caractère sécuritaire.

En configuration classique, les modules d'élasticité des garnitures de frein sont bien inférieurs à ceux des disques (tableau II.2). Ce ratio est favorable à l'homogénéité du contact. L'inversion des matériaux conduit à un patin rigide frottant sur un matériau moins rigide.

$E$ (MPa)	Garniture base élastomère	Garniture base résine phénolique	Garniture base métallique frittée	Acier
à 20°C	650	950	2 000 à 10 000	196 000
à 150°C	200	500		

*tableau II.2 : Module d'élasticité pour différents types de matériaux de freinage  
[Martin et al., 2005]*

L'inversion des matériaux conduit donc à une troisième contrainte, à savoir :

- *un risque de dégradation rapide de la garniture par un « effet de labourage ».*

Une réponse est de limiter l'écart entre les rigidités du patin refroidi et du disque garni. Cependant, une augmentation trop importante du module de la garniture serait néfaste à l'homogénéité du contact. Ainsi, la réponse à cette contrainte est l'objet d'un compromis :

- R4 : choisir une rigidité en compression relativement élevée.

Enfin, le collage est une technique simple et efficace de fixation des blocs de matériau de friction sur un support métallique. Le joint de colle du disque garni devra résister à une sollicitation thermique et mécanique importante. La température au joint de colle est directement liée à la valeur de conductivité thermique du matériau de friction (la température admissible de la colle utilisée est de l'ordre de 250°C). Ainsi, la technique de fixation conduit à une dernière contrainte :

- *le maintien du bloc de matériau composite organique sur le disque support.*

Une conductivité thermique faible protégera le joint de colle, cependant une valeur trop faible conduirait à créer une barrière thermique renvoyant la majorité du flux de chaleur vers la surface du patin refroidi entraînant des températures locales encore plus élevées. Ici aussi, la réponse sera l'objet d'un compromis :

- R5 : choisir une conductivité thermique relativement faible.

### II.3.2 Généralités sur les matériaux composites à matrice organique

Depuis une vingtaine d'années, plus précisément depuis l'interdiction de la fibre d'amiante dans les garnitures de frein, les études se sont multipliées dans le but de développer un matériau de friction répondant aux nombreuses qualités requises illustrées par le tableau II.3. Les avancées ont été multiples et ont permis l'amélioration des performances, de la fiabilité, de la durabilité des matériaux de garniture de frein, mais aussi une réduction de la taille et de la masse des composants [Czichos, 1995].

Qualités tribologiques	Qualités mécaniques	Qualités thermiques
Valeur du coefficient de frottement	Aptitude au préformage	Réfractarité
Stabilité du coefficient de frottement	Résistance à la traction	Conductibilité thermique
Résistance à l'abrasion	Résistance à la compression	Qualités économiques
Non-abrasivité	Compressibilité	Faible du coût des constituants
Résistance à la corrosion	Résistance à la flexion	Faible du coût de fabrication
Non-corrosivité	Résilience	Autres qualités
Non-bruyance	Qualités physiques	Sans risque pour la santé
	Dispersion des constituants	Sans risque pour l'environnement
	Porosité	

tableau II.3 : Qualités requises pour un matériau de garniture de frein [Lepré et al., 1995]

Des matériaux composites multiphasés ont été développés pour satisfaire simultanément à de tels critères de sécurité, durabilité et confort sous des sollicitations de freinage variées. Ils sont composés de nombreux constituants. Le choix, la nature et la quantité de chaque constituant restent généralement basés sur une démarche empirique plutôt que sur une démarche scientifique dans laquelle le rôle de chaque constituant et de leur association est bien connu [Gudmand-Hoyer et al., 1999]. Car, si les évolutions significatives des formulations des matériaux de friction dans les dernières décades reflètent la croissance des exigences de sécurité, de performance aussi bien que les préoccupations d'ordre écologique, la relation entre comportement tribologique et formulation de ces matériaux reste mal comprise [Filip et al., 2002].

On peut cependant classer ces constituants en quatre groupes : les liants, les fibres de renfort, les « modificateurs de frottement » et les autres charges [Benseddiq, 1997]. Il faut noter toutefois que la température générée lors de freinages sévères dépasse aisément la température de transformation vitreuse de la résine liante et souvent même sa température de décomposition, provoquant une brusque modification du comportement tribologique, et donc en particulier des forces de frottement lors du coup de frein [Kim et al., 2000]. La principale difficulté posée par l'utilisation des matériaux composites à matrice organique dans le freinage ferroviaire reste ainsi leur température maximale de fonctionnement, même si l'emploi de nouvelles résines a permis des progrès significatifs en ce domaine.

### II.3.3 Les matériaux pré-sélectionnés

Le choix d'un matériau de friction est toujours le résultat d'un compromis, ici basé sur les cinq hypothèses formulées. Quatre matériaux composites à matrice organique ont été pré-sélectionnés par la société Flertex S.A., chacun étant désigné par un nombre de 4 chiffres.

#### II.3.3.1 Le matériau 6084

Il est issu d'applications de type frein à disque de poids lourds. C'est une formule semi-métallique, c'est-à-dire où plus de 50% du poids des matières premières est constitué de particules métalliques. La formule 6084 est constituée de plus de 65% de particules métalliques et d'environ 10 % de résine Phénoplast. Cette formule contient peu de matières organiques, le taux de liant est raisonnable. La contre partie est que la conductivité, qui est supérieure à  $10 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , est élevée par rapport à un matériau de friction composite classique. Le module de Young est plus important que des garnitures composites classiques sans être du niveau des matériaux frittés.



### II.3.3.2 Le matériau 6089

La formule est aussi issue, comme le matériau 6084, du domaine du poids lourd mais ciblée pour les applications des freins à tambour. Cette formule contient peu d'éléments métalliques (inférieure à 14% en poids) ce qui rend sa conductivité inférieure à  $0,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Le premier inconvénient est son taux important de matières organiques (entre 35 et 40% en poids). Le second est son faible module de Young en compression, de l'ordre de 500 MPa à 20°C.

### II.3.3.3 Le matériau 6088

Il est issu d'un produit standard de la société Flertex pour applications ferroviaires. Ce produit respecte le cahier des charges du TGV. Le module de compression est de l'ordre de 900 MPa à 20°C avec une conductivité comprise entre 5 et  $10 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

### II.3.3.4 Le matériau 6091

Il s'agit du matériau 6088 qui a été traité, dans un four en absence d'oxygène, à 500°C. L'objectif est de cokéfier la résine afin d'éliminer les produits de décomposition, mais sans trop dégrader les autres constituants. Une partie des composés volatiles n'existe plus, une porosité importante fait chuter la conductivité thermique du produit initial. Les caractéristiques mécaniques sont fortement diminuées en absence de liant.

## II.3.4 Tableau récapitulatif des matériaux pré-sélectionnés par rapport aux contraintes formulées

Rappelons les réponses aux contraintes formulées précédemment :

- R1 : s'inspirer de formulations de garniture de freins de type automobile, poids lourd ou aéronautique,
- R2 : supprimer tout liant élastomère,
- R3 : diminuer au maximum les matières premières organiques,
- R4 : choisir une rigidité en compression relativement élevée,
- R5 : choisir une conductivité thermique faible.

Le tableau II.4 présente la synthèse des avantages (signalés par +) et inconvénients (signalés par -) des quatre matériaux pré-sélectionnés relativement aux cinq recommandations retenues, le signe O signalant un équilibre quant à l'hypothèse considérée.

	R1	R2	R3	R4	R5
6084	+	+	+	+	-
6089	+	-	-	-	+
6088	O	+	-	O	+
6091	O	+	+	O	+

tableau II.4 : Synthèse des avantages et inconvénients des matériaux pré-sélectionnés relativement aux recommandations retenues [Martin et al., 2005]

## II.4 Etude tribologique de sélection du matériau de friction

Les différents matériaux de friction pré-sélection par la société Flertex, responsable de la tâche 3 « Conception des matériaux », ont été testés selon un protocole expérimental imposé. Le matériau utilisé pour le disque est un acier au carbone C45, conformément à la norme en vigueur pour les tests sur garniture de frein à disque en matériaux composites [NF, 1991]. Les essais ont été réalisés sur le tribomètre de freinage du LML.

### II.4.1 Géométrie des éprouvettes

La géométrie des éprouvettes est présentée figure II.7. La garniture est un pion cylindrique de hauteur initiale 25 mm et de diamètre 20 mm afin de respecter la spécification fonctionnelle de pression maximale, à savoir 2,4 MPa. Le pion est maintenu par bridage sur la platine porte-garniture à l'aide de quatre vis serrées avec un couple de 8 N.m. Le disque d'essai a une épaisseur de 11,5 mm et un diamètre extérieur de 265 mm.

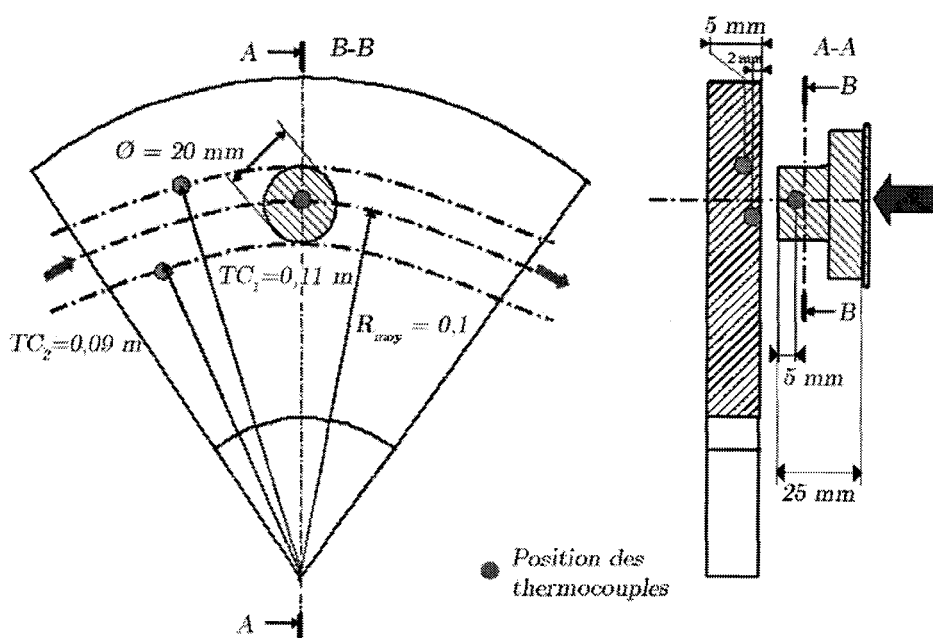


figure II.7 : Géométrie des éprouvettes

### II.4.2 Programme expérimental

Le programme expérimental a été défini par la société FLERTEX. Son objectif principal est d'étudier l'effet de la pression apparente de contact sur le comportement tribologique et la tenue des différents couples de matériaux de friction en freinage d'arrêt et ce, à différents niveaux de vitesse initiale de glissement. Si les vitesses initiales de glissement choisies sont des vitesses utilisées normalement en exploitation, les niveaux de pression sont exceptionnels puisque quatre à cinq fois supérieurs aux pressions utilisées actuellement en exploitation.

Le programme d'essais, détaillé dans le tableau II.5, comprend :

- une phase de rodage jusqu'à l'obtention d'une surface apparente de contact correspondant à au moins 70% de la surface de pion,

- une série de 3 freinages de repositionnement du pion sur le disque,
- une série de 27 freinages d'arrêt à sec combinant différents niveaux de pression et de vitesse. Cette partie du programme sera désignée dans la suite par l'expression « freinages à sec »,
- une série de 9 freinages d'arrêt sous humidité, dits « freinages sous humidité ».

L'énergie dissipée lors de chaque essai de freinage correspondant à une masse à freiner de 23 625 kg par essieu à l'échelle 1.

Avant chaque freinage, la température moyenne de surface du disque doit être comprise entre 50 et 60°C. Elle est mesurée par une sonde portative de contact. C'est l'évolution de la température de surface qui conditionne le temps d'attente avant le déclenchement du freinage suivant du programme d'essais. Le refroidissement après essai s'effectue par abaissement naturel de la température du disque.

Freinage n°	Vitesse (km/h)	Pression sur la Garniture (MPa)	Température Initiale (°C)	Remarques
R1 à Rx	100	1,6	20-100	x freinages de rodage jusqu'au moins 70% de portée. Pesée de l'échantillon.
N1 N2 N3	100	1,6	20-100	Freinages de repositionnement.
1 10 19	50	0,8	50-60	Freinages d'arrêt à sec après pause de refroidissement
2 11 20	50	1,6	50-60	
3 12 21	50	2,4	50-60	
4 13 22	100	0,8	50-60	
5 14 23	100	1,6	50-60	
6 15 24	100	2,4	50-60	
7 16 25	140	0,8	50-60	
8 17 26	140	1,6	50-60	
9 18 27	140	2,4	50-60	
28 31 34	100	0,8	50-60	Freinages d'arrêt sous humidité, après pause de refroidissement. Pesée de l'échantillon.
29 32 35	100	1,6	50-60	
30 33 36	100	2,4	50-60	

tableau II.5 : Programme expérimental de sélection des matériaux de friction

La partie « freinages à sec » du programme est constituée par 27 essais. Trois niveaux de pression apparente de contact, 0,8, 1,6 et 2,4 MPa, ont été successivement appliqués avec, pour chaque niveau, 3 valeurs de la vitesse initiale de glissement, 7,8, 15,6 et 22 m.s<sup>-1</sup>, correspondant à des vitesses initiales simulées de 50, 100 et 140 km.h<sup>-1</sup>. En notant P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> et P<sub>3</sub>, les trois pressions apparentes de contact et V<sub>01</sub>, V<sub>02</sub> et V<sub>03</sub>, les trois vitesses initiales de glissement, la phase « freinage à sec » se caractérise donc par trois répétitions d'une même séquence P<sub>1</sub>V<sub>01</sub>, P<sub>2</sub>V<sub>01</sub>, P<sub>3</sub>V<sub>01</sub>, P<sub>1</sub>V<sub>02</sub>, P<sub>2</sub>V<sub>02</sub>, P<sub>3</sub>V<sub>02</sub>, P<sub>1</sub>V<sub>03</sub>, P<sub>2</sub>V<sub>03</sub> et P<sub>3</sub>V<sub>03</sub>.

La partie « freinages sous humidité » du programme permet l'étude de l'influence de l'humidité en gardant la même plage de variation de la pression d'application, une unique vitesse initiale de freinage, 15,6 m.s<sup>-1</sup>, correspondant à une vitesse simulée de 100 km.h<sup>-1</sup>, étant considérée. Elle est constituée par trois répétitions d'une séquence de 3 freinages aux pressions spécifiques précitées.

Enfin, dans le but de caractériser l'usure occasionnée par le programme d'essais, les pions sont pesés à chaque démontage, c'est-à-dire après le rodage, puis après les essais sous humidité.

### II.4.3 Critères de sélection

Le comportement des matériaux est analysé en regard des critères qui ressortent de la construction même de ce programme d'essais, soit :

- les performances de freinage permettant d'assurer un effort de retenue garantissant une décélération uniforme requise par le cahier des charges de  $1,1 \text{ m.s}^{-2}$ . Ceci impose, d'une part, la stabilité de l'effort de retenue donc du coefficient de frottement instantané au cours du freinage, et d'autre part, la valeur du coefficient de frottement moyen,
- l'usure pour une quantification du coût global d'utilisation,
- la reproductibilité du comportement en freinage,
- la sensibilité vis-à-vis de l'environnement.

Une attention particulière sera portée au comportement tribologique sous pression apparente de contact plus élevée.

### II.4.4 Résultats

Les 36 essais du programme ont été complètement réalisés, dépouillés et analysés pour chacun des quatre matériaux. La suite de ce chapitre donne l'essentiel des résultats obtenus, avec l'objectif de mettre en évidence les différences de comportement.

#### II.4.4.1 Evolution du coefficient de frottement

La figure II.8 compare, pour les 4 matériaux étudiés, l'évolution du coefficient de frottement durant l'essai 14, dont les paramètres sont une pression de 1,6 MPa et une vitesse initiale de  $100 \text{ km.h}^{-1}$  (tableau II.5). Cet essai a été choisi, à titre d'illustration, car il est représentatif des spécifications fonctionnelles du cahier des charges initial.

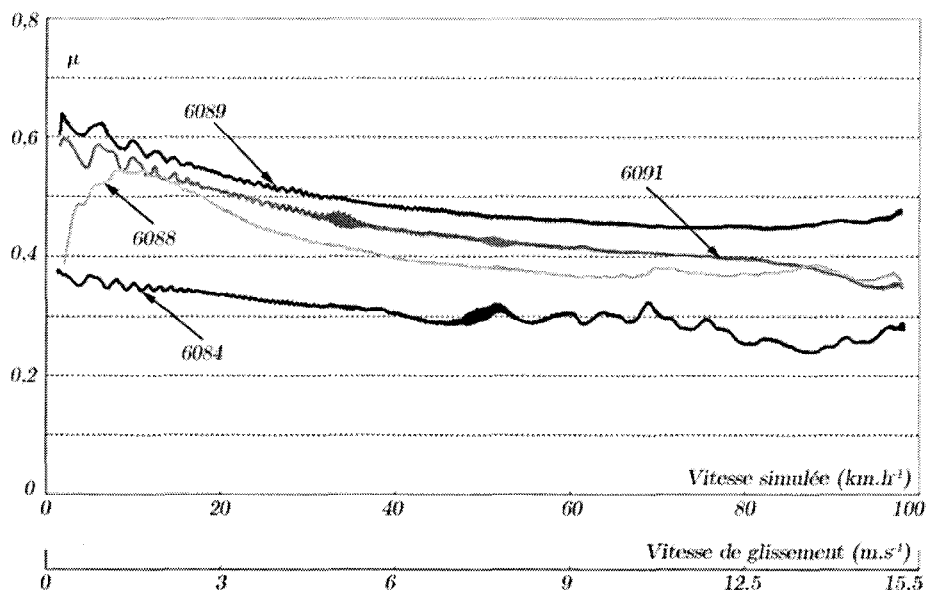


figure II.8 : Evolution du coefficient de frottement des matériaux présélectionnés durant l'essai 14

On note des comportements relativement similaires des matériaux 6089 et 6091, avec un coefficient de frottement assez stable durant la plus grande partie du freinage (0,35-0,45 pour le matériau 6091, 0,45-0,5 pour le matériau 6089) et une remontée plus marquée et modérément fluctuante aux vitesses inférieures à 30 km.h<sup>-1</sup> jusqu'à l'arrêt.

Bien que présentant un niveau de frottement moindre, de 0,30-0,35, le matériau 6084 semble avoir un comportement se rapprochant du précédent. On remarque cependant que la courbe du coefficient de frottement présente une évolution nettement plus fluctuante que ceux des 3 autres matériaux, ceci pouvant être une source d'inconfort en exploitation.

Le matériau 6088 présente une courbe atypique par rapport aux 3 autres matériaux. Assez stable (0,35-0,40) jusque 40 km.h<sup>-1</sup>, le coefficient de frottement présente une assez forte remontée jusque 0,55 puis une décroissance en fin d'essai. On note que la valeur du coefficient de frottement instantané du matériau 6088 fluctue très peu aussi bien dans la partie stable que dans la remontée en fin de freinage. Ce comportement, constaté également lors des essais 5 et 23 de mêmes paramètres initiaux que le 14 (tableau II.5) ainsi que lors des essais à paramètres initiaux différents, semble caractéristique du couple 6088/C45.

#### II.4.4.2 Coefficient de frottement moyen

Le coefficient de frottement moyen a été calculé comme indiqué au paragraphe II.2.2dII.2.2d pour chacun des essais réalisés, tant à sec que sous humidité.

Pour chaque matériau, le tableau II.6 synthétise, d'une part, la valeur minimale et maximale des coefficients de frottement moyen calculés pour chacun des 27 essais de la phase « freinage à sec », et, d'autre part, la valeur moyenne et l'écart-type calculés sur l'ensemble des 27 coefficients de frottement moyen. Les résultats obtenus lors des essais sont en bon accord avec l'objectif du programme à savoir un coefficient de frottement moyen voisin de 0,35. Cette valeur référence du coefficient de frottement moyen répond à la fiche UIC 541-3 annexe 2 comme illustré par la figure II.9.

	phase « freinages à sec »			
	max	min	moyenne	Ecart-type
6088	0,59	0,38	0,45	0,05
6089	0,68	0,44	0,54	0,07
6084	0,38	0,25	0,32	0,03
6091	0,52	0,38	0,44	0,03

*tableau II.6 : Valeurs des coefficients de frottement moyen calculées pour les matériaux présélectionnés*

Cette figure, adaptée au programme FAPA, présente des vitesses de 0 à 140 km.h<sup>-1</sup> en abscisse, correspondant à la gamme de vitesse simulée pour la campagne de sélection. On constate que les résultats obtenus ne sont pas intégralement compris dans la bande de dispersion. Cependant, rappelons que dans le programme FAPA, les niveaux de pression de 0,8, 1,6 et 2,4 MPa sont forts différents et exceptionnellement élevés pour une application ferroviaire et peuvent conduire à des variations sensibles du coefficient de frottement.

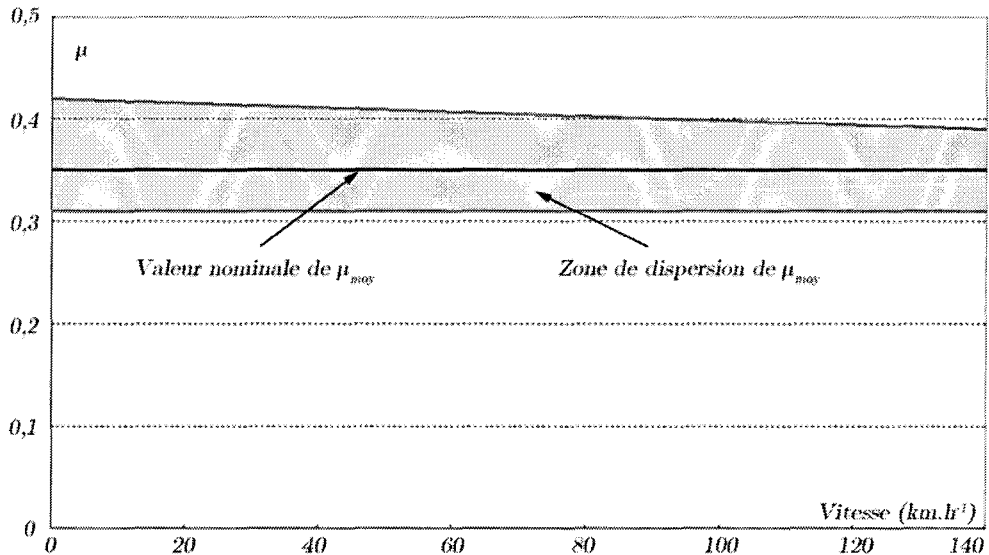


figure II.9 : Zone de tolérance recommandée pour le coefficient de frottement moyen selon la fiche UIC 541-3

Les matériaux 6088 et 6091 présentent les valeurs les plus intéressantes, à savoir 0,45 et 0,44 respectivement, mêmes si elles sont légèrement supérieures à ce qui est recommandé. Pour ces matériaux, le niveau de décélération moyen constaté, de l'ordre de  $1,2 \text{ m.s}^{-2}$ , est acceptable. A l'inverse, le matériau 6084 présente les valeurs les plus basses et n'assure qu'une valeur de décélération moyenne de  $0,9 \text{ m.s}^{-2}$  ce qui est largement inférieur à l'objectif. Enfin, le matériau 6089 est le matériau présentant le plus haut niveau de coefficient de frottement, la décélération moyenne est ici de  $1,4 \text{ m.s}^{-2}$  ce qui est trop élevé. Il est à noter que c'est également le matériau qui présente la plus grande variation sur les 27 freinages. Les plages de variation les plus étroites sont obtenues pour les matériaux 6084 et 6091.

#### II.4.4.3 Usure des pions

L'usure des pions a été évaluée à partir de la perte de masse, la masse des pions étant mesurée par une balance de précision après rodage et à la fin du programme (tableau II.5). Nous rappelons les masses des échantillons avant essais (tableau II.7).

Réf. matériau	6084	6089	6088	6091
masse initiale (g)	80,343	41,970	68,033	46,409

tableau II.7 : Masse des échantillons avant essais

Le panel d'échantillons présente des masses initiales variant du simple au double. Il est intéressant de comparer les masses des matériaux 6088 et 6091 puisque, rappelons-le, il s'agit du même matériau de base ; le matériau 6091 est du matériau 6088 ayant subi un traitement thermique qui a carbonisé la matière organique de la matrice. On constate que ce traitement entraîne une diminution de masse d'environ 30%.

L'usure des quatre échantillons est exprimée en pourcentage de variation de masse par rapport à leur masse initiale en figure II.10. Après rodage, on constate que le taux d'usure relevé sur les trois matériaux (6088-6089-6084) reste dans une enveloppe de 0,1 % à 0,2% alors que celui du matériau 6091 est déjà de 0,28%.

Après essais, le matériau 6089 présente la plus petite variation de masse totale soit un taux d'usure de 0,3%, les matériaux 6088 et 6084 se tiennent avec des valeurs de 0,5/0,6. En revanche pour le matériau 6091, on observe un pourcentage plus important avec 1,48% de variation de masse.

Il faut noter un facteur 3 entre le taux d'usure des matériaux 6088 et sa version ayant subi un traitement thermique, le matériau 6091, que ce soit après rodage ou après essais.

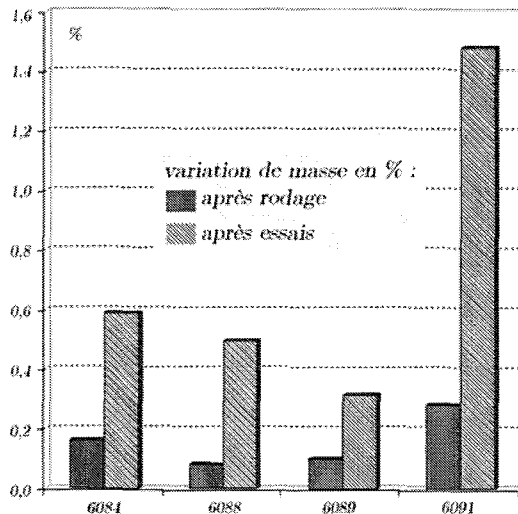


figure II.10 : Taux d'usure des matériaux après rodage et après essais

#### II.4.4.4 Influence de la pression apparente de contact et de la vitesse initiale de glissement

Pour chaque matériau, une analyse de l'ensemble des résultats d'essais a été menée de façon à dégager une éventuelle influence particulière des paramètres pression apparente et vitesse initiale sur le niveau de frottement moyen.

A titre d'exemple, les résultats de tous les essais de la partie « freinages à sec » pour le matériau 6089 sont classés chronologiquement par niveau de pression apparente de contact et par niveau de vitesse initiale de glissement respectivement figure II.11 (a) et figure II.11 (b).

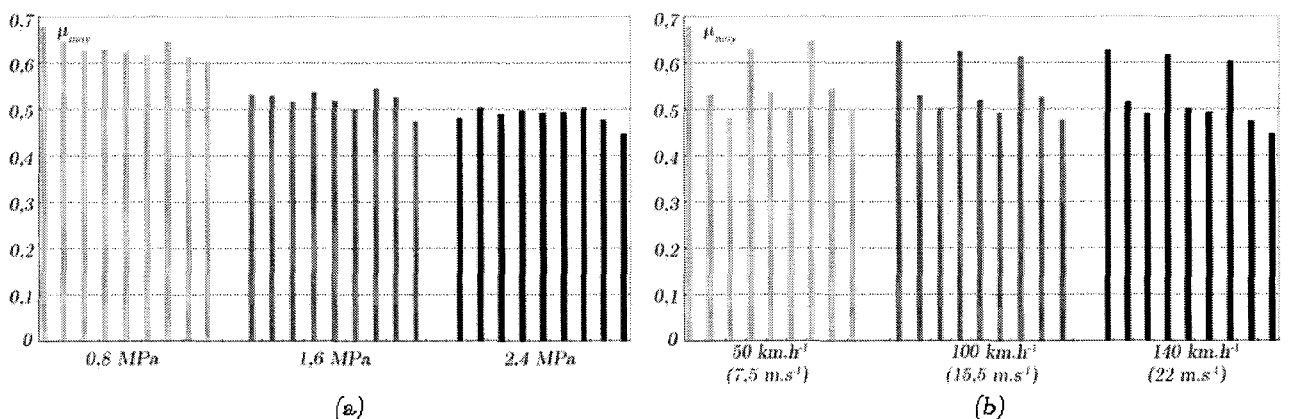


figure II.11 : Classement des freinages à sec selon le niveau de pression apparente de contact (a) et selon le niveau de vitesse initiale de glissement (b) pour le matériau 6089

On peut déduire de ce diagramme en forme d'escalier (figure II.11 a) que le niveau de pression apparente de contact influence fortement le coefficient de frottement moyen (une pression plus forte conduisant à un coefficient de frottement moyen plus faible : autour de 0,62 pour 0,8 MPa et autour de 0,47 pour 2,4 MPa). En revanche, le niveau de vitesse initiale de glissement ne semble pas avoir d'influence significative (figure II.11 b). La remontée du coefficient de frottement instantané lorsque la vitesse diminue sous 30-40 km.h<sup>-1</sup> (figure II.8) n'est pas suffisante pour expliquer la globalité de ce phénomène.

En conclusion, cette analyse de sensibilité montre la plus grande influence du facteur pression apparente de contact par rapport à la vitesse de glissement en ce qui concerne le matériau 6089 et dans une moindre mesure pour le matériau 6084. En revanche, pour les matériaux 6088 et 6091, les histogrammes des niveaux de frottement en fonction des deux paramètres ne permettent pas de dégager l'influence de l'un ou l'autre de ces paramètres. Le matériau 6091 présente des niveaux de frottement très proches quelle que soit la pression apparente de contact ou la vitesse initiale de glissement, ceci est probablement à mettre en relation avec sa structure rendue plus stable par le traitement thermique (paragraphe II.3.3.4).

#### II.4.4.5 Reproductibilité des performances tribologiques

La phase « freinages à sec » du programme expérimental est la répétition 3 fois d'une même séquence de 9 freinages (tableau II.5). Cette construction offre la possibilité d'étudier le comportement des matériaux lors d'essais aux caractéristiques identiques mais à différents stades d'utilisation.

A titre d'exemple, la figure II.12 montre les résultats obtenus par cette analyse pour le matériau 6088. Bien que le niveau P<sub>1</sub>V<sub>01</sub> conduise à un coefficient de frottement moyen supérieur, les autres niveaux se traduisent par une remarquable stabilité du coefficient de frottement moyen dans la plage 0,4-0,5 et ceci pour les 3 séquences.

Tout en conservant une certaine prudence dans l'interprétation de ces observations, le nombre de séquences restant trop faible pour que l'on puisse déjà parler ici « d'effet d'histoire », cette analyse donne une première idée de l'influence des essais antérieurs sur les résultats d'un essai particulier. On peut considérer, au regard de la figure II.12, que le matériau 6088 conserve des caractéristiques de frottement moyen assez constantes, peu influencées par le nombre et le type d'essais déjà effectués.

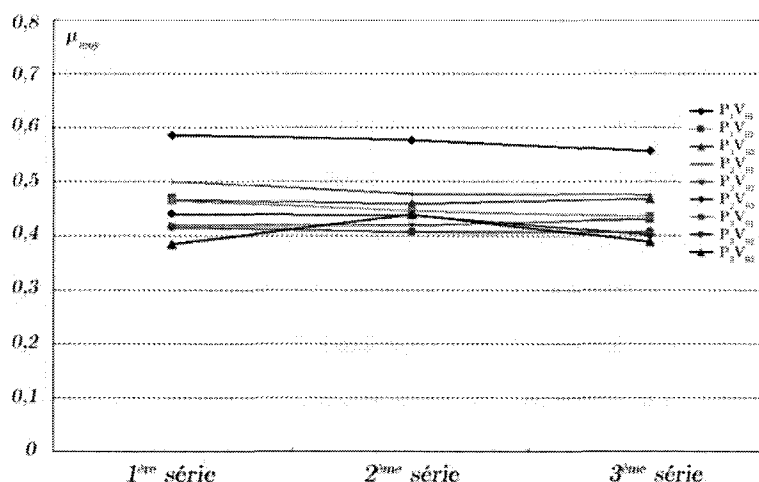


figure II.12 : Classement des freinages à sec selon le type d'essais pour le matériau 6088



### II.4.4.6 Sensibilité à l'humidité

Une proportion non négligeable des essais sous humidité, menés sous les niveaux de pression et de vitesse les plus bas, a présenté, durant une partie plus ou moins longue de l'essai, un phénomène d'aquaplanage se traduisant par une valeur très basse, voire non significative, du coefficient de frottement instantané et donc des distances d'arrêt excessives. A titre d'exemple, cette proportion est d'un tiers des essais pour les matériaux 6088 et 6089. Les freinages correspondants ne doivent donc pas être exploités. A l'opposé, le matériau 6091 est le seul à ne présenter aucun freinage avec aquaplanage. Cependant, le phénomène d'aquaplanage est probablement lié à la configuration pion/disque du tribomètre. Il faut évidemment se garder d'en tirer des conclusions pour l'échelle 1 puisque, à cette échelle, le contact possède 2 demi garnitures rainurées par face de disque afin de minimiser la possibilité d'établissement d'un film d'eau sous l'ensemble de la surface de contact.

Compte tenu de cet état de fait, une analyse de la partie « freinages sous humidité » similaire à celle menée sur la partie « freinages à sec » pour la séquence d'essais sous humidité manquerait de pertinence et n'est donc pas présentée ici.

### II.4.4.7 Synthèse

Le tableau II.8 donne une synthèse des résultats obtenus. Un symbole ⊕ ou ⊖ précise, pour chacun des 4 matériaux testés, le respect, ou non, de chacune des 5 qualités requises présentées au paragraphe II.4.3. Compte tenu de leurs performances globalement insuffisantes, les matériaux 6084, 6089 et 6091 n'ont pas été sélectionnés pour la suite du programme FAPA, le motif principal de leur rejet étant indiqué en gras.

En conclusion, il ressort de cette campagne d'essais sur le tribomètre de freinage que le matériau 6088 présente le meilleur compromis quant aux exigences tribologiques spécifiées. Au regard, d'une part, des résultats de cette étude tribologique de sélection d'un matériau de friction, et, d'autre part, de la synthèse des aptitudes des matériaux pré-sélectionnés par rapport aux contraintes « matériaux » spécifiques au FAPA (paragraphe II.3.4), le matériau 6088 est retenu comme matériau de garniture des secteurs du disque FAPA.

6088	6089
⊕ $\mu$ instantané stable ⊕ $\mu$ moy correct ⊕ usure moyenne ⊕ reproductibilité correcte ⊖ tendance à l'aquaplanage	⊖ $\mu$ instantané stable ⊕ <b><math>\mu</math>moy trop haut</b> ⊕ usure faible ⊖ reproductibilité moyenne ⊖ tendance à l'aquaplanage
6084	6091
⊖ $\mu$ instantané instable ⊖ <b><math>\mu</math>moy trop bas</b> ⊖ usure importante ⊕ reproductibilité correcte ⊖ tendance à l'aquaplanage	⊕ $\mu$ instantané stable ⊕ $\mu$ moy correct ⊖ <b>usure forte</b> ⊕ reproductibilité correcte ⊕ absence d'aquaplanage

tableau II.8 : Synthèse des résultats obtenus pour les 4 matériaux de friction  
[Roussette et al., 2001]

## II.5 Le matériau composite à matrice organique 6088

### II.5.1 Microstructure

Le 6088, matériau composite à matrice organique (CMO) retenu pour cette étude, est un matériau homologué par la SNCF, qui connaît actuellement des applications commerciales. La figure II.13 montre sa microstructure en microscopie optique et après polissage : la matrice, une résine phénolique, renferme de très nombreux éléments (fibres métalliques et minérales, graphite, particules céramiques, charges diverses) qui confèrent au matériau ses propriétés mécaniques, thermiques et tribologiques.



figure II.13 : Microstructure du composite à matrice organique après polissage.

### II.5.2 Comportement tribologique du couple 6088/C45

Le comportement tribologique du couple 6088/C45 est décrit ici au travers de quelques résultats tirés de la campagne de sélection.

Parmi les freinages d'arrêt à sec réalisés, nous présentons ici deux freinages (notés FAS.1 et FAS.2) dont les paramètres d'essai correspondent aux paramètres d'exploitation ( $1,6 \text{ MPa}$  et  $15,6 \text{ m.s}^{-1}$ ) et un freinage (noté FAS.3) représentatif des conditions d'essai les plus sévères, à savoir  $2,4 \text{ MPa}$  et  $22 \text{ m.s}^{-1}$  (tableau II.5).

La figure II.14 montre, pour ces 3 essais, l'évolution du coefficient de frottement instantané en fonction de la vitesse simulée du MI2N et de la vitesse de glissement au contact sur le tribomètre. Les courbes FAS.1 et FAS.2 illustrent la très bonne reproductibilité de la réponse du couple de matériaux dans des conditions de freinage identiques. Le coefficient de frottement instantané  $\mu$  reste proche de  $0,35$  jusqu'à la vitesse de  $7,5 \text{ m.s}^{-1}$ . En dessous de cette valeur,  $\mu$  augmente progressivement jusqu'à un maximum de  $0,55$  à faible vitesse ( $1,5$  à  $2 \text{ m.s}^{-1}$ ) et redescend ensuite jusque  $0,3$  à l'arrêt complet. La courbe FAS.3 présente une évolution tout à fait similaire, une légère baisse de  $\mu$  à  $0,3$  est toutefois observée dans le domaine de vitesse  $15-18 \text{ m.s}^{-1}$ .

Pour les essais FAS.1 et FAS.2, les performances de freinage sont donc identiques et peuvent se résumer comme suit : un coefficient de frottement moyen de  $0,4$ , une distance d'arrêt de  $330 \text{ m}$ , une décélération moyenne de  $1,2 \text{ m.s}^{-2}$  et un temps de freinage de  $22 \text{ s}$ . Rappelons que cet essai simule un freinage mettant en œuvre une énergie dissipée de l'ordre de  $4,5 \text{ MJ}$  par disque.

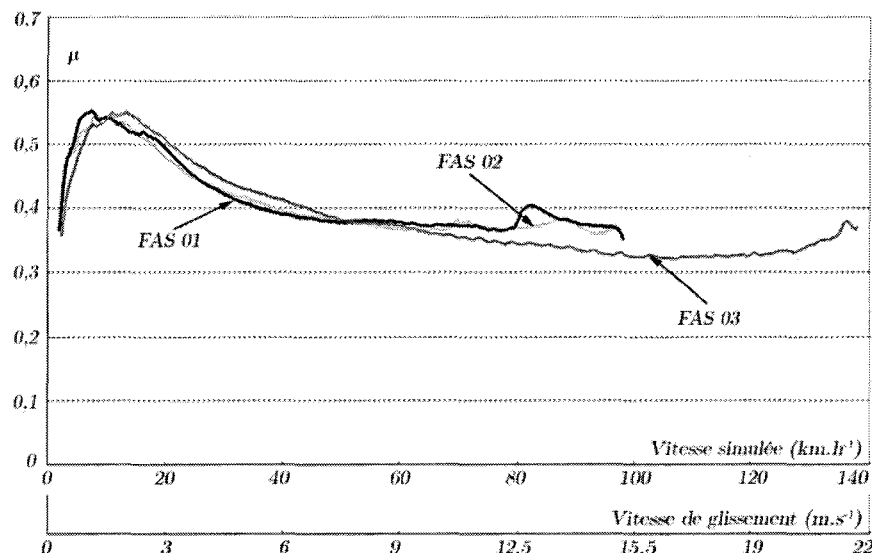


figure II.14 : Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement au contact ou de la vitesse simulée du train [Roussette et al., 2001]

Pour l'essai FAS.3, les performances de freinage sont un coefficient de frottement moyen de 0,45, une distance d'arrêt de 470 m, une décélération moyenne de  $1,7 m.s^{-2}$  et un temps de freinage de 25 s. Le niveau d'énergie simulée est ici équivalent à un freinage mettant en jeu une énergie dissipée de l'ordre de 9 MJ par disque.

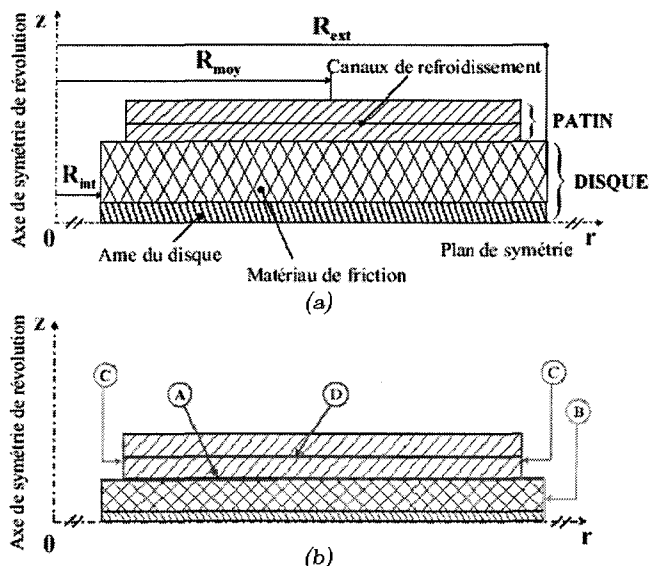
## II.6 Pré-sélection des matériaux pour le patin refroidi

L'une des principales difficultés du concept FAPA étant l'évacuation de la chaleur par le patin refroidi, la pré-sélection de matériaux a été effectuée à partir d'une étude thermique. Dans ce cadre, une modélisation numérique par éléments finis en thermique transitoire a été réalisée par Florence Cartigny dans la partie de son travail de thèse correspondant à la tâche 4 « thermique locale de refroidissement » du programme FAPA [Cartigny, 2004]. Ce paragraphe présente les principaux résultats de cette étude afin d'introduire les nouveaux matériaux métalliques qui seront utilisés dans notre propre étude.

### II.6.1 Modélisation thermique transitoire du couple disque/garniture

Le modèle a été développé sous le code de calcul par éléments finis ANSYS. La figure II.15 présente la géométrie ainsi que les conditions aux limites adoptées pour la modélisation. Il s'agit d'une modélisation axisymétrique. Le plan médian du disque étant un plan de symétrie, seul un demi disque associé à un patin refroidi est modélisé (figure II.15 a).

Les échanges convectifs des surfaces libres avec l'air ambiant (figure II.15 b, repères A, B et C) prennent en compte les différents régimes d'écoulement qui se succèdent pendant toutes les phases successives de fonctionnement du frein. Le refroidissement actif du patin est pris en compte par une condition de convection forcée représentant les échanges du fluide caloporteur avec les parois des tubes (figure II.15 b, repère D). La conduction vers l'essieu et le support de garniture est négligée (les surfaces sont considérées adiabatiques).



*figure II.15: Modélisation thermique par éléments finis du couple disque/garniture : géométrie du modèle (a) et conditions aux limites (b) [Cartigny, 2004]*

La puissance dissipée pendant le freinage est modélisée par un flux imposé à l'interface disque/patin, proportionnel au rayon de frottement, linéairement décroissant du début à la fin du freinage, ce qui correspond à des hypothèses de distribution de pression et de coefficient de frottement uniformes et constants à l'interface pendant toute la durée du freinage. L'hypothèse d'égalité des températures à l'interface disque/patin est adoptée : le partage des flux absorbés par le disque et la garniture en découle. Les propriétés physiques des matériaux sont dépendantes de la température.

## II.6.2 Comparaison des comportements thermiques des freins à disque classique et FAPA

### **a. Sous conditions d'exploitation réelles**

Les performances du système à refroidissement liquide ont été évaluées sur le parcours type de la ligne A du RER (aller-retour Boissy Saint Léger - La Défense) composé d'une succession de séquences. Chaque séquence se compose d'une accélération, d'un maintien en vitesse, d'un freinage et d'un arrêt. Sur ce type de trajet, les freinages interviennent environ toutes les deux minutes.

La figure II.16 (a) donne la puissance dissipée par les freins à friction pendant le trajet. Cette simulation numérique correspond à deux équipements par essieu et au couple de matériaux « 6088/acier 28CrMoV 5-08 ». La figure II.16 (b) présente les températures à la surface du disque pour les deux systèmes, classique et FAPA refroidi. Pour le système classique, la température initiale de freinage croit graduellement d'un coup de frein à l'autre, l'écart par rapport à sa température en début de parcours est supérieure à  $350^{\circ}\text{C}$  en fin de trajet aller. En revanche dans le cas du frein refroidi, la température initiale de freinage a le temps de redescendre entre deux coups de frein, jusqu'à environ  $100^{\circ}\text{C}$ , ce qui limite à  $50^{\circ}\text{C}$  l'écart par rapport à la température du disque au début du parcours. Les évolutions de température de surface des deux disques montrent clairement qu'il y a beaucoup moins de cumul de chaleur pour le frein refroidi, puisque dès le 4<sup>ème</sup> freinage, le système refroidi présente une réduction importante de température de surface du disque avec des maximums toujours inférieurs à l'évolution de la température du disque classique.

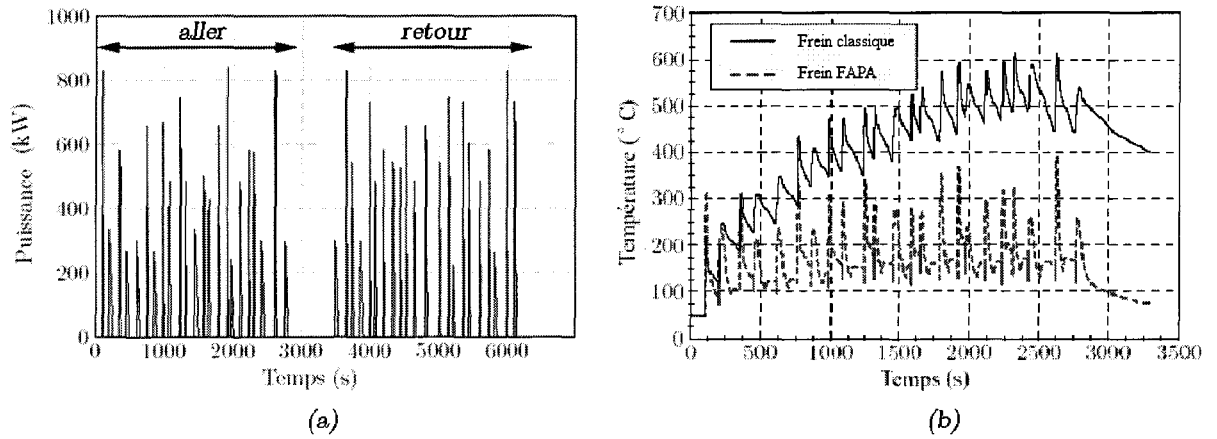


figure II.16 : Parcours Boissy – La Défense : puissance dissipée lors d’un aller-retour (a) et évolution de la température de surface d’un disque classique et d’un disque FAPA lors d’un aller (b) [Cartigny, 2004]

### b. Cas d’un freinage isolé

Un examen plus attentif des résultats précédents obtenus sur un parcours complet laisse apparaître que la température de surface du disque FAPA, lors de 1<sup>er</sup> freinage de la séquence, est en fait bien supérieure à celle du disque classique. Elle est du même ordre de grandeur pour le 2<sup>ème</sup> freinage (figure II.16); et ce n’est que pour les freinages ultérieurs que le système refroidi présente tout son intérêt, comme on l’a vu précédemment. Cela justifie que l’on doit porter une attention particulière au comportement du frein FAPA lors d’un freinage isolé.

La figure II.17 (a) compare l’évolution de la température de surface du disque classique et FAPA durant le 1<sup>er</sup> freinage de la séquence. Il s’agit d’un freinage déclenché à 100 km.h<sup>-1</sup> et d’une puissance dissipée maximum de 828 kW. Chaque essieu est équipé de 2 freins à disque.

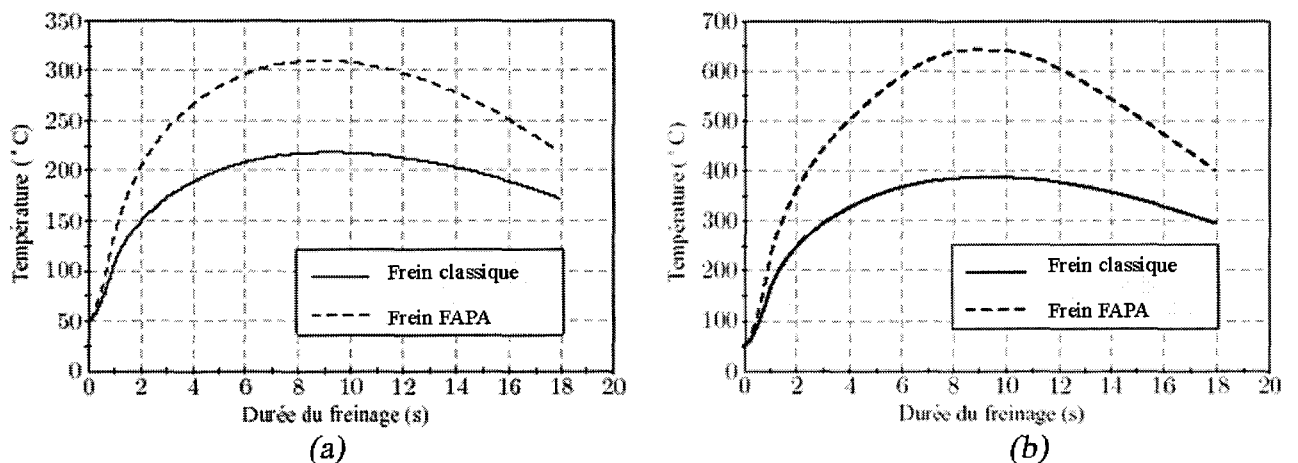
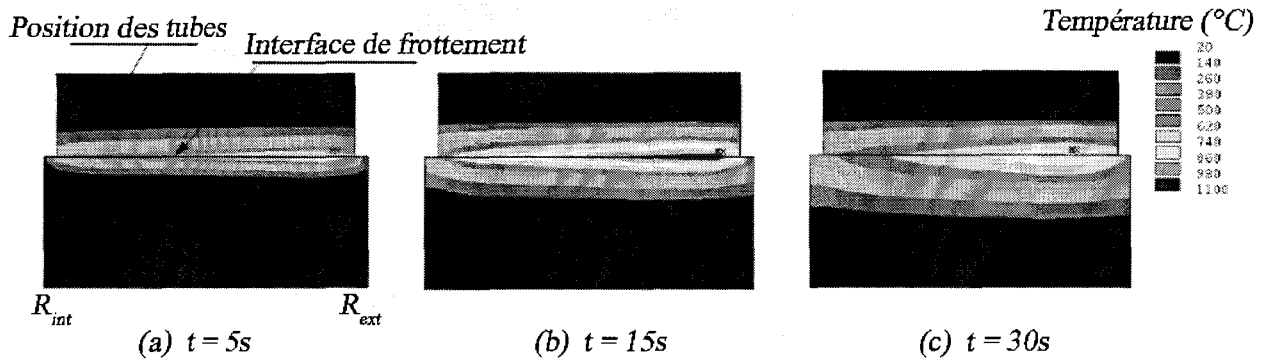


figure II.17 : Evolution de la température de surface des disques des freins classique et FAPA lors du premier freinage du parcours (puissance maximum dissipée 828 kW)  
 a) 2 freins par essieu      b) 1 frein par essieu [Cartigny, 2004]

On constate que pour un freinage isolé, en termes de température de surface, le frein classique est bien plus performant que le frein refroidi. Les températures au contact pour le frein FAPA atteignent 310°C, ce qui correspond déjà à un risque de dégradation de la matrice organique (paragraphe II.3.1.1). La figure II.17 (b) présente les mêmes évolutions de température mais en considérant cette fois un seul frein à disque par essieu. La température atteinte avec le frein refroidi est dans ce cas de l'ordre de 600°C ce qui excède largement la limite admissible par le matériau composite organique.

La figure II.18 présente, pour un seul équipement FAPA par essieu, l'évolution des températures suivant l'épaisseur à différents instants pendant un freinage isolé déclenché à 140 km.h<sup>-1</sup> et d'une puissance dissipée maximale de 940 kW.



*figure II.18 : Champs de température calculé dans l'épaisseur à différents instants d'un freinage avec un frein FAPA par essieu (puissance maximum dissipée 940 kW)*

On observe que l'échange fluide-paroi n'intervient pas encore dans les 30 premières secondes du freinage car la chaleur issue du contact n'est pas encore diffusée jusqu'aux tubes et reste stockée dans les premières couches du patin.

### c. Conclusion

Le comportement du système FAPA durant un freinage isolé s'explique :

- d'une part, par la réduction de surface et de masse de la partie absorbante, que représentent les patins dans la configuration inversée,
- d'autre part, par la durée de propagation du flux de l'interface de frottement jusqu'à la paroi des tubes de refroidissement. Ce n'est pas la capacité de refroidissement qui limite l'efficacité du système mais bien la vitesse de propagation du flux généré à l'interface vers les tubes.

Ainsi, si le couple de matériaux choisi pour le frein refroidi reste identique au couple utilisé pour le frein classique, le frein refroidi restera moins performant dans le cas d'un freinage d'urgence que le frein classique. Ceci compromet son utilisation pour des applications de plus haute énergie car le potentiel du frein refroidi ne serait alors pas exploité. En revanche, lors d'une succession de freinage relativement rapprochés (cas d'un parcours de type métro), le système FAPA révèle alors toute sa potentialité, puisque le phénomène de cumul de chaleur observé avec un disque classique ne se produit pas. Le paragraphe suivant concerne la recherche de matériaux pour la réalisation du patin refroidi et dont les propriétés thermiques sont plus performantes que celles de l'acier pour l'application FAPA. L'étude a été menée pour la configuration actuelle du MI2N avec 2 freins par essieu.

## II.6.3 Recherche de matériaux pour le patin refroidi

### II.6.3.1 Critères de choix des matériaux

Le facteur limitant du système refroidi est donc le délai de propagation du flux généré de l'interface de frottement jusqu'aux tubes de refroidissement. L'effusivité d'un matériau caractérise l'équilibre entre la pénétration de la chaleur dans une épaisseur de matériau et la chaleur évacuée de cette même épaisseur [Abdel-Aal, 2000]. Pour exploiter au mieux les possibilités du système refroidi, il est nécessaire d'une part, d'augmenter l'effusivité du patin afin d'accroître la part de flux reçue par le patin et d'autre part, d'augmenter sa diffusivité afin d'amener plus rapidement la chaleur jusqu'aux canaux de refroidissement. Une investigation a été menée pour trouver des matériaux offrant une diffusivité élevée associée à de bonnes propriétés mécaniques.

Rappelons que les critères d'acceptabilité que doit respecter tout nouveau couple de matériaux de friction sont nombreux :

- une bonne tenue tribologique, soit un coefficient de frottement élevé et stable,
- une conductivité et une capacité thermique élevées,
- une bonne tenue générale en température,
- une résistance à la rupture élevée et une bonne ductilité,
- une bonne tenue en fatigue thermique,
- une usure faible ainsi qu'une dégradation de surface limitée,
- et la non toxicité des particules d'usure.

### II.6.3.2 Matériaux pré-sélectionnées pour le patin refroidi

L'aluminium, le cuivre et le molybdène présentent à l'ambiante une conductivité et une diffusivité plus élevées que celles de l'acier (tableau II.9). Il est intéressant de noter que la conductivité thermique de l'aluminium n'évolue pratiquement pas avec la température. Cependant, sa résistance mécanique à chaud est insuffisante pour l'application envisagée, même sous forme d'alliage léger [Develay, 1992].

	Cuivre (Cu)	Aluminium (Al)	Molybdène (Mo)	Acier (28CrMoV5-08)
$\lambda$ W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	398	236	137	43,5
$a$ m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	1,14.10 <sup>-4</sup>	8,56.10 <sup>-5</sup>	5,34.10 <sup>-5</sup>	1,25.10 <sup>-5</sup>

*tableau II.9 : Comparaison des propriétés thermiques à 20°C du cuivre, de l'aluminium et du molybdène avec celles de l'acier*

Seuls, le cuivre et le molybdène sous forme d'alliages semblent convenir tant du point vue des propriétés thermiques que du comportement mécanique à chaud [Arnaud et al., 1985, Maratray, 1992]. Deux matériaux répondant aux critères recherchés ont été retenus, il s'agit du TZM et du Glidcop®.

#### a. Le TZM

Le TZM est le plus connu des alliages de molybdène, ses principales applications relèvent des domaines nucléaires et spatiaux [Shi et al., 1996, Scibetta et al., 2000]. Sa composition chimique est donnée dans le tableau II.10.

Mo	C	H	O	N	Ti	Zr
99,3	0,025	$5.10^{-4}$	0,025	$5.10^{-4}$	0,5	0,8

tableau II.10 : Composition chimique de l'alliage de TZM (en% de masse totale)

Le molybdène est un métal réfractaire, son point de fusion est de l'ordre de 2600°C. Le zirconium, le titane sont des éléments d'alliage parmi les plus efficaces pour augmenter la température de recristallisation du molybdène pur. La dispersion de fines particules de carbures s'oppose au grossissement des grains de molybdène à haute température, la résistance à la traction à l'ambiante comme en température est améliorée mais l'aptitude à la déformation à chaud diminue [Bourgés Monnier, 1998]. Les caractéristiques thermiques et mécaniques du TZM sont présentées dans le tableau II.11. Le TZM présente l'inconvénient d'un usinage difficile nécessitant un préchauffage des bruts (vers 200-250°C). Il provient de la société Plansee S.A.

Température (°C)	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\rho$ (kg.m <sup>-3</sup> )	$c_p$ (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$E$ (MPa)	$\alpha_{therm}$ (K <sup>-1</sup> )
20	125		240	$320.10^3$	$5,3 \cdot 10^{-6}$
500	115		250	$270.10^3$	$5,6 \cdot 10^{-6}$
1000	100	$10,22.10^3$	290	$240.10^3$	$6 \cdot 10^{-6}$
1500	87		330	$160.10^3$	$6,5 \cdot 10^{-6}$
2000	75		400	$40.10^3$	$7,2 \cdot 10^{-6}$

tableau II.11 : Principales caractéristiques thermiques et mécaniques de l'alliage de TZM [Korn, 1988]

### b. Le Glidcop®

Le Glidcop® Al-15, désignation commerciale du CuAl<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, est un alliage de cuivre renforcé de particules d'alumine. Sa composition chimique est donnée dans le tableau II.12.

Cu	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Fe	Pb	0
99,62	0,13-0,17	0,01	0,01	0,12-0,19

tableau II.12 : Composition chimique de l'alliage de Glidcop® (en% de masse totale)

Le cuivre possède une conductivité élevée mais sa résistance à la traction est faible ainsi que son seuil d'écoulement plastique à température élevée comme à l'ambiante. Le renforcement du cuivre par des particules d'oxydes stables permet de conserver ses propriétés thermiques tout en augmentant sa résistance. Cette technique est connue sous le nom de « dispersion strengthened copper » ou « DSC » [Upadhyaya et al., 1995].

Le Glidcop® conserve une conductivité thermique proche de celle du cuivre tout en ayant des propriétés mécaniques accrues et pratiquement constantes lors d'une élévation de température (tableau II.14). Obtenu par une technique d'oxydation interne, l'alumine est finement dispersée dans la matrice de cuivre, elle bloque le glissement des dislocations et des joints de grain et empêche ainsi la recristallisation, même aux températures proches de la température de fusion du métal. Le Glidcop® possède donc les avantages des cuivres dits faiblement alliés sans en avoir les inconvénients car il ne recristallise pas et conserve ses propriétés thermiques et mécaniques quasi constantes [SCM, 1994]. Il est produit par la société SCM metal production.



Température (°C)	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$\rho$ (kg.m <sup>-3</sup> )	$c_p$ (J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	$E$ (MPa)	$\alpha_{therm}$ (K <sup>-1</sup> )
20	365	8,9.10 <sup>3</sup>	391		16,6 10 <sup>-6</sup>
150	335	8,85.10 <sup>3</sup>	410		16,9 10 <sup>-6</sup>
250	320	8,77.10 <sup>3</sup>	420	130.10 <sup>3</sup>	17,8 10 <sup>-6</sup>
500	315	8,65.10 <sup>3</sup>	450		-
1000	-	-	500		21,2.10 <sup>-6</sup>

tableau II.13 : Principales caractéristiques thermiques et mécaniques de l'alliage de Glidcop® [Cartigny, 2004, Li et al., 2000]

### c. Synthèse des propriétés thermiques des matériaux pré-sélectionnés pour le patin refroidi

Les principales caractéristiques thermiques des trois métaux pré-sélectionnés sont pour le patin exposées par ordre croissant de conductivité (tableau II.14), le moins conducteur étant l'acier puis le TZM et enfin le Glidcop® (trois fois plus conducteur que l'acier).

Type de matériau	Acier	TZM	Glidcop®
$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	43,5	126	365
$\rho c_p$ (J.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> )	3,5.10 <sup>6</sup>	2,3.10 <sup>6</sup>	3,5.10 <sup>6</sup>
$\xi$ (J.m <sup>-2</sup> .s <sup>-1/2</sup> .K <sup>-1</sup> )	1,2.10 <sup>4</sup>	1,7.10 <sup>4</sup>	3,6.10 <sup>4</sup>
$a$ (m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> )	1,25.10 <sup>-5</sup>	5,49.10 <sup>-5</sup>	1,03.10 <sup>-4</sup>

tableau II.14 : Caractéristiques thermiques à 20°C des 3 matériaux envisagés

Si l'on compare les propriétés des différents matériaux on peut remarquer que certaines d'entre elles sont proches. Ainsi on peut noter que l'effusivité ( $\xi$ ) de l'acier est proche de celle du TZM alors que le Glidcop® est, comparativement, trois fois plus effusif. De même, la capacité thermique ( $\rho c_p$ ) de l'acier et du Glidcop® sont similaires alors que la capacité thermique du TZM est inférieure. En revanche, les trois métaux possèdent une diffusivité ( $a$ ) différente : le TZM est quatre fois plus diffusif que l'acier, et le Glidcop® près de deux fois plus diffusif que le TZM.

### II.6.4 Comparaison du comportement thermique du frein FAPA mettant en œuvre les matériaux pré-sélectionnés lors d'un freinage isolé

La figure II.19 présente, pour un freinage isolé déclenché à 100 km.h<sup>-1</sup>, les évolutions des températures de surface et des températures de paroi des canaux à 15 mm sous la surface du patin obtenues par le modèle de calcul proposé (paragraphe II.6.1). La chaleur issue du frottement se diffuse dès les premiers instants du freinage vers les canaux pour y être évacuée lorsque le patin est en Glidcop® ou en TZM. La chaleur ne reste pas stockée à la surface mais se diffuse rapidement, permettant ainsi la diminution de la température de la surface de frottement comparativement à celle calculée lorsque le patin est en acier (figure II.19 a). En revanche cette diffusion rapide de température entraîne une augmentation de la température de la paroi des canaux (figure II.19 b).

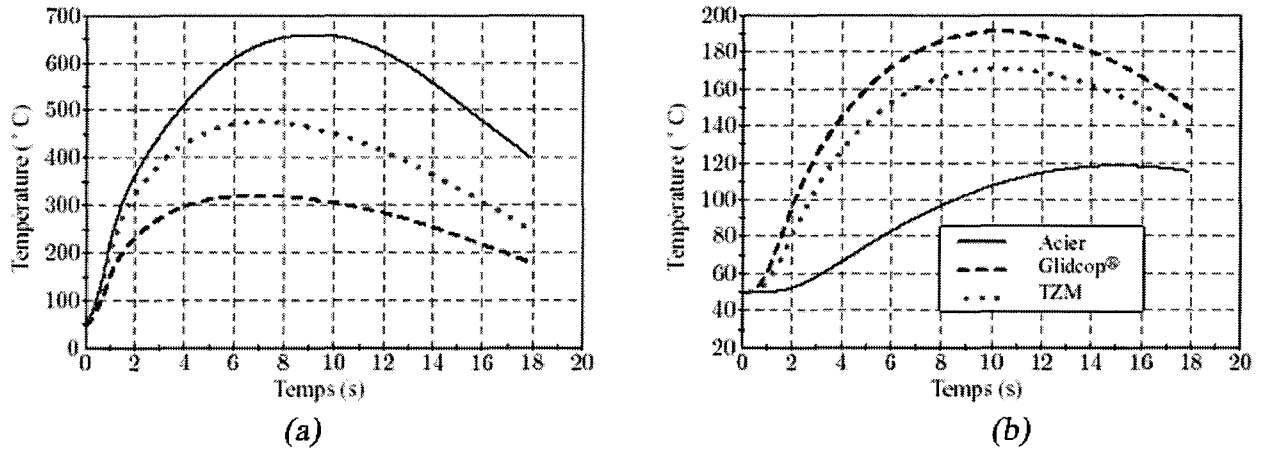


figure II.19 : Influence de la nature du matériau sur les températures de surface (a) et de paroi des canaux (b) lors d'un freinage (puissance dissipée 828 kW) [Cartigny, 2004]

Comparé à l'acier, le Glidcop® conduit à des résultats attendus extrêmement intéressants. La réduction du gradient de température dans l'épaisseur du patin est spectaculaire : quelques 130°C comparés à 540°C pour l'acier, la température de surface ne dépassant pas 320°C (au lieu de 660°C) et la température de paroi aux canaux atteignant 190°C (au lieu de 120°C). Compte tenu de ses valeurs d'effusivité et de diffusivité, le TZM conduit logiquement à des résultats intermédiaires.

En conclusion, l'emploi de matériaux plus diffusifs et effusifs que l'acier permettrait au système de refroidissement de jouer pleinement son rôle en termes d'évacuation de chaleur durant un freinage isolé et pas seulement pour une succession de freinages rapprochés. En termes d'efficacité du système, le Glidcop® semble supérieur au TZM. Il nous appartient dans la suite de tester ces nouveaux matériaux en freinage, aucun d'entre eux n'ayant, à notre connaissance, déjà été utilisé dans ce type d'application.

## II.7 Conclusion

En conclusion, ce chapitre a permis de définir le cadre expérimental des études tribologiques sur les matériaux du programme FAPA. Une première partie du chapitre a concerné la présentation du tribomètre de freinage du laboratoire, utilisé pour les essais, tandis que la seconde partie a relaté la sélection des matériaux. Dans cette étape préliminaire du programme FAPA, les matériaux de disque et de garniture ont été sélectionnés par deux études distinctes. Une étude tribologique a permis de prendre en compte les conditions sévères d'utilisation du matériau composite à matrice organique tandis que le choix du matériau métallique a reposé sur une étude de thermique transitoire avec prise en compte du refroidissement du patin.

Parmi les 4 matériaux composites à matrice organique présélectionnés par le fabricant, seul le matériau 6088 a été retenu. Il s'agit d'un matériau composite à matrice phénolique, déjà homologué par la SNCF, qui connaît quelques applications commerciales en freinage ferroviaire. Concernant le matériau métallique, deux matériaux ont été retenus, essentiellement pour leur diffusivité et leur effusivité élevées : il s'agit du TZM, alliage de molybdène, et du Glidcop®, alliage de cuivre renforcé par des particules d'alumine. Ces matériaux n'ayant pas d'application en freinage, leur comportement tribologique avec le matériau 6088 est inconnu. Ainsi, en plus de ces 2 matériaux, l'acier C45 a été conservé en référence aux matériaux habituellement utilisés en freinage.

## Chapitre III

# Développement et validation des essais de performances sur le tribomètre

Ce chapitre, organisé en deux parties, décrit les choix expérimentaux qui ont été effectués lors des essais sur le tribomètre de freinage, compte tenu des conditions particulièrement sévères du programme FAPA. Ces choix concernent principalement l'aspect thermique des essais, aspect fondamental du programme FAPA.

Dans la première partie, après une discussion sur la difficulté de reproduire à l'échelle réduite la sollicitation thermique de freinage de l'échelle 1, une étude de la représentativité thermique des essais conduit à la définition de règles de changement d'échelle plus fines que les règles de similitude présentées au chapitre II. Les géométries du patin et du disque couronne adoptées pour les essais de performance sont présentées, ainsi que les résultats d'une campagne de validation des conditions expérimentales en configuration standard.

La seconde partie traite de la mise en place des essais en configuration inverse, les difficultés rencontrées, les solutions retenues. Les résultats des essais de performances en configuration inverse pour le couple « acier C45/composite 6088 » sont comparés aux résultats obtenus en configuration classique.

Le chapitre se termine par la présentation des conditions de freinage d'arrêt d'urgence retenues pour la suite de l'étude.

### III.1 Choix des conditions d'essais à partir du facteur de changement d'échelle

La figure III.1 représente la géométrie disque/garniture à l'échelle 1 et à échelle réduite, le pion cylindrique à section circulaire étant une géométrie simple habituellement utilisée en tribologie pour des essais pion-disque [Zambelli, 1998]. Le choix de la géométrie ainsi que des paramètres d'essais à l'échelle réduite peut être effectué à partir du facteur de changement d'échelle  $k$  défini dans le chapitre précédent.

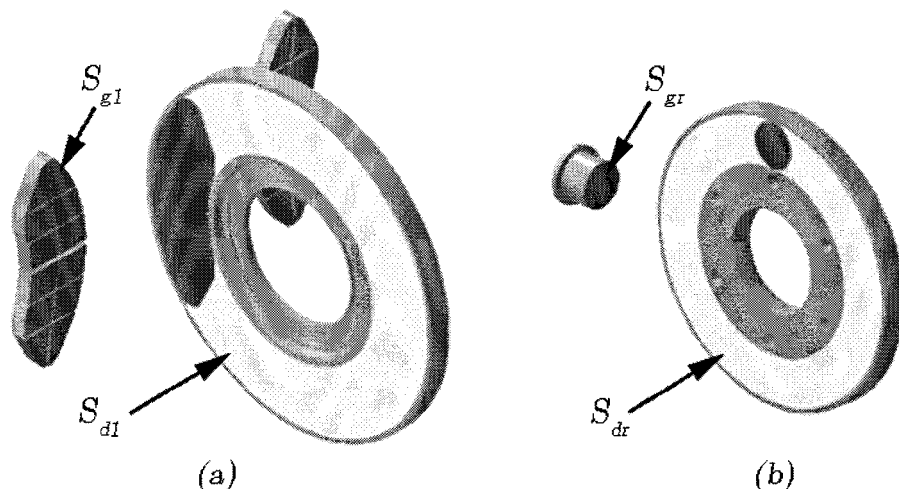


figure III.1 : Géométrie de contact à l'échelle 1 (a) et à l'échelle réduite (b)

Afin d'atteindre une pression apparente de contact de 8 bars sur le tribomètre, le rayon du pion, de section circulaire, est fixé compte tenu de l'effort disponible à  $r_g = 1,7$  cm, soit une surface de garniture  $S_{gr} \approx 9$  cm<sup>2</sup>. La surface de garniture à l'échelle 1 étant de 400 cm<sup>2</sup>, le facteur de changement d'échelle  $k$  est ainsi de :

$$k = \frac{S_{g1}}{S_{gr}} \approx 45$$

La surface frottée du disque à l'échelle 1 est de 2000 cm<sup>2</sup>, ce qui détermine la surface frottée du disque sur le tribomètre :

$$S_{dr} = \frac{S_{d1}}{k} \approx 45 \text{ cm}^2$$

On en déduit ensuite le rayon moyen de frottement :

$$(R_{moy})_r = \frac{S_{dr}}{4 \cdot \pi \cdot r_g} \approx 1,8 \text{ cm} \quad (\text{Eq. III-1})$$

La conservation de la vitesse de glissement permet d'écrire :

$$\omega_r = \left(\frac{30}{\pi}\right) \cdot \frac{\left(V_{train} \cdot \frac{R_{moy}}{R_{roue}}\right)_1}{(R_{moy})_r} \approx 11700 \text{ tr. min}^{-1} \quad (\text{Eq. III-2})$$

Enfin, le facteur d'échelle permet de déterminer la valeur de l'inertie à utiliser sur le tribomètre :

$$k = \frac{Q_1}{Q_r} = \frac{(0,5 \cdot M \cdot V_{train}^2)_1}{(0,5 \cdot I \cdot \omega^2)_r} \Rightarrow I_r = \frac{(M \cdot V_{train}^2)_1}{k \cdot \omega_r^2} \approx 0,09 \text{ kg.m}^2 \quad (\text{Eq. III-3})$$

Le respect strict du facteur de changement d'échelle ainsi que d'une section circulaire du pion conduit à des conditions d'essais qui ne sont pas réalistes, ni expérimentalement intéressantes :

- la valeur très élevée de la fréquence de rotation du disque est très difficile à mettre en œuvre technologiquement. D'un point de vue dynamique, cette fréquence de rotation n'est absolument pas comparable avec les excitations de l'échelle 1 (~200 Hz au lieu de 15 Hz) ;
- la valeur importante du rayon du pion par rapport au rayon moyen de frottement (figure III.2) conduit à une vitesse de glissement qui varie de 0 à 2 fois la valeur moyenne choisie pour l'essai.
- d'un point de vue thermique, la répartition de flux au contact sera fortement non homogène, avec des valeurs quasiment nulles sur le diamètre intérieur et très élevées sur le diamètre extérieur. Ceci conduit donc à une distribution des températures de contact fortement hétérogène sur la surface frottante.

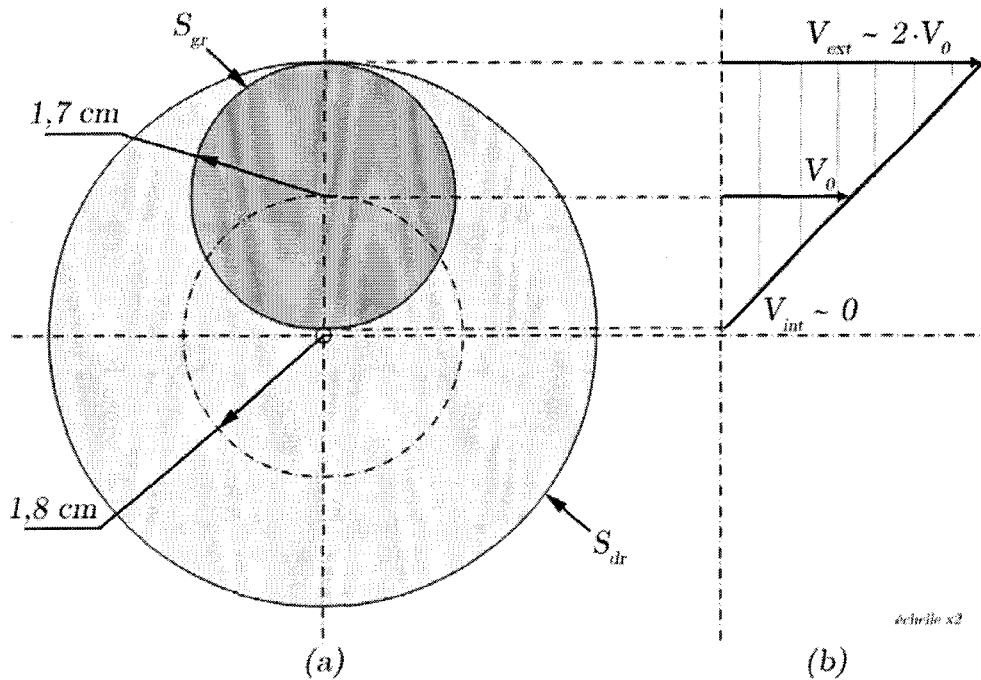


figure III.2 : Géométrie de contact (a) et différence de vitesse associée (b) à l'échelle réduite

Les objectifs fixés au paragraphe II.1, en particulier « assurer initialement des conditions locales de contact les plus uniformes possibles » sont donc loin d'être atteints. Il est donc nécessaire de choisir de manière plus fine les conditions d'essais. Compte tenu de la prédominance des aspects thermiques dans le contexte FAPA, l'approche développée repose sur la représentativité thermique des essais par rapport à l'échelle 1.

## III.2 Représentativité thermique des essais à l'échelle réduite

### III.2.1 Modélisation de la thermique de contact

Les premiers modèles thermiques décrivant un contact frottant datent du milieu du XX<sup>ème</sup> siècle. Ces études postulaient l'égalité et la continuité des températures des deux surfaces en contact, ainsi que la conservation du flux. On peut citer les travaux de Carslaw et Jaeger sur le flux de chaleur dans un cylindre infini [Carslaw et al., 1959]. Basé sur cette approche, Bowden et Tabor ont exprimé la température dans un pion infiniment long chauffé à une extrémité. Leur modèle prend en compte les pertes par convection en considérant que le milieu ambiant circule à la vitesse du disque en rotation [Bowden et al., 1950].

Si aujourd'hui l'apport d'études avec des moyens modernes de mesures fines et/ou à l'échelle microscopique a certes invalidé le réalisme de certaines hypothèses formulées, ainsi celle du contact parfait, par l'introduction des résistances thermiques de contact [Laraqui, 1996], ces premiers travaux font toujours référence [Arvind-Singh et al., 2002]. Bon nombre de modèles analytiques macroscopiques utilisés pour estimer la température de surface et le coefficient de partage de flux généré entre les solides en contact restent basés sur cette théorie dite « théorie des sources mobiles », les auteurs établissant, selon leur modèle physique, des expressions qui permettent d'exprimer le coefficient de partage en fonction des caractéristiques thermophysiques des matériaux mis en jeu.

C'est le cas du modèle de Newcomb [Newcomb, 1959], mais également de celui de Limpert [Limpert, 1992] qui sont parmi les plus connus et les plus utilisés pour évaluer les températures de surface et de masse d'un frein à disque. Il est à préciser que ces modèles permettent une bonne description en moyenne des températures observées lors de freinages, qu'elles soient de surface ou de masse puisque n'introduisant pas les phénomènes mécaniques, thermiques et thermomécaniques localisés et transitoires inhérents au freinage.

Il existe d'autres modèles analytiques permettant d'estimer ces températures lors du freinage [Yevtushenko et al., 1999], [Pyryev et al., 2000]. On peut citer également d'autres méthodes, les approches basées sur le couplage, soit de mesures expérimentales et modèle analytique [Arvind-Singh et al., 2002], soit de mesures expérimentales et méthode numérique comme le présente Raynaud dans le problème inverse de conduction de la chaleur [Raynaud, 1997], celles basées sur des modélisations numériques du contact [Morgan et al., 1972, El Abdi et al., 1999, Dufrénoy, 2003]. Récemment, Majcherczak a proposé une modélisation du frottement avec introduction d'un corps intermédiaire [Majcherczak, 2003].

Comme on peut le constater, les approches sont nombreuses avec une prise en compte plus ou moins complète des phénomènes physiques intervenant lors d'un freinage. Le propos est ici d'introduire un moyen simple, efficace, nous permettant de choisir les conditions d'essais à l'échelle réduite.

### III.2.2 Modèle de Newcomb

#### a. Hypothèses

Les freinages d'arrêt, dans le domaine ferroviaire, sont des freinages relativement courts, à décélération constante, déclenchés à des vitesses de glissement initiales de plusieurs dizaines de  $m.s^{-1}$ . Dans ces conditions, l'hypothèse de l'égalité des températures de surface sur le disque et la garniture est admise [Denape et al., 2000] et les pertes par convection et rayonnement peuvent être négligées devant les autres flux de chaleur pendant la phase de freinage.

Par ailleurs, on considère aussi que toute la puissance mécanique est transformée en flux de chaleur dans le contact. Ce flux est donné par la relation :

$$\phi(t) = \mu \cdot P \cdot S_g \cdot V_o \cdot \left(1 - \frac{t}{T_f}\right) \quad (\text{Eq. III-4})$$

où la variable  $t$  représente le temps ( $t \in [0, T_f]$ ),

#### b. Partage de flux

Le flux de chaleur se partage en deux flux, l'un  $\phi_d(t)$  dissipé dans le disque et l'autre  $\phi_g(t)$  dissipé dans la garniture :

$$\phi_d(t) = \alpha \cdot \phi(t) \quad \text{et} \quad \phi_g(t) = (1 - \alpha) \cdot \phi(t) \quad (\text{Eq. III-5})$$

où  $\alpha$  est le coefficient de partage du flux :

$$\alpha = \frac{S_d \cdot \xi_d}{S_g \cdot \xi_g + S_d \cdot \xi_d} \quad (\text{Eq. III-6})$$

Il est alors possible d'introduire les densités de flux  $\phi_d(t)$  dissipé dans le disque et  $\phi_g(t)$  dissipé dans la garniture, par les expressions :

$$\phi_d(t) = \frac{\phi_d(t)}{S_d} \quad \text{et} \quad \phi_g(t) = \frac{\phi_g(t)}{S_g} \quad (\text{Eq. III-7})$$

Les caractéristiques d'un freinage d'arrêt ferroviaire et les hypothèses retenues permettent ainsi d'estimer l'élévation de température de contact pendant le freinage à partir du modèle thermique de Newcomb.

### c. Expression analytique du modèle de Newcomb

Différentes études récentes [Dufrenoy, 1995, Heunet, 2001, Majcherczak et al., 2005] ont montré l'efficacité du modèle de Newcomb dans l'évaluation de la température de surface lors d'un freinage d'arrêt. Ce modèle repose sur l'hypothèse d'un écoulement unidimensionnel de la chaleur dans la direction normale à la surface de frottement dans un disque pincé par deux garnitures. Il considère également qu'il n'y a aucun flux circonférentiel. Il s'appuie aussi sur l'hypothèse du contact parfait et fait intervenir des transferts de chaleur de nature uniquement conductifs [Newcomb, 1959]. En considérant  $\mu$  constant, le flux de chaleur généré par le frottement est linéairement décroissant avec le temps :

$$\phi(t) = \phi_0 \cdot \left(1 - \frac{t}{T_f}\right) \quad (\text{Eq. III-8})$$

où  $\phi_0$  est le flux de chaleur générée à l'instant  $t = 0$ .

Nous utilisons la forme simplifiée de ce modèle, proposée par Newcomb et Spurr, qui donne la variation de température de surface en fonction du temps de freinage [Newcomb et al., 1967] :

$$\Delta\theta(t) = \frac{2}{\sqrt{\pi} \cdot \xi_d} \cdot \phi_d(0) \cdot \sqrt{t} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot t}{3 \cdot T_f}\right) \quad (\text{Eq. III-9})$$

Cette forme simplifiée est utilisable pour un temps de freinage court et en considérant le disque comme un massif semi-infini. En pratique, cela signifie que le flux de chaleur n'atteint pas la demi épaisseur du disque, ce qui revient à satisfaire la condition suivante [Day, 1990] :

$$\frac{e}{2 \cdot \sqrt{a_d \cdot T_f}} \leq 1,21 \quad (\text{Eq. III-10})$$

L'expression (Eq. III-9) peut s'écrire sous la forme :

$$\Delta\theta(\tau) = \frac{2}{\sqrt{\pi} \cdot \xi_d} \cdot \phi_d(0) \cdot \sqrt{T_f} \cdot \left(1 - \frac{2}{3} \cdot \tau\right) \cdot \sqrt{\tau} \quad (\text{Eq. III-11})$$

où  $\tau$  est une variable adimensionnelle qui varie de 0 (début de freinage) à 1 (fin du freinage) :

$$\tau = \frac{t}{T_f}$$

### III.2.3 Définition des règles de changement d'échelle

#### a. Facteurs géométriques de changement d'échelle

La formule (Eq. III-11) montre que la température de surface est dépendante de l'effusivité des matériaux, de la densité de flux dissipé sur la surface frottée et de la durée du freinage. Les principales grandeurs qui pilotent la sollicitation thermique du contact pendant un freinage sont donc la densité de flux dissipé et la densité d'énergie dissipée dans le disque.

Afin de comparer les sollicitations thermiques aux deux échelles, on définit :

- $k$ , le facteur d'échelle en surface frottante :

$$k = \frac{(S_g)_1}{(S_g)_r} \quad (\text{Eq. III-12})$$

- $n \cdot k$ , le facteur d'échelle en surface frottée :

$$n \cdot k = \frac{(S_d)_1}{(S_d)_r} \quad (\text{Eq. III-13})$$

$n$  est ainsi un scalaire qui caractérise le ratio des rapports « surface frottée  $S_d$ /surface frottante  $S_g$  » aux deux échelles :

$$n = \left[ \frac{S_d}{S_g} \right]_1 / \left[ \frac{S_d}{S_g} \right]_r \quad (\text{Eq. III-14})$$

- si  $n=1$ , le rapport entre les surfaces frottées et les surfaces frottantes est respecté entre les deux échelles ;
- si  $n < 1$ , la surface frottée à l'échelle réduite est trop grande devant la surface frottante comparativement à l'échelle 1.

L'introduction de ces facteurs permet d'exprimer à partir de la formule (Eq. III-6) les coefficients de partage de flux aux deux échelles par les relations :

$$\alpha_r = \frac{1}{1+A} \quad \text{et} \quad \alpha_1 = \frac{n}{n+A} \quad \text{avec} \quad A = \frac{S_{gr} \cdot \xi_g}{S_{dr} \cdot \xi_d} \quad (\text{Eq. III-15})$$

Les rapports des densités de flux dissipés dans le disque et dans la garniture à l'échelle réduite et à l'échelle 1 se réduisent dès lors aux relations :

$$\left( \frac{\varphi_g}{\varphi_d} \right)_r = \frac{\xi_g}{\xi_d} \quad \text{et} \quad \left( \frac{\varphi_g}{\varphi_d} \right)_1 = \frac{\xi_g}{\xi_d} \quad (\text{Eq. III-16})$$

Les relations (Eq. III-15) montrent que si les facteurs d'échelle en surface frottante et en surface frottée ne sont pas égaux (c'est-à-dire si  $n \neq 1$ ), les coefficients de partage de flux  $\alpha_r$  et  $\alpha_1$  sont différents aux deux échelles, et donc que la répartition des flux thermiques dissipés dans le disque et la garniture est différente. En revanche, les relations (Eq. III-16) montrent que ce n'est pas le cas des rapports des densités de flux dissipé dans le disque et la garniture, puisqu'ils ne dépendent que du rapport des effusivités des matériaux. On établit aisément les mêmes conclusions en termes d'énergies dissipées et de densités d'énergie dissipée dans le disque et la garniture en contact.



Ainsi, quelle que soit la taille des surfaces frottée et frottante, le partage des densités de flux et d'énergie est identique aux deux échelles. Une surface frottée du disque  $S_{dr}$  trop grande par rapport à  $S_{dl}$  ( $n < 1$ ) est compensée par un partage de flux  $\alpha_r$  plus grand que  $\alpha_l$ . Il existe donc une quantité d'énergie à dissiper à l'échelle réduite  $Q_r$  qui conduit à une sollicitation thermique similaire du contact aux deux échelles au sens du modèle de Newcomb. Cette relation va nous permettre de définir les paramètres expérimentaux.

### b. Facteurs énergétiques de changement d'échelle

En considérant  $\mu$  constant, les densités de flux dissipé  $\varphi_d(\tau)$  dans le disque et  $\varphi_g(\tau)$  dans la garniture sont définies par :

$$\varphi_d(\tau) = \frac{2 \cdot \alpha \cdot Q}{S_d \cdot T_f} \cdot (1 - \tau) \quad \text{et} \quad \varphi_g(\tau) = \frac{2 \cdot (1 - \alpha) \cdot Q}{S_g \cdot T_f} \cdot (1 - \tau) \quad (\text{Eq. III-17})$$

avec  $Q$  l'énergie dissipée pendant le freinage :

$$Q = \frac{1}{2} \cdot (\mu \cdot P \cdot S_g \cdot V_0 \cdot T_f) \quad (\text{Eq. III-18})$$

Si on définit par  $m \cdot k$  le facteur d'échelle en énergie dissipée :

$$Q_l = m \cdot k \cdot Q_r \quad (\text{Eq. III-19})$$

Les densités de flux dissipé aux deux échelles sont alors reliées par :

$$(\varphi_d(\tau))_l = \frac{m \cdot (1 + A) \cdot (T_f)_r}{(n + A) \cdot (T_f)_l} \cdot (\varphi_d(\tau))_r \quad \text{et} \quad (\varphi_g(\tau))_l = \frac{m \cdot (1 + A) \cdot (T_f)_r}{(n + A) \cdot (T_f)_l} \cdot (\varphi_g(\tau))_r \quad (\text{Eq. III-20})$$

En choisissant  $m = \left( \frac{n + A}{1 + A} \right) \cdot \frac{(T_f)_l}{(T_f)_r}$ , il est alors possible de respecter les densités de flux dissipé entre les deux échelles.

Ceci nous amène à définir un facteur d'échelle en énergie  $k_\varphi$  qui permet de travailler à densités de flux dissipé dans le disque et dans la garniture identiques aux deux échelles :

$$k_\varphi = \left( \frac{n + A}{1 + A} \right) \cdot \frac{(T_f)_l}{(T_f)_r} \cdot k \quad (\text{Eq. III-21})$$

De même, il est également possible de définir les facteurs d'échelle en énergie  $k_q$  et  $k_\theta$  qui donnent respectivement les mêmes densités d'énergie dissipée à travers la surface frottée et frottante et la même température de surface au sens de Newcomb entre les deux échelles :

$$k_q = \left( \frac{n + A}{1 + A} \right) \cdot k \quad \text{et} \quad k_\theta = \left( \frac{n + A}{1 + A} \right) \cdot \sqrt{\frac{(T_f)_l}{(T_f)_r}} \cdot k \quad (\text{Eq. III-22})$$

Ainsi, comme les formules (Eq. III-21) et (Eq. III-22) le montrent, le respect de la durée de freinage entre les deux échelles conduit à l'égalité de ces trois facteurs d'échelle. La sollicitation thermique du contact à l'échelle réduite est alors celle de l'échelle 1. On peut généraliser l'approche dans le cas où la durée de freinage n'est pas respectée, le facteur d'échelle  $k_\theta$  est alors encadré par les valeurs  $k_\varphi$  et  $k_q$ . Pour atteindre la même température de surface dans le cas d'une durée du freinage à l'échelle réduite plus longue que celle à l'échelle 1, les densités de flux devront être plus faibles et les densités d'énergie plus fortes à l'échelle réduite qu'à l'échelle 1 ; et inversement pour une durée de freinage plus courte à l'échelle réduite qu'à l'échelle 1.

### III.2.4 Choix des paramètres expérimentaux

Le facteur de changement d'échelle en énergie amenant le respect d'une température de surface identique aux deux échelles ( $k_\theta$ , (Eq. III-22)) permet de définir les conditions expérimentales comme fonction des paramètres de freinage à l'échelle 1 et de la géométrie adoptée à l'échelle réduite :

$$k_\theta = \frac{Q_1}{Q_r} \Rightarrow \left( \frac{n + A}{1 + A} \right) \sqrt{\frac{(T_f)_1}{(T_f)_r}} \cdot k = \frac{(\mu \cdot P \cdot S_g \cdot V_o \cdot T_f)_1}{(\mu \cdot P \cdot S_g \cdot V_o \cdot T_f)_r}$$

Soit, en supposant que l'on obtienne les mêmes  $\mu$  aux deux échelles :

$$\left( P \cdot V_o \cdot \sqrt{T_f} \right)_r = \frac{(1 + A)}{(n + A)} \cdot \left( P \cdot V_o \cdot \sqrt{T_f} \right)_1 \quad (\text{Eq. III-23})$$

Cette relation (Eq. III-23) montre que, pour une géométrie d'essai donnée, un même niveau de température de surface peut être obtenu aux deux échelles par tout un choix de triplets  $(P, V_o, T_f)_r$  pour mener les essais [Roussette et al., 2003].

A titre d'exemple, pour un freinage à une vitesse initiale de 22 m.s<sup>-1</sup> (correspondant à une vitesse simulée de 140 km.h<sup>-1</sup>) et une pression apparente de contact de 0,8 MPa, les coordonnées de chacun des points situés sur la surface de la figure III.3, correspondent à un triplet  $(P, V_o, T_f)$  de paramètres d'essais à échelle réduite permettant d'obtenir une température identique à celle obtenue à l'échelle 1 (ici dans un cas où  $n < 1$ ). Le point *A*, situé sous la surface, respecte le triplet  $(P, V_o, T_f)$  de l'échelle 1 et conduit à une élévation de la température de surface plus faible qu'à l'échelle 1. Les points *B*, *C*, *D* et *E*, qui sont sur la surface, conduisent à un même  $\Delta\theta$  ; ils présentent un compromis sur le triplet  $(P, V_o, T_f)$  de l'échelle 1 :

- le point *B* est un compromis sur la durée du freinage  $T_f$  (durée de freinage  $(T_f)_r$  plus longue) permettant de respecter  $P$  et  $V_o$  ;
- les points *C* et *D* sont des compromis sur, respectivement, la vitesse de glissement initiale  $V_o$  et la pression apparente de contact  $P$  permettant de respecter les deux autres paramètres initiaux ;
- le point *E* qui est un compromis sur les 3 paramètres  $P$ ,  $V_o$  et  $T_f$ .

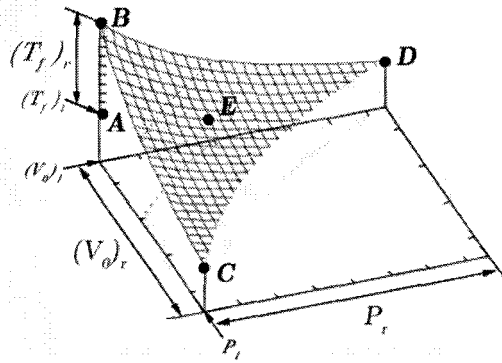


figure III.3 : Surface iso-température à échelle réduite dans le diagramme  $(P, V_o, T_f)$

Les courbes de la figure III.4 donnent l'évolution des rapports des densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque à l'échelle réduite par rapport au disque à l'échelle 1 en fonction du rapport entre la durée du freinage à l'échelle réduite et celle à l'échelle 1. Ainsi, pour atteindre une même température de surface pendant un freinage à échelle réduite, une durée de freinage plus courte conduit à des densités de flux plus fortes et des densités d'énergie plus faibles qu'à l'échelle 1, alors qu'une durée de freinage plus longue conduit à des densités de flux plus faibles et des densités d'énergie plus fortes qu'à l'échelle 1. Lorsque la durée du freinage est respectée, les densités de flux et d'énergie le sont aussi.

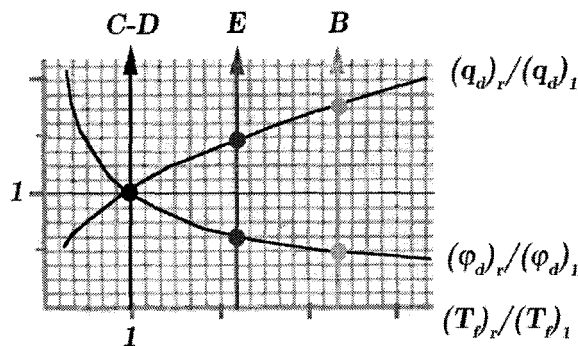


figure III.4 : Courbes des rapports des densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque à l'échelle réduite par rapport à celle à l'échelle 1 en fonction du rapport  $(T_f)_r / (T_f)_1$

Ainsi, la représentativité thermique des essais à échelle réduite repose donc sur le choix raisonné des 3 paramètres d'essais  $(P, V_o, T_f)$  et des compromis qui lui sont associés.

### III.3 Géométrie adoptée pour les essais de performance

Une géométrie de contact permettant une meilleure maîtrise des densités de flux dissipés lors du freinage a été adoptée suite à la nouvelle approche développée ci-dessus pour réaliser des essais tribologiques que l'on qualifiera de représentatifs des sollicitations thermiques de surface sévères. Le travail a essentiellement porté sur la forme du patin.

#### III.3.1 Présentation de la géométrie adoptée : le patin-secteur

La géométrie du patin-secteur présentée figure III.5 a été définie à partir du raisonnement développé dans le paragraphe précédent. Par rapport à la géométrie traditionnelle d'un patin cylindrique, la forme adoptée de patin secteur permet, à surface frottante  $S_{gr}$  identique, de réduire la surface balayée sur le disque  $S_{dr}$ .

Cette géométrie, en secteur angulaire de  $36^\circ$  avec  $R_{ext} = 95$  mm et  $R_{int} = 77$  mm, offre en effet la possibilité de réduire le rayon de frottement moyen à la valeur minimale sur le tribomètre avec cette géométrie, soit  $R_{moy} = 86$  mm, et de réduire le rapport entre le rayon extérieur et le rayon intérieur du patin. En conséquence, la surface balayée sur le disque est fortement réduite.

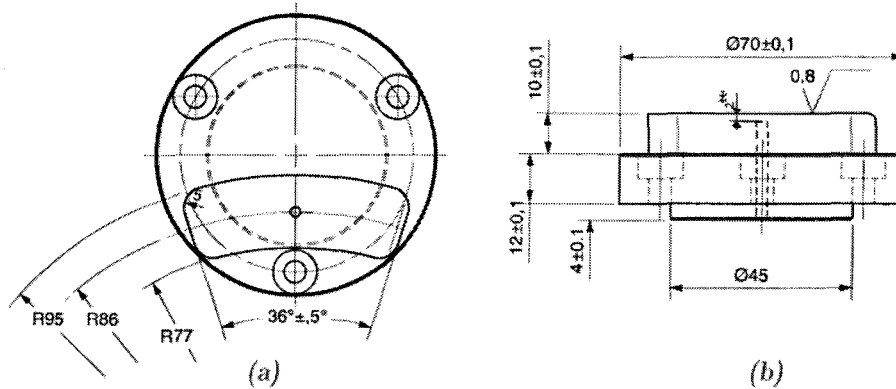


figure III.5 : Géométrie du patin secteur utilisé pour les essais à l'échelle réduite

On montre, à titre d'exemple, dans le tableau ci-dessous que cette géométrie « patin-secteur » permet, par rapport à un pion circulaire, de réduire d'un facteur 2 le rapport  $(S_d/S_g)_r$ , à surface frottante identique  $(S_g)_r$ , et donc d'autant le facteur  $n$  (Eq. III-14).

	$(S_g)_r$ (mm <sup>2</sup> )	$(S_d/S_g)_r$	$(L_g)_r$ (mm)	$n$
Secteur	973	10	18	0,5
Circulaire	1000	21	36	0,24

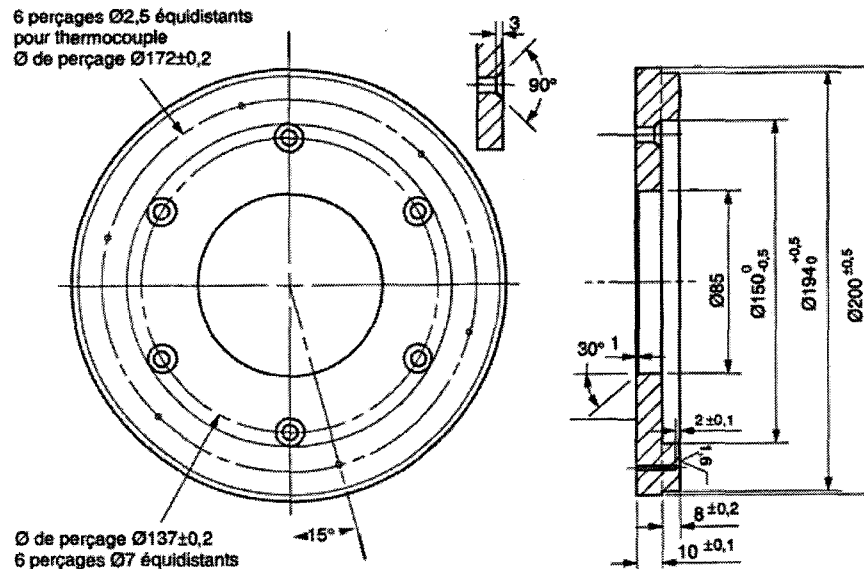
tableau III.1: Comparaison entre géométrie « patin-secteur » et géométrie « circulaire » à l'échelle réduite.

La largeur de contact,  $L_g$ , est divisée par 2 par rapport à un pion cylindrique de surface frottante  $S_g$  équivalente. Ceci permet de réduire la différence de vitesse radiale du bord intérieur au bord extérieur du contact, et, par voie de conséquence le différence de température à la surface du patin afin d'uniformiser le plus possible les conditions de contact.

### III.3.2 Présentation du disque : le disque-couronne

La géométrie du disque à l'échelle réduite découle naturellement de la géométrie du patin-secteur ; elle est présentée figure III.6. Le disque utilisé pour les essais est monobloc. Une couronne, usinée dans la masse du disque sur une épaisseur de 8 mm, porte la piste de frottement. La largeur de la piste de frottement est supérieure de 4 mm à celle du patin-secteur afin de conserver 2 mm de bords libres à l'intérieur et à l'extérieur du contact.

Cette géométrie permet de réduire la conduction radiale dans le disque au voisinage de la surface de génération du flux de chaleur et ainsi de mieux répondre aux conditions rencontrées sur un système frein à disque à l'échelle 1 et aux hypothèses du modèle de Newcomb (flux de chaleur unidirectionnel et normal à la surface de frottement ; solides en contact considérés comme des massifs semi-infinis). Comme on le verra plus tard la couronne métallique constituant la piste de frottement sera remplacée en configuration inverse par une couronne de matériau de friction d'épaisseur identique et collée directement sur le disque métallique assurant la fixation sur la broche du tribomètre.



*figure III.6 : Géométrie du disque-couronne utilisé pour les essais à l'échelle réduite*

Cette géométrie de contact « patin-secteur » et « disque-couronne » permet d'améliorer la maîtrise des densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque et dans la garniture par rapport à l'échelle 1. Elle conduit à un écart de vitesse de glissement faible au travers de la largeur de contact. Enfin, elle permet de diminuer la fréquence de sollicitation du contact (ici ramenée à 3 fois celle de l'échelle 1).

### III.4 Campagne de validation de la représentativité thermique des essais et de la géométrie de contact adoptée à l'échelle réduite

Dans l'objectif de valider l'approche originale développée ci-dessus, une campagne expérimentale a été réalisée sur le tribomètre de freinage. Comme nous l'avons vu, la représentativité thermique des essais à échelle réduite passe par un compromis, adopté par l'expérimentateur, sur le choix de la pression  $P$ , de la vitesse initiale de glissement  $V_0$  et de la durée du freinage  $T_f$ , en respectant la formule (Eq. III-23) du paragraphe III.2.4.

#### III.4.1 Eprouvettes d'essais

Dans cette phase de validation, les matériaux utilisés sont d'une part le matériau de friction issu de la campagne de sélection, le composite 6088, et d'autre part le matériau métallique de référence, l'acier C45. Les principales caractéristiques physiques et thermiques de ces matériaux sont rappelées dans le tableau ci-dessous.

	Unité	C45	6088
Masse volumique	kg.m <sup>-3</sup>	7800	2900
Capacité thermique massique	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	485	500
Conductivité thermique	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	50	12
Diffusivité thermique	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	1,32E-5	8,28E-6
Effusivité thermique	kg.K <sup>-1</sup> .s <sup>-0,5</sup>	13753	4171

*tableau III.2 : Caractéristiques physiques et thermiques du couple C45/6088 à l'ambiante*

La configuration d'essais, dite « classique », met en œuvre un patin-secteur en matériau de friction frottant contre un disque-couronne métallique (figure III.7).

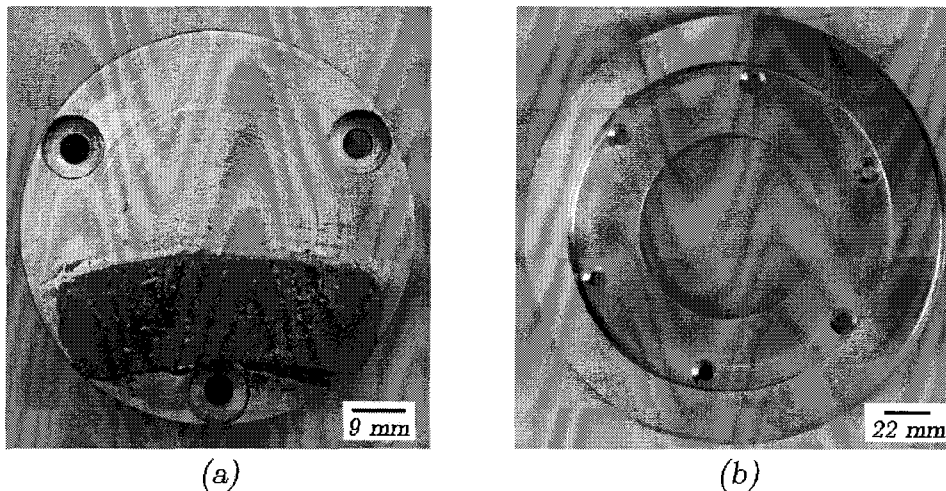


figure III.7 : Patin-secteur en 6088 (a) et disque-couronne en acier C45 (b)

Le tableau III.3 compare les géométries adoptées à l'échelle réduite par rapport à l'échelle 1 (type MI2N) et donne le coefficient de partage du flux aux deux échelles.

Géométrie/matériaux	Ech. 1	Ech. r
$S_g$ (cm <sup>2</sup> )	400	9,73
$S_d$ (cm <sup>2</sup> )	2000	97,3
$\xi_g$ (kg.K <sup>-1</sup> .s <sup>-0,5</sup> )		4170
$\xi_d$ (kg.K <sup>-1</sup> .s <sup>-0,5</sup> )		13800
$k$		41,1
$n$		0,5
$\alpha$ (%)	94,3	97,1

tableau III.3 : Caractéristiques géométriques et thermiques des contacts frottants à l'échelle 1 et l'échelle réduite.

Notons que, d'après les formules (Eq. III-12) et (Eq. III-14) :

- le facteur d'échelle  $k$ , rapport des surfaces frottantes aux deux échelles, est de l'ordre de 40,
- le facteur  $n$ , caractérisant le ratio des rapports « surface frottée/surface frottante » aux deux échelles vaut 0,5.

Physiquement, cela se traduit par une surface frottante du patin-secteur  $S_{gr}$  2 fois plus petite vis-à-vis de l'échelle 1 au regard de la surface frottée du disque-couronne. Cette surface frottée sur le disque-couronne  $S_{dr}$ , trop grande par rapport à  $S_{dl}$  ( $n < 1$ ), est bien compensée par un coefficient de partage de flux  $\alpha_r$ , plus grand que  $\alpha_l$ , comme indiqué au paragraphe III.2.3a (tableau III.3).

Des thermocouples de type K placés au rayon moyen et noyés dans la matière à 2 mm sous la surface de frottement, figure III.6, permettent de mesurer la température de masse du disque. La mesure de température de surface du disque est effectuée en pyrométrie infra-rouge par une mesure spot au rayon moyen sur la surface frottée, en considérant une

émissivité de 0,25 pour les disques en acier [Pajani, 1989]. Enfin, un thermocouple K placé au rayon moyen à 2 mm sous la surface mesure la température de masse dans le patin-secteur. A noter que pour éviter la dégradation du joint collé à l'interface « secteur 6088-embase métallique », la température à l'interface de collage doit rester inférieure à 250°C.

### III.4.2 Programme d'essais

Le tableau III.4 donne plusieurs triplets de paramètres d'essai  $(P, V_o, T_f)_r$  et compare la sollicitation thermique correspondante sur le tribomètre à la sollicitation thermique à l'échelle 1 dans la configuration classique, pour un freinage à 140 km.h<sup>-1</sup> avec une énergie à dissiper très importante (4,45 MJ par face de disque), ce qui correspond aux conditions de service définies pour l'étude de faisabilité du FAPA.

La première colonne présente les conditions de freinage à l'échelle 1 qui mènent, d'après Newcomb, à une élévation maximale de température de surface de 270°C. Les quatre colonnes suivantes sont relatives à l'échelle réduite.

La colonne référencée 0 montre que, en adoptant sur le tribomètre les mêmes conditions d'essais, la sollicitation thermique est moins sévère à l'échelle réduite qu'à l'échelle 1 ( $\Delta\theta_{\text{Newcomb}}$  de 140°C au lieu de 270°C). En revanche, les colonnes 1 à 3 présentent des conditions d'essais à l'échelle réduite conduisant à la même élévation de température de 270°C, en se basant sur la relation (Eq. III-23).

	Ech. 1	0	1	2	3
$P$ (MPa)	0,8	0,8	0,8	1,11	1,05
$V_o$ (m.s <sup>-1</sup> )	22	22	22	30,6	28,5
$T_f$ (s)	36	36	135	36	47
$k_q$	1	41	11	21	19
$Q$ (kJ)	4 466	109	405	210	239
$\varphi_d(0)$ (W.cm <sup>-2</sup> )	115	60	60	115	101
$q_d$ (kJ.cm <sup>-2</sup> )	2,1	1,1	4	2,1	2,4
$\Delta\theta_{\text{maxi}}$ Newcomb (°C)	270	140	270	270	270

*tableau III.4 : Conditions expérimentales des essais de freinage sur le tribomètre simulant un freinage d'arrêt à 140 km.h<sup>-1</sup> en configuration classique. Comparaison avec les conditions de freinage à l'échelle 1*

La colonne référencée 1 est un compromis sur la durée du freinage  $T_f$  (durée de freinage plus longue à l'échelle réduite) permettant de respecter  $P$  et  $V_o$ . La colonne référencée 2 présente le compromis inverse en modifiant  $P$  et  $V_o$  et en respectant  $T_f$ . Enfin la colonne référencée 3 est un compromis sur les 3 paramètres.

La surface de la figure III.8 représente, pour la géométrie présentée au paragraphe III.4.1, l'ensemble des triplets  $(P, V_o, T_f)_r$  permettant de respecter l'élévation  $\Delta\theta$  calculée par le modèle de Newcomb pour les conditions de freinage à l'échelle 1. Le point 0 qui correspond au respect sur le tribomètre du triplet  $(P, V_o, T_f)$  de l'échelle 1 est situé sous la surface. Choisir ce triplet de paramètres d'essai sur le tribomètre conduit à une élévation de température  $\Delta\theta$  plus faible qu'à l'échelle 1. Les points 1, 2 et 3, qui correspondent aux compromis ci-dessus, sont, quant à eux, situés sur la surface.

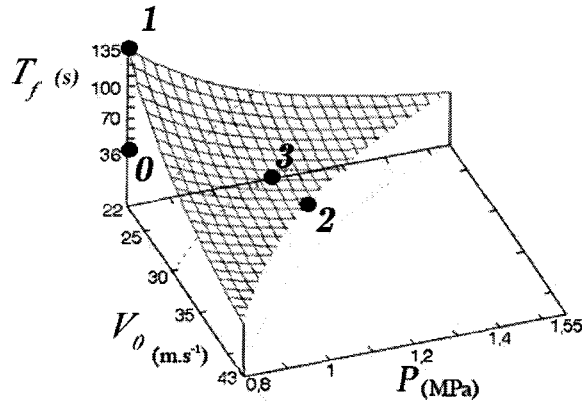


figure III.8 : Diagramme  $(P, V_0, T_f)_r$  : les repères 0 à 3 correspondent aux conditions du tableau III.4

Notons dans le tableau III.4 l'importance de la durée du freinage sur les densités d'énergie  $q_d$  et de flux initial  $\varphi_d(0)$  dissipés dans le disque. Pour l'essai 1, l'élévation  $\Delta\theta$  est obtenue au prix d'une densité d'énergie  $q_d$  double de celle de l'échelle 1 alors que la densité de flux initial  $\varphi_d(0)$  est la moitié de celle de l'échelle 1, ce qui devrait conduire à des gradients thermiques plus faibles pendant cet essai. Pour l'essai 2, les densités d'énergie et de flux sont respectées, ce qui doit permettre d'obtenir des gradients thermiques identiques aux 2 échelles. L'essai 3 est un compromis.

### III.4.3 Résultats et discussion

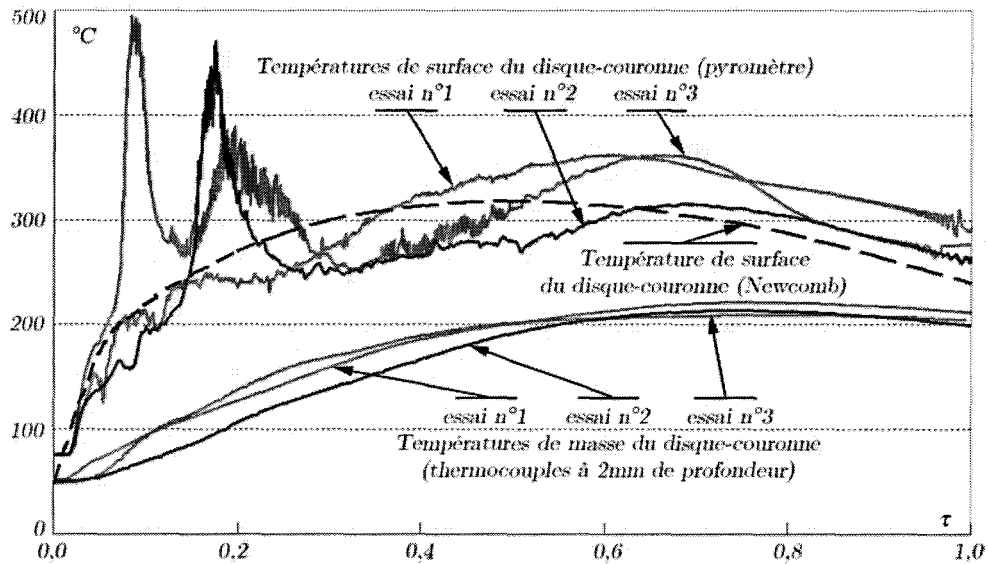
Il y a lieu de noter que cette géométrie patin-secteur nécessite une phase de rodage plus longue que la géométrie cylindrique traditionnelle afin d'obtenir un contact apparent sur 70% à 80% de la surface du patin. Pour chaque essai, la température initiale du disque est de 50°C au maximum.

La figure III.9 donne, pour les essais 1, 2 et 3, l'évolution de la température de surface mesurée par pyrométrie infra-rouge sur le rayon moyen de la surface frottée et l'évaluation théorique de la température de masse mesurée par thermocouple noyé dans le disque à 2 mm sous la surface de frottement. Pour faciliter la comparaison, on utilisera en abscisse la variable adimensionnelle  $\tau = 1/T_f$ , qui varie de 0 au début du freinage à 1 à l'arrêt. L'évolution théorique de la température de surface à l'échelle 1 évaluée par le modèle de Newcomb est également tracée sur cette figure.

En termes de température de surface, les résultats sont globalement en bonne corrélation avec les valeurs données par le modèle de Newcomb. Pour les essais 2 et 3, on note la présence de pics de température liés à des phénomènes de localisation de la portée. Les pics correspondent aux passages devant le pyromètre de "cercles chauds", observés pendant les essais, qui se déplacent radialement sur la surface frottée. Ce sont les déformations thermomécaniques dans le disque et le patin qui sont à l'origine de la formation de tels cercles chauds [Dubourg et al., 2002].



Le couplage entre ces déformations et les taux d'usure locaux, qui augmentent avec la température, est responsable du déplacement radial de la localisation de la portée, entraînant la migration des cercles chauds. Panier a montré expérimentalement que ces localisations changeaient de forme et de taille durant tout le freinage et peuvent mener à la formation de points chauds [Panier et al., 2004]. De tels bandes chaudes et points chauds sont responsables d'un endommagement précoce par fatigue thermomécanique des disques de frein [Dufrénoy et al., 2001].



*figure III.9 : Evolution des températures de surface et de masse du disque pendant les essais (freinage d'arrêt à 140 km.h<sup>-1</sup>). Comparaison avec le modèle de Newcomb appliqué au freinage à l'échelle 1 [Roussette et al., 2002]*

Pour l'essai 1, le compromis choisi, à savoir une densité d'énergie  $q_d$  double de celle de l'échelle 1 alors que la densité de flux initial  $\varphi_d(0)$  est la moitié de celle de l'échelle 1, mène à des gradients thermiques moindres. Les déformations thermomécaniques, qui sont très sensibles aux gradients thermiques, ne sont alors pas suffisantes pour entraîner la formation de tels cercles chauds. Ce phénomène de cercles chauds n'est bien sûr pas pris en compte dans le modèle de Newcomb qui ne donne qu'une estimation de la température de surface supposée uniforme sur toute la surface frottée du disque. Il faut observer que ces cercles chauds sont bien localisés en surface, puisqu'ils n'apparaissent pas dans le relevé de la température de masse du disque, ce qui nous conforte dans notre analyse.

On constate donc que, d'une part, la température de masse mesurée est cohérente vis-à-vis de la température de surface donnée par le modèle de Newcomb, et que, d'autre part, en termes d'augmentation maximale de la température de surface, les résultats expérimentaux sont, là aussi, en excellent accord avec le modèle utilisé. Enfin, tant du point de vue de la température de surface que de la température de masse, les 3 essais présentent des niveaux globalement équivalents. Des résultats analogues ont été obtenus sur une série de freinages d'arrêt simulant un freinage à l'échelle 1 déclenché à 100 km.h<sup>-1</sup> (figure III.10).

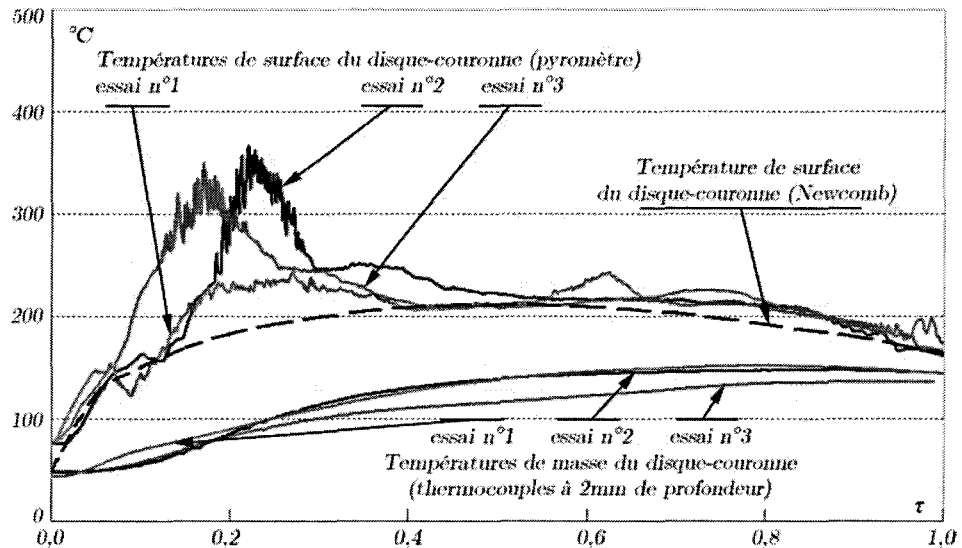


figure III.10 : Evolution des températures de surface et de masse du disque pendant les essais (freinage d'arrêt à 100 km.h<sup>-1</sup>). Comparaison avec le modèle de Newcomb appliqué au freinage à l'échelle 1 [Roussette et al., 2002]

### III.4.4 Conclusions

Cette campagne d'essais avait pour but de valider une géométrie de contact et un protocole d'essais à l'échelle réduite représentatifs du comportement thermique à l'échelle 1. Les principaux résultats sont les suivants : i) la température de surface au contact peut être respectée même lorsque les facteurs de similitude en surface frottante de la garniture et en surface frottée du disque ne sont pas identiques ; ii) le respect de la durée du freinage conduit à une sollicitation thermique de contact identique aux 2 échelles mais impose des concessions plus ou moins importantes sur d'autres paramètres (pression moyenne de contact, vitesse initiale de glissement) ; iii) lorsque la durée de freinage n'est plus respectée, la température peut encore l'être en jouant sur les densités de flux et les densités d'énergie dissipées ; iv) différents choix de conditions d'essais sont alors possibles, permettant de limiter les concessions faites sur tel ou tel paramètre pour, par exemple, en étudier l'influence sur le comportement tribologique.

La campagne de validation de la méthode originale que nous avons développée a permis, du point de vue thermique, de mettre en évidence l'importance des densités d'énergie et de flux à température de surface identique. La présence de phénomènes de localisation tels que les cercles chauds est liée à la densité de flux, ce qui montre que le seul respect de la température de surface ne conduit pas nécessairement à une sollicitation thermique équivalente. Ces résultats nous permettent de valider le protocole expérimental développé afin de réaliser des essais tribologiques à échelle réduite représentatifs de sollicitations thermiques de surface sévères.

Les résultats expérimentaux montrent que le comportement thermique dépend du compromis choisi sur le triplet de paramètres. En offrant cette possibilité, cette méthode peut constituer également un outil d'analyse des paramètres les plus influents sur le comportement tribologique et thermique du système frein à disque, permettant, par exemple, à température de surface constante, d'étudier l'influence de la pression apparente de contact, de la vitesse initiale de glissement ou de la densité de flux absorbé.

### III.5 Mise en place des essais en configuration inverse

Les essais sur le tribomètre ont pour objectif de simuler un freinage d'arrêt d'urgence en mode dégradé, c'est-à-dire sans refroidissement, mettant en œuvre un patin-secteur métallique frottant contre un disque-couronne garni de matériau de friction 6088. Cette configuration est dite « inverse ». Il y a donc lieu, dans cette étape intermédiaire, de mener d'abord les premières explorations en configuration inverse, permettant de valider les choix technologiques et de mettre au point le protocole d'essais. Le comportement tribologique du couple C45/6088 en configuration inverse est ensuite testé dans le cas de simulation de freinages d'arrêt en conditions d'exploitation moins sévères, puis comparé au comportement en configuration classique.

#### III.5.1 Eprouvettes d'essais

Les éprouvettes d'essais en configuration inverse sont présentées dans la figure ci-dessous ; le patin-secteur possède une partie frottante usinée en sur-épaisseur dans la masse du pion en acier C45 (figure III.11a), et le disque est recouvert d'une couronne de matériau 6088 (figure III.11b).

La solution technique proposée par la société FLERTEX S.A. a été la fixation par collage de plaques jointives de matériau 6088 sur un disque métallique support dont la surface a été préalablement grenillée. La couronne, la partie frottée du disque-couronne, est ensuite usinée.

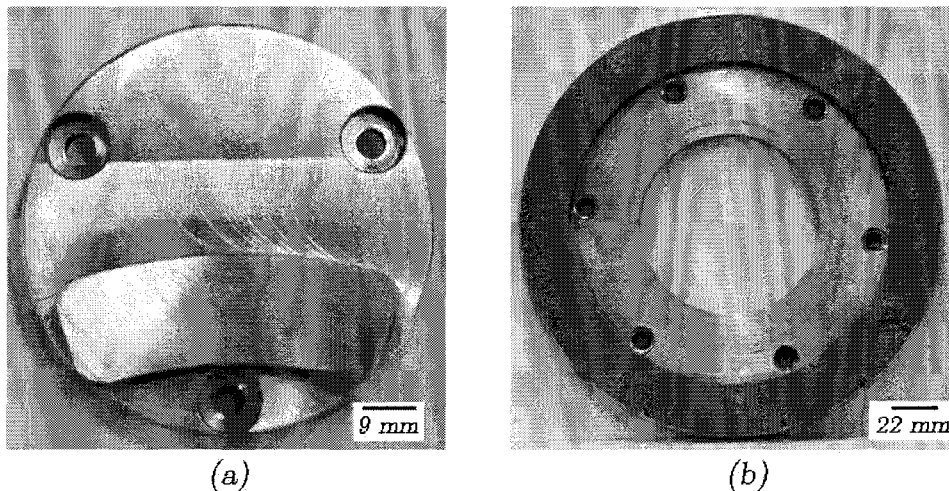


figure III.11 : Patin-secteur en C45 (a) et disque-couronne en matériau 6088 (b)

Des thermocouples de type K sont placés dans le disque-couronne à une épaisseur de 8 mm sous la zone de frottement, c'est-à-dire au niveau du collage à l'interface « couronne en matériau 6088 – embase métallique support » afin de contrôler la température à l'interface. Cette température doit impérativement rester inférieure à la température de dégradation de la colle, soit 250°C. La mesure de la température de surface du disque-couronne est effectuée en pyrométrie infra-rouge par une mesure spot sur le rayon moyen de la surface frottée, en considérant pour le matériau composite une émissivité de 0,95 (donnée fournie par la société FLERTEX S.A.). Enfin, un thermocouple K est placé à 2 mm de la surface du patin-secteur afin de mesurer la température de masse du patin et ainsi estimer la rapidité de conduction de la chaleur entre la surface et cette profondeur.

### III.5.2 Protocole expérimental

Le protocole expérimental prévu se décompose en deux parties :

- réalisation d'un programme expérimental en configuration classique afin de disposer d'une base de référence,
- réalisation du même programme expérimental en configuration inverse afin de comparer les résultats.

La sévérité du freinage à effectuer étant importante, il a été décidé de procéder par étapes progressives. On simulera, dans un premier temps, un freinage d'arrêt à partir d'une vitesse initiale de 100 km.h<sup>-1</sup>, avant d'envisager, dans un second temps, la simulation d'un freinage d'urgence à partir d'une vitesse initiale de 140 km.h<sup>-1</sup>.

Le comportement tribologique et la tenue mécanique des éprouvettes étant inconnus, il a été convenu d'atteindre ces conditions de freinage progressivement, c'est-à-dire en faisant suivre la phase de rodage par deux freinages à des niveaux intermédiaires. Les protocoles expérimentaux correspondants à ces deux campagnes, notées FA et FU, sont décrits respectivement dans le tableau III.5 et tableau III.6.

Dans la suite du document, la dénomination « FA » et « FU » sera complétée de, respectivement, « -classique » pour les essais réalisés en configuration classique et « -inverse » pour les essais réalisés en configuration inverse.

Freinage N°	Vitesse (km.h <sup>-1</sup> )	Pression (MPa)	Température initiale (°C)	Remarques
R1 à Rx	60	0,8	20 – 30	X freinages de rodage jusqu'à au moins 70% de portée
FA 01	75	0,8	40 – 60	freinages d'arrêt à sec après pause de refroidissement
FA 02	90	0,8	40 – 60	
FA 03	100	0,8	40 – 60	

*tableau III.5 : Protocole expérimental « FA » en freinage d'arrêt à 100 km.h<sup>-1</sup>*

Freinage N°	Vitesse (km.h <sup>-1</sup> )	Pression (MPa)	Température initiale (°C)	Remarques
R1 à Rx	60	0,8	20 – 30	X freinages de rodage jusqu'à au moins 70% de portée
FA 04 07	90	0,8	40 – 60	freinages d'arrêt à sec après pause de refroidissement
FA 05 08	120	0,8	40 – 60	
FA 06 09	140	0,8	40 – 60	

*tableau III.6 : Protocole expérimental « FU » en freinage d'arrêt à 140 km.h<sup>-1</sup>*

La condition de déclenchement d'un freinage est le niveau de température initiale maximum précisé dans ces tableaux. En configuration classique, cette température correspond à la température de masse du disque ; en configuration inverse, à la température de masse du patin.

En configuration classique, les élévations de température de surface atteintes à l'échelle du MI2N prédites par le modèle de Newcomb appliqué avec les paramètres pré-cités sont de :  $\Delta\theta = 163^{\circ}\text{C}$  à  $V_{\text{train}} = 100 \text{ km.h}^{-1}$  et  $\Delta\theta = 267^{\circ}\text{C}$  à  $V_{\text{train}} = 140 \text{ km.h}^{-1}$ . A titre indicatif, dans les mêmes conditions de freinage et en supposant que le modèle de Newcomb est encore applicable en configuration inverse, l'inversion des matériaux conduirait à des élévations de température de surface de :  $\Delta\theta = 342^{\circ}\text{C}$  à  $V_{\text{train}} = 100 \text{ km.h}^{-1}$  et  $\Delta\theta = 567^{\circ}\text{C}$  à  $V_{\text{train}} = 140 \text{ km.h}^{-1}$ .

Pour une température initiale de  $50^{\circ}\text{C}$ , le modèle de Newcomb appliqué à l'échelle 1 conduit à la prédiction des évolutions de la température de surface pendant la durée de chaque freinage FU et FA, en configuration classique et en configuration inverse, montrées sur la figure III.12. Ces évolutions constituent le niveau de sollicitation thermique que l'on cherche à reproduire sur le tribomètre de freinage, si naturellement l'utilisation du modèle de Newcomb est valide en configuration inverse.

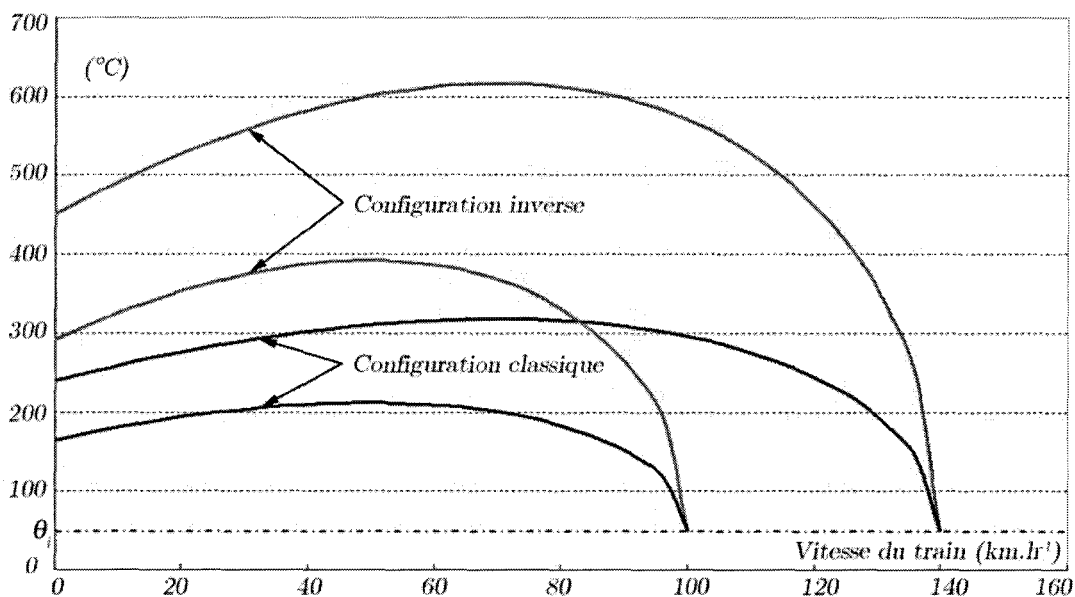


figure III.12 : Evolution des températures de surface d'après le modèle de Newcomb

### III.5.3 Difficultés de mise en oeuvre des essais

Le programme d'essais effectué est décrit dans le tableau III.7 et tableau III.8 ci-dessous. Les éprouvettes utilisées sont référencées comme suit :

- deux disques-couronnes C45 : DC.C45.FAPA-08b1 (et 2),
- deux patins-secteurs en matériau 6088 : PS.6088.FAPA-08b1 (et 2),
  
- deux disques-couronnes 6088 : DC.6088.FAPA-08b1 (et 2),
- deux patins-secteurs en acier C45 : PS.C45.FAPA-08b1 (et 2).

On notera que le protocole prévu n'a pas pu être effectué dans son intégralité en configuration inverse (tableau III.7, absence de la campagne « FU-inverse ») en raison de la rupture prématurée de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b1. Une décohésion partielle à l'interface « couronne 6088/support C45 » a en effet été observée sur l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b1 après la série de coups de frein de la campagne « FA-inverse » (figure III.2.1.1.c.2-1(b)), entraînant la ruine du disque.

Programme	Nbre de freinages	Eprouvettes utilisées	Observations
FA-classique	3	DC.C45.FAPA-08b1/ PS.6088.FAPA-08b1	Programme respecté
FU-classique	6	DC.C45.FAPA-08b2/ PS.6088.FAPA-08b2	Programme respecté
FA-inverse	3	DC.6088.FAPA-08b1/ PS.C45.FAPA-08b1	Programme respecté mais rupture de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b1.

tableau III.7 : Campagnes « FA-classique », « FU-classique », « FA-inverse » effectuées

Il a donc été décidé de procéder à un programme de test plus approfondi avec le jeu d'éprouvettes DC.6088.FAPA-08b2/ PS.C45.FAPA-08b2 avant d'envisager les freinages en configuration inverse les plus pénalisants.

Ce programme dénommé « FA-inverse2 » devait reprendre la séquence de freinages prévus à la campagne « FA-inverse » mais en reproduisant cinq fois chacun de ces freinages, de façon à éprouver la tenue de l'assemblage et d'approfondir la compréhension des phénomènes thermiques en surface de frottement. Cependant le second disque DC.6088.FAPA-08b2 a présenté, à l'issue des 5 répétitions du seul freinage FA 01, une amorce de décohésion identique à celle précédemment observée. Le programme a donc dû être interrompu après cette première série (tableau III.8). Les acquisitions relatives à ces essais ont néanmoins pu être exploitées.

Programme	Nbre de freinages	Eprouvettes Utilisées	Observations
FA-inverse2	5x FA 01	DC.6088.FAPA-08b2/ PS.XC48.FAPA-08b2	Amorce de rupture de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b2.

tableau III.8 : Campagne « FA-inverse2 » effectuée

L'observation de l'amorce de décohésion constatée sur l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b2 schématisée sur la figure III.13(a) et de la rupture de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b1 a permis d'analyser le processus de rupture mis en jeu. La décohésion s'amorce à l'interface « couronne 6088/disque support C45 » au niveau de la jonction des deux demi-couronnes collées sur le support (figure III.13b). La fissure se propage ensuite dans le sens de rotation du disque. Dans le cas de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b1, la demi-couronne de garniture partiellement décollée s'est cassée au niveau du front de fissure une fois cette dernière suffisamment propagée.

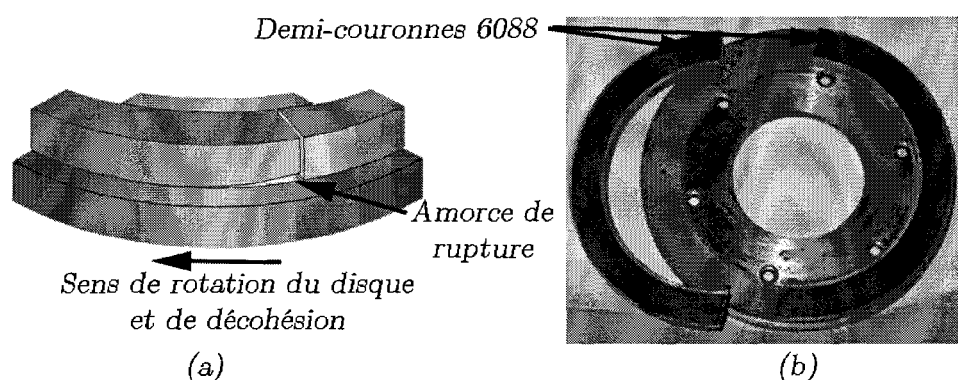


figure III.13 : Schéma de la décohésion partielle de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b2 et photo de la décohésion totale de l'éprouvette DC.6088.FAPA-08b1

Ces problèmes de décollement de la couronne ont été résolus par un grenailage plus intense de la surface du disque-support jusqu'à obtenir une rugosité ad hoc et par une modification de la procédure de collage.

Par ailleurs, l'inversion des matériaux pour leur propriété thermique conduit à inverser également la rigidité de disque et de la garniture. Associé au caractère hyperstatique du contact plan/plan, cette inversion entraîne une localisation du contact beaucoup plus marquée en configuration inverse qu'en configuration classique.

Lors du premier essai en configuration inverse, cette localisation a été observée au centre de la moitié supérieure du patin-secteur (figure III.14 a), et a été suffisamment importante pour affecter thermiquement sa surface latérale sur plus de la moitié de ses 8 mm d'épaisseur (figure III.14 b).

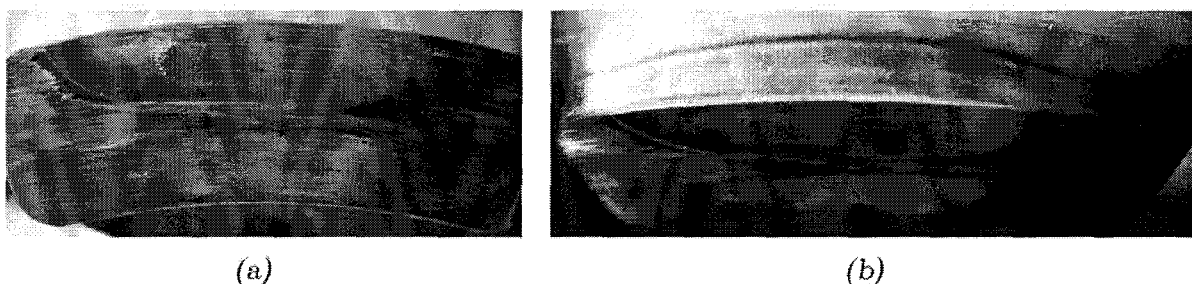


figure III.14 : Localisation en surface d'un patin-secteur C45

Afin d'obtenir des conditions de contact plus homogènes, le montage du patin-secteur sur la platine mobile du tribomètre a été modifié : l'utilisation de rondelles élastiques « Belleville » a permis de palier cette difficulté. Des assemblages de ces rondelles placés aux trois points de fixation du patin-secteur sur la platine introduisent dans le contact une raideur équivalente assez importante, de l'ordre de  $40 \text{ kN.mm}^{-1}$ , conduisant à un bon compromis sur un contact assoupli mais néanmoins suffisamment rigide pour éviter tous phénomènes dynamiques au niveau du patin-secteur. Les dimensionnements de ces assemblages sont détaillés dans le mémoire de DEA de Nicolas Heunet [Heunet, 2001].

### III.5.4 Résultats et discussion

#### a. Coefficient de frottement moyen

Les tableaux III.9 (a) et (b) présentent les performances tribologiques obtenues lors des campagnes en configuration classique. Les résultats montrent la bonne reproductibilité des coefficients de frottement moyens calculés. Ils sont de l'ordre de 0,37 pour « FA-classique » et de 0,33 pour « FU-classique ». Ces valeurs sont en bon accord avec les objectifs du programme FAPA.

Essai	$V_{\text{train}}$ ( $\text{km.h}^{-1}$ )	P (MPa)	$\mu_{\text{moy}}$ ( $\text{m.s}^{-2}$ )	$\theta_i$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
FA 01	75	0,8	problème d'acquisition	
FA 02	90	0,8	1,15	0,38
FA 03	100	0,8	1,02	0,36

(a)

Essai	$V_{\text{train}}$ (km.h <sup>-1</sup> )	P (MPa)	(m.s <sup>-2</sup> )	$\mu_{\text{moy}}$	$\theta_i$ (°C)
FA 04	90	0,8	0,86	0,35	40
FA 05	120	0,8	0,96	0,33	52
FA 06	140	0,8	1,7	0,31	53
FA 07	90	0,8	0,9	0,34	46
FA 08	120	0,8	1,02	0,33	59
FA 09	140	0,8	0,99	0,33	60

(b)

tableau III.9 : Performances tribologiques obtenues pour les campagnes  
« FA-classique » (a), « FU-classique » (b)

Les tableaux III.10 (a) et (b) présentent la synthèse des performances tribologiques obtenues lors des campagnes en configuration inverse. En freinage d'arrêt, FA, le coefficient de frottement moyen dans cette configuration s'établit autour d'une valeur de l'ordre de 0,27. A cette étape, les essais réalisés en configuration inverse ne permettent pas de caractériser un coefficient de frottement moyen en freinage d'urgence.

L'inversion des matériaux entraîne donc une baisse significative du coefficient de frottement moyen de l'ordre de 30%. En conséquence de cette faible valeur du coefficient de frottement en configuration inverse, on constate que la décélération de 1,1 m.s<sup>-2</sup> imposée par le cahier des charges n'est pas atteinte.

Essai	$V_{\text{train}}$ (km.h <sup>-1</sup> )	P (MPa)	(m.s <sup>-2</sup> )	$\mu_{\text{moy}}$	$\theta_i$ (°C)
FA 01	75	0,8	0,78	0,29	37
FA 02	90	0,8	0,9	0,26	40
FA 03	100	0,8	0,76	0,26	43

(a)

Essai	$V_{\text{train}}$ (km.h <sup>-1</sup> )	P (MPa)	(m.s <sup>-2</sup> )	$\mu_{\text{moy}}$	$\theta_i$ (°C)
FA 01a	75	0,8	0,73	0,25	46
FA 01b	75	0,8	0,8	0,29	47
FA 01c	75	0,8	0,76	0,32	47
FA 01d	75	0,8	0,68	0,28	45
FA 01e	75	0,8	0,7	0,27	44

(b)

tableau III.10 : Performances tribologiques obtenues pour les campagnes  
« FA-inverse » (a) et « FA-inverse2 » (b)

### b. Coefficient de frottement instantané

Les coefficients de frottement instantanés représentés figure III.15 et figure III.16 <sup>(2)</sup> sont ceux des freinages effectués dans les deux configurations, respectivement à 90 et 100 km.h<sup>-1</sup>. On note pour les 2 vitesses que, si les courbes en début de freinage sont sensiblement au même niveau, différents niveaux de frottement apparaissent rapidement.

<sup>2</sup> Les graphiques présentant en abscisse la vitesse simulée du train se lisent de droite à gauche.



En configuration classique, le coefficient de frottement instantané oscille autour d'une valeur proche de 0,3 depuis la vitesse initiale jusqu'à une vitesse de 45/50 km.h<sup>-1</sup>. En deçà de cette vitesse, on note une remontée jusqu'à 0,5. Cette valeur maximale intervient en fin de freinage entre 20 km.h<sup>-1</sup> et l'arrêt selon l'échantillon. A titre d'exemple, on note figure III.16 la bonne correspondance entre les évolutions du coefficient de frottement instantané de l'essai FA03 (courbe foncée) de la campagne « FA-classique » et de l'essai 2 (courbe claire) de la campagne de validation de l'approche expérimentale (paragraphe III.4) sur le freinage à 100 km.h<sup>-1</sup>. Si la courbe foncée remonte plus rapidement que la courbe claire plus monotone, elle marque ensuite un palier. Le niveau de frottement final est identique pour les deux essais.

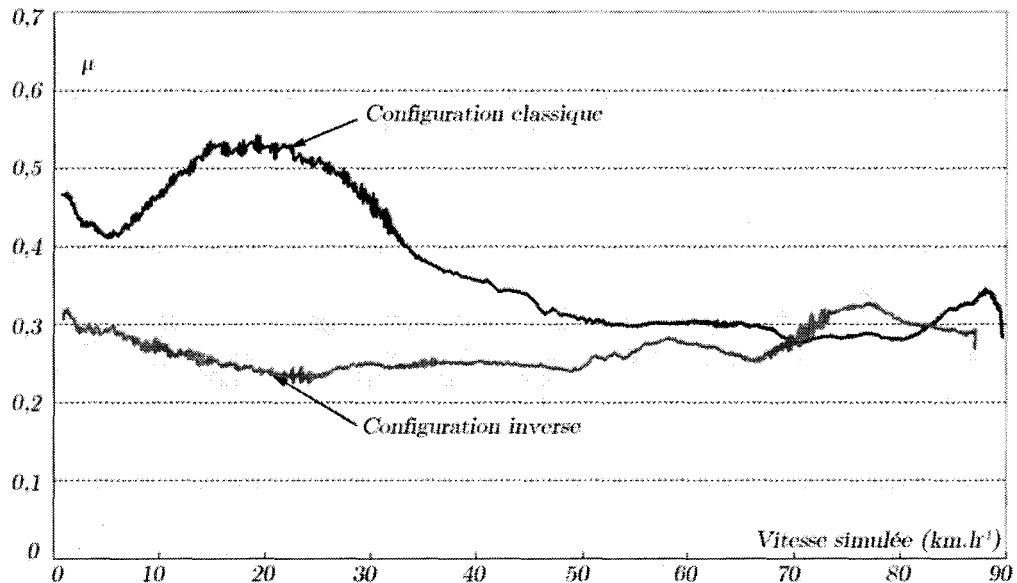


figure III.15 : Comparaison des coefficients de frottement instantanés dans les deux configurations à  $V_{train} = 90 \text{ km.h}^{-1}$

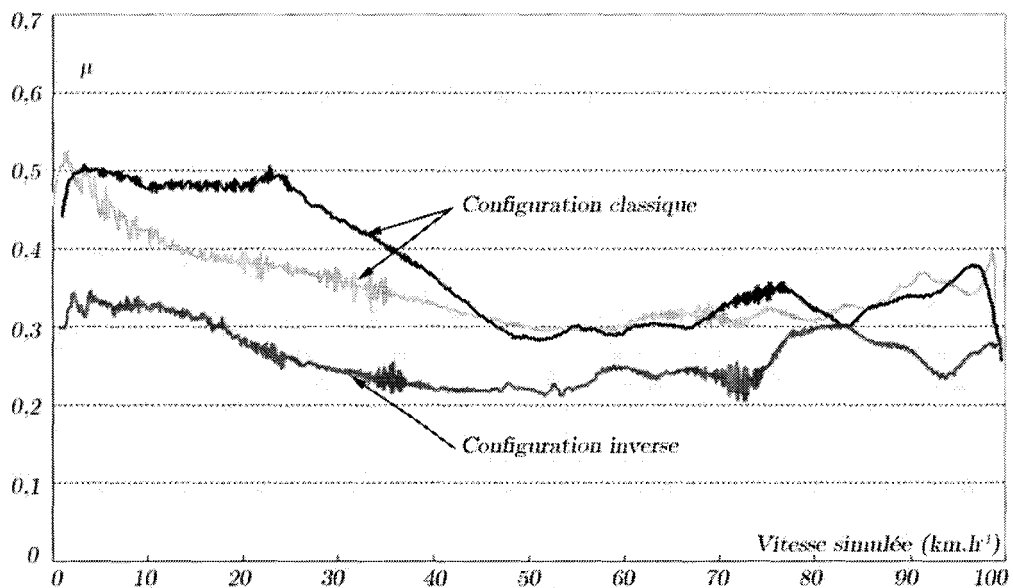


figure III.16 : Comparaison des coefficients de frottement instantanés dans les deux configurations à  $V_{train} = 100 \text{ km.h}^{-1}$

En configuration inverse, le coefficient de frottement instantané décroît lentement de 0,30/0,32 vers 80 km.h<sup>-1</sup> jusque 0,22/0,25 vers 25/40 km.h<sup>-1</sup>. En deçà de cette vitesse, on constate une légère remontée continue jusqu'à une valeur de 0,32/0,35 en fin du freinage. La figure III.17 présente les coefficients de frottement instantanés obtenus lors de la campagne « FA-inverse2 », c'est-à-dire la répétition de 5 freinages aux paramètres opérationnels identiques. Ils présentent une évolution semblable à partir de 75 km.h<sup>-1</sup>. Cette évolution est d'abord relativement stable avec un  $\mu$  de 0,25/0,3 jusqu'à une vitesse de 30 km.h<sup>-1</sup> environ, et présente une excellente reproductibilité. En-dessous de cette vitesse, si le premier essai de la série ne montre qu'une très légère remontée jusqu'à 0,3, les 4 essais suivants présentent une remontée un peu plus marquée jusque 0,4/0,42.

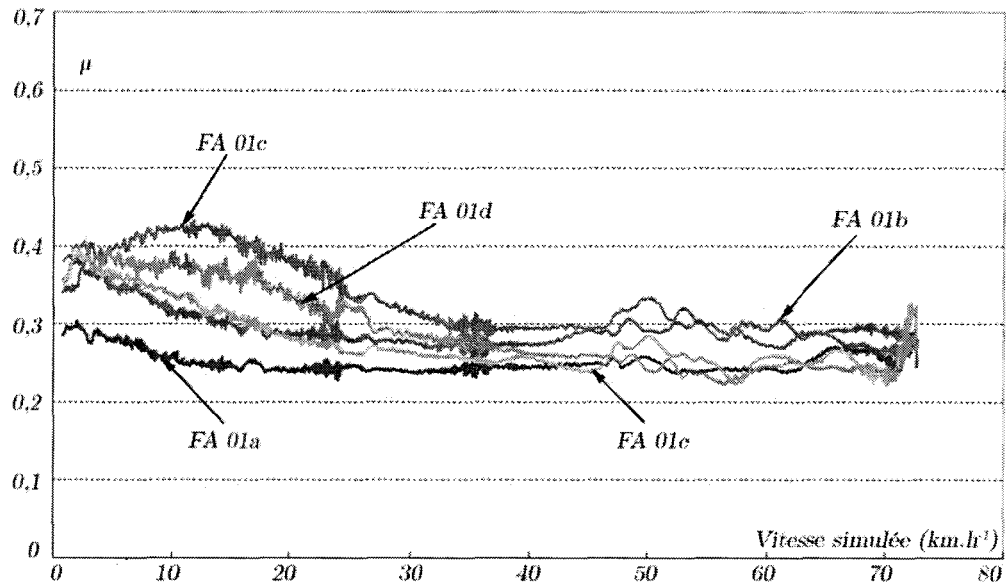


figure III.17 : Campagne « FA-inverse2 » : coefficients de frottement instantanés au cours des 5 freinages d'arrêt identiques

### c. Comportement thermique en configuration inverse

Pendant les essais en configuration inverse, nous avons observé visuellement un changement permanent de la zone de portée en surface du disque. Ce changement, également observé en configuration classique sur les disques en acier (qui se traduisent dans ce cas par des cercles plus foncés, vraisemblablement dus au débit externe de 3<sup>ème</sup> corps), apparaît sur les disques garnis sous la forme de cercles rouges (liés aux élévations locales de température). En configuration inverse, ces cercles se déplacent radialement plus ou moins rapidement sur la piste de frottement pendant le freinage comme expliqué au paragraphe III.4.3 pour la configuration classique.

La figure III.18 donne pour l'essai FAS03 de la campagne « FA-inverse » (freinage d'arrêt à 100 km.h<sup>-1</sup>), la réponse du pyromètre comparée à la prédiction par le modèle de Newcomb et aux relevés des thermocouples pour les températures de masse. La mesure pyrométrique des températures de surface du matériau 6088 a été effectuée avec une émissivité réglée à 0,95. On constate d'emblée que la mesure pyrométrique est en bon accord avec la température de surface calculée par le modèle de Newcomb, ceci nous permet de vérifier que les hypothèses du modèle de Newcomb restent valable en configuration inverse.

Le caractère localisé et variable dans le temps du contact au cours du freinage se traduit dans la mesure pyrométrique de la température de surface par les oscillations d'assez grande amplitude variant assez rapidement de part et d'autre de la courbe moyenne théorique. Des écarts de l'ordre de 150°C ont ainsi été observés entre la valeur moyenne prédite et la valeur mesurée par le pyromètre. Comme on le voit sur la figure, au moment du pic à 550°C, l'écart entre la température de surface et la température mesurée à 2 mm sous le contact dans le patin-secteur est de 300°C. On constate un écart important en fait dès le début du freinage et ce jusqu'à 40/50 km.h<sup>-1</sup>. Ceci met bien en évidence le problème de l'évacuation de la chaleur dès le début du freinage et montre bien que le système est sollicité thermiquement de façon très sévère, et il ne s'agit ici encore que d'un freinage isolé.

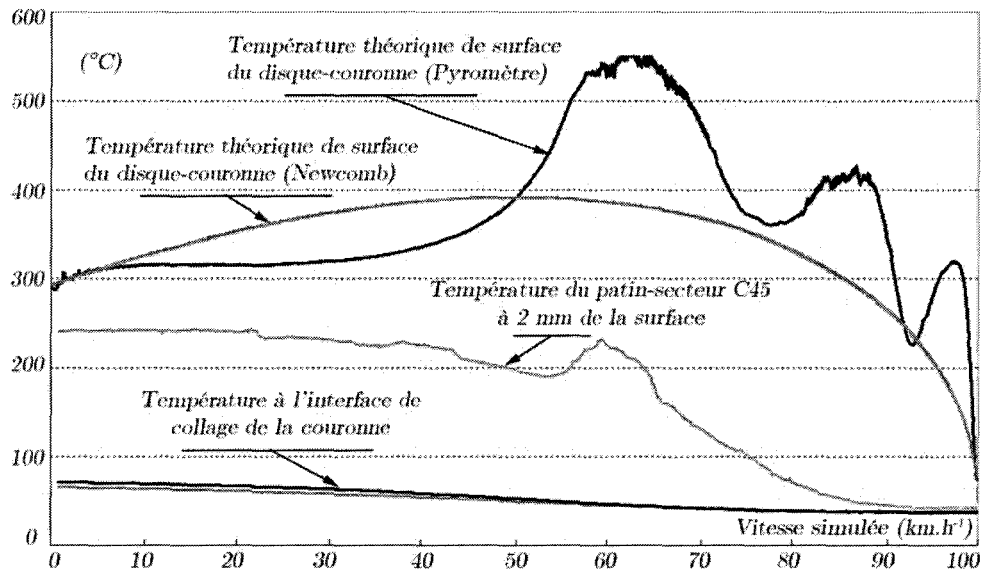


figure III.18 : Relevé des températures pour le FAS03 de la campagne « FA-inverse »

La figure III.19 présente les mesures pyrométriques des températures de surface pour les 5 freinages identiques lors de la campagne « FA-inverse2 », la figure III.20 présentant les relevés des thermocouples à 2 mm de profondeur dans le patin-secteur et à l'interface de collage sur le disque-couronne. On constate que la réponse du pyromètre est très variable selon les essais, pouvant même dépasser la température de saturation du pyromètre (550°C). Pour les 5 essais, on observe un pic de température très élevé dans tous les cas supérieur à 450°C. En revanche, passé ce pic, la température en surface redescend assez vite jusque 200°C environ au moment de l'arrêt complet. Cependant, nous observons que, quelles que soient la dynamique et la répartition de la chaleur en surface mises en évidence par la réponse du pyromètre (figure III.19), l'évolution de la température de masse reste la même comme le montre la réponse du thermocouple placé à 2 mm de la surface dans le patin (figure III.20).

Pour tous les essais, la température atteint un peu plus de 200°C, ce maximum étant atteint dès 40 km.h<sup>-1</sup> et ce jusqu'à l'arrêt complet. Ceci montre, une fois de plus, le caractère localisé et variable du contact en surface et souligne également la cohérence des résultats expérimentaux obtenus. On note, là aussi, l'importance des gradients thermiques dans le patin-secteur entre la surface et une profondeur de 2 mm.

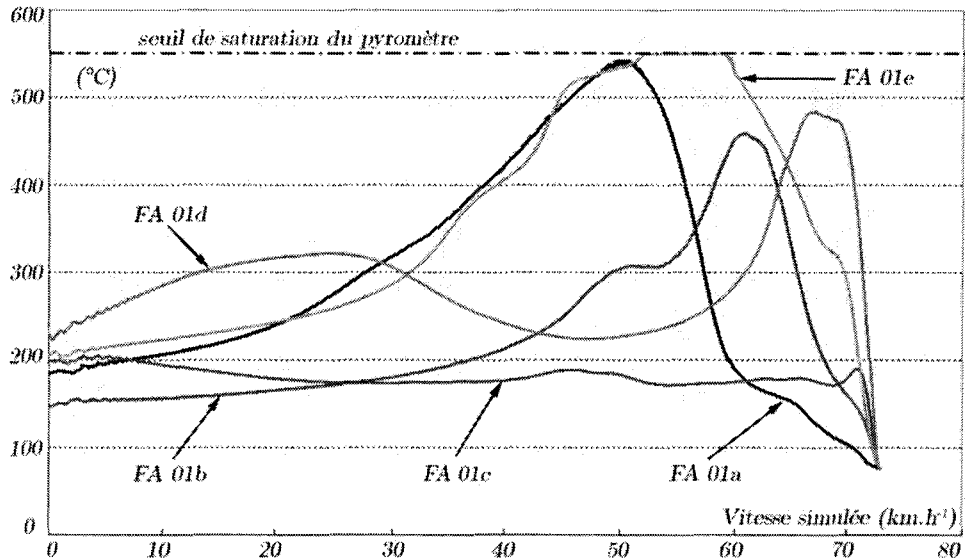


figure III.19 : Températures de surface relevées par pyrométrie.  
Campagne « FA-inverse2 »

Les relevés du thermocouple placé au niveau de l'interface de collage sur le disque-couronne présentent également un profil identique d'un essai à l'autre. L'élévation de température durant un coup de frein isolé est limitée à quelques degrés et la succession des 5 freinages ne provoque quasiment aucun changement dans l'évolution de cette température. Cette constatation traduit le fait que le matériau 6088 joue bien son rôle de barrière thermique. Ce niveau de température indique par ailleurs que le problème de décohésion de la couronne de matériau 6088 observée lors des campagnes inverses n'est pas imputable à un niveau de température excessif, mais à une tenue mécanique insuffisante de la liaison.

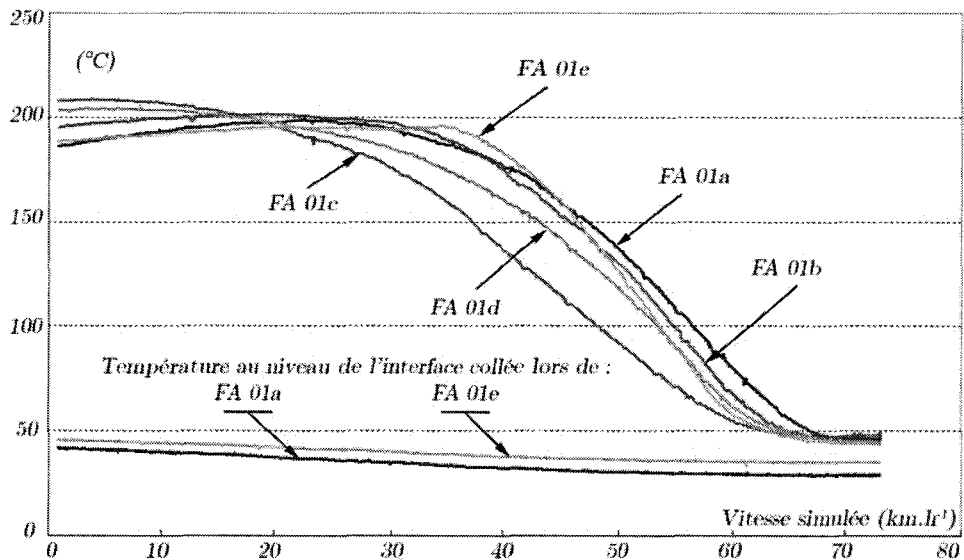


figure III.20 : Températures de masse au niveau de l'interface collée du disque-couronne et à 2 mm dans le patin-secteur relevées par thermocouples. Campagne « FA-inverse2 »

### III.5.5 Conclusions

Le comportement tribologique obtenu en configuration inverse pour le couple 6088/C45 présente des caractéristiques inférieures à celles obtenues en configuration classique. Il n'a toutefois pas été observé de dégradations importantes de la surface de la couronne en matériau de friction 6088, ni de dégradations aux raccordements des différentes parties de la couronne. Ces premières constatations confortent la sélection du matériau 6088 effectuée au paragraphe II.4.4.7

Ces premiers résultats expérimentaux en configuration inverse d'un système de frein montrent, même sur des freinages à vitesse initiale inférieure ou égale à 100 km.h<sup>-1</sup>, que l'acier C45 offre une conduction trop lente de la chaleur de la surface vers l'arrière du patin, ce qui se traduit par des gradients de température très importants dans son épaisseur. En configuration inverse, où le refroidissement actif devrait pouvoir jouer un rôle essentiel dès le début du freinage, ces gradients illustrent la difficulté d'utiliser un matériau présentant une conductibilité relativement faible en regard de la production de chaleur générée lors du coup de frein et des besoins en évacuation de cette chaleur. Or, l'application au cas d'un freinage d'urgence du modèle de Newcomb, dont l'utilisation en configuration inverse est validée -au moins en première approche- par les résultats expérimentaux, prévoit des niveaux de température moyenne de surface encore plus sévères (de l'ordre de 600°C). Dès lors, il apparaît essentiel de tester sur le tribomètre, non seulement le couple 6088/C45 sous des sollicitations thermiques représentatives d'un freinage d'urgence, mais également des couples de matériaux qui permettront une évacuation plus rapide vers le volume du patin des flux de chaleur générés à sa surface. Le paragraphe suivant présente le programme expérimental qui a été choisi pour l'ensemble des essais qui ont été mis en œuvre sur le tribomètre dans la suite de l'étude.

### III.6 Définition du programme d'essais de freinage d'arrêt d'urgence en mode dégradé

Afin d'étudier les différents couples de matériaux sous sollicitations d'arrêt d'urgence en mode dégradé, un freinage de référence a été adopté (il correspond à un freinage d'arrêt déclenché à 140 km.h<sup>-1</sup> pour une masse à freiner de l'ordre de 12 tonnes par disque et une pression apparente de contact de 0,8 MPa, cf. paragraphe I.4.2). Une séquence de 4 freinages a été choisie sur le tribomètre. Les paramètres de ces 4 freinages sont précisés dans le tableau III.11. Chacun de ces freinages à échelle réduite correspond à un compromis différent sur le choix du triplet des paramètres de freinage ( $P, V_o, T_f$ )<sub>r</sub> selon la relation (Eq. III-23).

	Ech. 1	1	2	3	4
$P$ (MPa)	0,8	1,1	1,05	0,8	1,11
$V_o$ (m/s)	22	22	28,5	30,5	30,6
$T_f$ (s)	36	71	47	70	36
$Q$ (kJ)	4 466	293	237	290	209
$\varphi_d(0)$ (W/cm <sup>-2</sup> )	115	82	101	82	115
$q_d$ (kJ/cm <sup>-2</sup> )	2,1	2,9	2,4	2,9	2,1

*tableau III.11 : Différentes conditions expérimentales d'essais de freinage sur tribomètre simulant en configuration classique un freinage d'arrêt à 140 km.h<sup>-1</sup>. Comparaison avec les conditions de freinage à l'échelle 1*

Le protocole expérimental se compose de l'enchaînement de 4 séquences consécutives. Le déclenchement entre les essais est conditionné par le retour de la température de masse du disque sous le seuil de  $50^{\circ}\text{C}$ .

La première colonne rappelle les paramètres de freinage à l'échelle 1 correspondant à un freinage d'arrêt d'urgence à  $140\text{ km.h}^{-1}$ , sous une pression de  $0,8\text{ MPa}$  et d'une durée de freinage de  $36\text{ s}$ . Le modèle de Newcomb donne pour ce freinage une élévation maximale de la température de surface de  $267^{\circ}\text{C}$ .

Les 4 colonnes suivantes présentent les 4 compromis retenus pour les freinages à échelle réduite :

- La colonne référencée 1 correspond au compromis pour lequel la vitesse de glissement est respectée.
- La colonne 2 présente un compromis sur les trois paramètres d'essai et menant à des densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque à l'échelle réduite, respectivement, légèrement inférieures et supérieures à celles de l'échelle 1.
- La colonne 3 garde les valeurs de densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque du compromis 1, mais en respectant cette fois la pression d'application.
- La colonne 4 correspond enfin à un compromis respectant la durée de freinage, avec une pression d'application proche du cas 1 et une vitesse de glissement proche du cas 3. Ce compromis permet de respecter les densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque à l'échelle 1.

On notera que les compromis présentés colonne 2 et colonne 4 de cette campagne d'essai correspondent, respectivement, aux compromis de la colonne 3 et de la colonne 2 de la campagne de validation de la représentativité thermique des essais à échelle réduite (tableau III.4).

Les 4 points correspondant aux 4 compromis du tableau III.11 sont situés sur la surface de l'ensemble des triplets  $(P, V_0, T_f)_r$  permettant de respecter une même élévation de température moyenne de surface du disque qu'à l'échelle 1 (figure III.21).

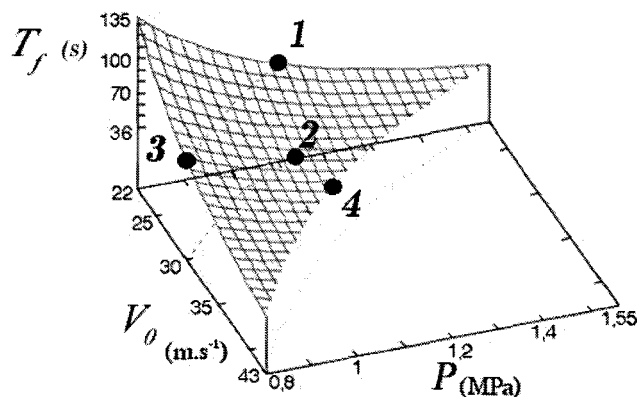


figure III.21 : Diagramme  $(P, V_0, T_f)_r$  : les repères 1 à 4 correspondent aux conditions du tableau III.11

### **III.7 Conclusions**

Ce chapitre a permis de définir les conditions expérimentales des essais de performance menés sur le tribomètre de freinage pour le programme FAPA. L'objectif (s'assurer une représentativité thermique des essais à échelle réduite, difficile à obtenir expérimentalement) a conduit à des règles de changement d'échelle qui portent sur le triplet de paramètres (pression apparente  $P$ , vitesse initiale de glissement  $V_0$  et durée de freinage  $T_f$ ). Une géométrie adaptée de contact « patin-secteur/disque-couronne » est définie.

Une campagne expérimentale de validation des conditions d'essai a été menée en configuration classique. Les résultats montrent que cette approche expérimentale originale permet d'obtenir à l'échelle réduite une sollicitation thermique de surface proche en moyenne de celle de l'échelle 1. En fonction du choix du triplet de paramètres ( $P$ ,  $V_0$ ,  $T_f$ ), les essais à même température moyenne de surface mettent en évidence soit des phénomènes de localisation de type bandes chaudes et/ou points chauds observés lors de freinages ferroviaires sévères, soit une sollicitation thermique de surface plus homogène. Cette approche peut ainsi constituer un outil d'analyse de l'influence de différents paramètres sur le comportement tribologique d'un couple disque-garniture.

La mise en œuvre des essais en configuration inverse a révélé certaines difficultés. Ainsi, l'inversion des matériaux, qui entraîne l'inversion des rigidités du disque et de la garniture, conduit à des phénomènes de localisation du contact beaucoup plus marqués en configuration inverse qu'en configuration classique. Le mode de fixation des blocs de garniture sur le disque support devra faire l'objet d'une attention particulière, une décohésion comme celle constatée lors de la mise en place des essais en configuration inverse n'étant absolument pas permise à l'échelle 1 du point de vue de l'intégrité du système frein lui-même comme de celles personnes physiques.

Enfin, les toutes premières informations sur le comportement tribologique en configuration inverse montrent une dégradation des performances tribologiques par rapport à celles constatées en configuration classique pour le couple de référence « 6088/acier C45 ». Cette dégradation est accompagnée d'une élévation importante du niveau de sollicitation thermique subi par le disque garni et le patin-secteur conduisant à conclure à la nécessité de tester les couples de matériaux à l'échelle réduite sous des sollicitations de contact, représentatives, en particulier d'un point de vue thermique, des sollicitations de freinage très sévères auxquelles serait soumis le frein FAPA en exploitation.

## Chapitre IV

# Caractérisation du comportement tribologique de différents couples de matériaux en configuration classique et inverse

Ce chapitre aborde l'étude tribologique du frein FAPA par la simulation à l'échelle réduite d'un freinage d'arrêt d'urgence sans refroidissement actif pour les matériaux qui ont été sélectionnés au chapitre II, en adoptant les conditions expérimentales définies au chapitre III. Ces essais correspondent au mode de fonctionnement dégradé du frein FAPA.

Le premier paragraphe concerne la configuration classique : les comportements tribologique et thermique du couple Glidcop®/6088 sont caractérisés comparativement à ceux du couple de matériaux C45/6088, couple de référence de cette étude. Ensuite, l'observation des éprouvettes permet de comparer les deux couples en termes de dégradation et de sévérité de sollicitation des surfaces de frottement après le freinage d'urgence en mode dégradé.

Le second paragraphe concerne l'étude en configuration inverse des comportements tribologique et thermique des couples :

- C45/6088, comparé au même couple en configuration classique ;
- Glidcop®/6088, comparé, d'une part au même couple en configuration classique et, d'autre part, au couple C45/6088 en configuration inverse ;
- TZM/6088.

Pour chaque couple, l'observation des éprouvettes permet, là encore, d'évaluer la sévérité de la sollicitation et de décrire la dégradation des surfaces de frottement après le freinage d'arrêt d'urgence en mode dégradé.

Une attention particulière est portée à la dégradation extrêmement importante subie par le patin-secteur 6088 ayant frotté en configuration inverse.

Ce chapitre vise à tirer des enseignements sur la faisabilité du concept FAPA en étudiant les avantages et les inconvénients des matériaux à haute effusivité, d'un point de vue comportement tribologique et thermique, complétant ainsi les résultats de la tâche « thermique locale de refroidissement » du FAPA, d'un point de vue sécuritaire en évaluant la capacité du frein FAPA à subir un mode de fonctionnement dégradé.

### IV.1 Campagnes d'essais de simulation de freinages d'arrêt d'urgence en configuration classique

Dans ce paragraphe, le comportement tribologique en configuration classique de deux couples de matériaux sous sollicitations thermiques sévères représentatives de celles rencontrées lors des freinages d'urgence à l'échelle 1 fait l'objet d'une étude comparative.



Il s'agit, pour le disque :

- de l'acier C45, considéré comme référence,
- du Glidcop<sup>®</sup>,

et, pour le patin-secteur, du matériau de friction 6088 retenu suite à la campagne de présélection. Le comportement du couple « disque-couronne en Glidcop<sup>®</sup>/patin-secteur en 6088 » va être caractérisé, puis comparé à celui du couple de référence « disque-couronne en acier C45/patin-secteur en 6088 ».

L'objectif de ce paragraphe est donc double : d'abord s'assurer de la compatibilité tribologique entre les 2 matériaux du couple Glidcop<sup>®</sup> - 6088 et en étudier les performances tribologiques, ensuite étudier l'intérêt d'utiliser un tel matériau ayant une effusivité plus grande que l'acier dans le cas d'un programme d'essais relativement sévères représentatifs de freinages d'urgence. Précisons ici qu'en ce qui concerne le TZM, il n'a pas été possible d'obtenir un brut permettant l'usinage d'un disque-couronne, tant pour des raisons de disponibilité matériau auprès du fournisseur que pour des raisons économiques.

#### IV.1.1 Performances tribologiques

Précisons, en préambule, qu'aucun problème d'incompatibilité tribologique avec le matériau 6088 n'a été constaté lors de l'emploi du Glidcop<sup>®</sup>. Si quelques adhésions ont été observées lors du rodage, ceci n'a pas été le cas lors des essais eux-mêmes. L'état de surface du patin-secteur et celui du disque-couronne après essais témoignent d'une bonne compatibilité. La description plus approfondie des éprouvettes sera développée ultérieurement.

##### IV.1.1.1 Coefficient de frottement moyen

Les coefficients de frottement moyens durant chacun des seize freinages du programme d'essais (tableau III.11) ont été calculés pour les deux matériaux testés. La figure IV.1 présente sous forme d'histogrammes les coefficients de frottement moyens classés par série d'essais. La première série, et plus particulièrement le premier essai, présente, pour les deux matériaux, des coefficients de frottement moyens un peu plus élevés. Rappelons que la phase de rodage préalable à toute campagne permet d'obtenir une portée correcte sur la majeure partie de la surface du patin-secteur, et qu'elle se fait sous conditions douces n'entraînant pas d'élévation de température significative à l'échelle macroscopique, pour ne pas affecter la matrice du matériau de friction. En revanche, le premier freinage à pleine puissance du programme d'essais représente en quelque sorte un « rodage thermique » du contact affectant en particulier thermiquement les couches de surface du matériau de friction. En conséquence, les résultats de la première série seront considérés avec prudence.

Si la reproductibilité en termes de coefficient de frottement moyen pour les mêmes conditions de freinage d'une série d'essais à l'autre semble acquise pour le Glidcop<sup>®</sup> dès la troisième série, voire la seconde, ceci ne semble pas encore le cas pour l'acier. En effet, même à la quatrième série, on continue d'observer pour l'acier une légère décroissance.

On constate que, quels que soient les paramètres initiaux, le coefficient de frottement moyen du Glidcop<sup>®</sup> est systématiquement légèrement supérieur à celui de l'acier. Il est de l'ordre de 0,32 pour le disque en Glidcop<sup>®</sup> et 0,3 pour le disque en acier. On observe toutefois, pour le Glidcop<sup>®</sup>, des écarts un peu plus marqués pour le coefficient de frottement moyen selon les conditions d'essais elles-mêmes, traduisant ainsi une légère sensibilité aux paramètres d'essai. Cette sensibilité est moindre dans le cas de l'acier C45.

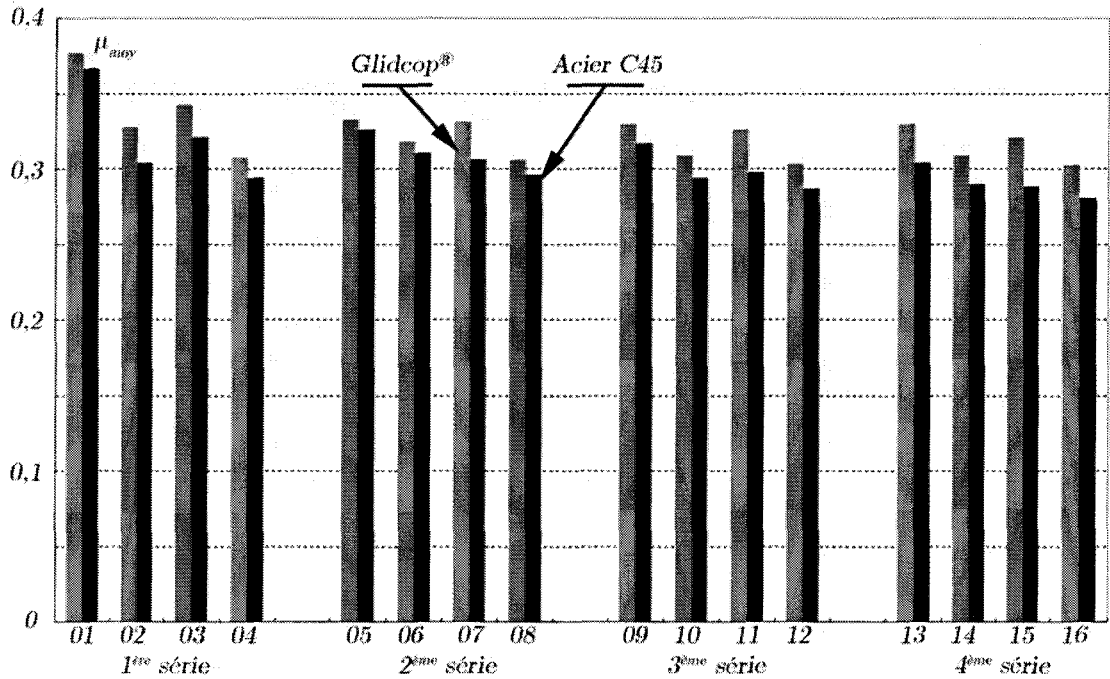


figure IV.1 : Coefficients de frottement moyens des couples Glidcop®/6088 et acier C45/6088 en configuration classique par série de freinages

#### IV.1.1.2 Coefficient de frottement instantané

La figure IV.2 présente, à titre d'exemple, les évolutions du coefficient de frottement instantané durant les deuxièmes freinages de chacune des 4 séries d'essais de la campagne Glidcop®/6088 en configuration classique. On observe que la reproductibilité est remarquable d'une série à l'autre, même si le début de la courbe noire, correspondant à l'essai 2 de la première série, est légèrement plus haut que les 3 autres durant les 20 premiers pour cent de la durée du freinage, confirmant à ce propos l'analyse faite ci-dessus sur le coefficient de frottement moyen.

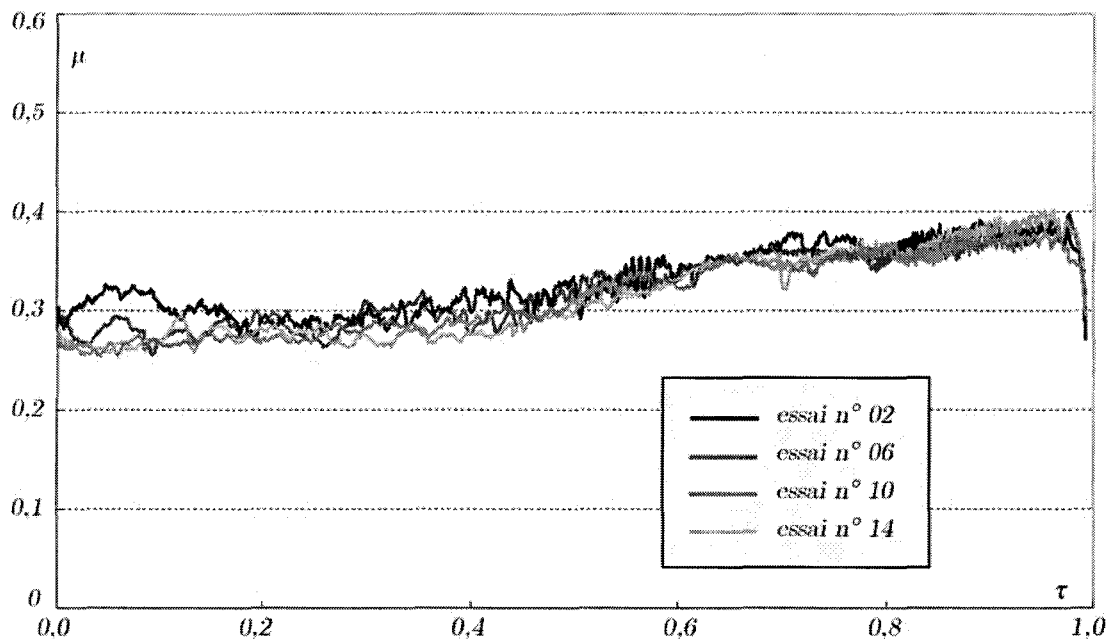


figure IV.2 : Evolution du coefficient de frottement instantané pour le 2<sup>me</sup> freinage des 4 séries d'essais pour le couple Glidcop®/6088 en configuration classique

La figure IV.3 montre, à titre d'exemple, l'évolution du coefficient de frottement instantané du couple « disque-couronne Glidcop® /patin-secteur 6088 » et du couple « disque-couronne acier C45 /patin-secteur 6088 » pour le freinage 14, c'est-à-dire le deuxième freinage de la quatrième série d'essais. On retrouve le résultat classique pour l'acier, déjà décrit par exemple figure III.16 pour des freinages à 100 km.h<sup>-1</sup>, à savoir des fluctuations autour de 0,25/0,30, toutefois moins nombreuses dans le cas présent, pour environ les 30 premiers pourcents du temps de freinage, suivies par une période relativement stable jusqu'à 60-65% du temps de freinage et enfin par une remontée assez sévère pour atteindre 0,5 en fin de freinage.

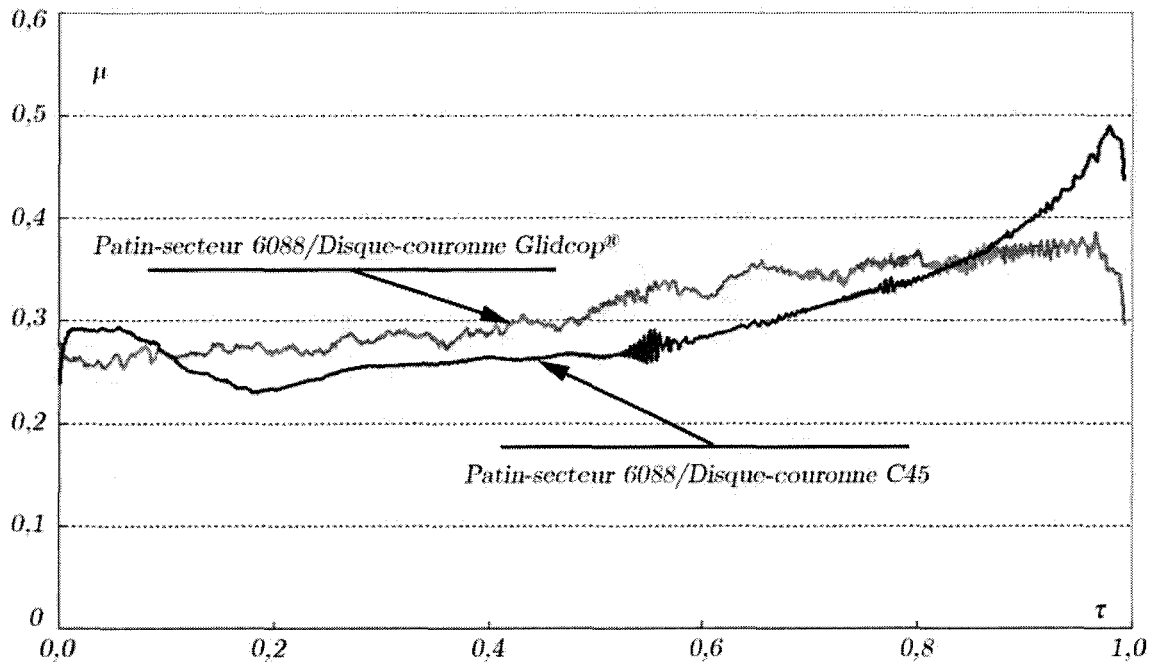


figure IV.3 : Comparaison de l'évolution du coefficient de frottement instantané durant l'essai 14 pour les couples acier C45/6088 et Glidcop®/6088 en configuration classique

En revanche, le comportement du Glidcop® est très différent : il présente en effet une évolution lente et monotone, de 0,28 en début jusqu'à 0,38 en fin de freinage, et ne présentant de plus que de très faibles fluctuations pendant tout le freinage. Signalons que ces courbes sont bien représentatives du comportement des deux matériaux pour les autres essais de la campagne.

#### IV.1.1.3 Comparaison des comportements thermiques des disques métalliques

La figure IV.4 montre, toujours pour le freinage 14 (2<sup>ème</sup> freinage de la 4<sup>ème</sup> série d'essais) pris à titre d'exemple, l'évolution des températures de surface et de masse des disques en Glidcop® et en acier C45. Pour offrir une comparaison supplémentaire, a été rajoutée la courbe correspondant à la mesure de la température de surface du disque-couronne relevée lors de l'essai 3 de la campagne de validation (figure III.9). Cet essai, effectué avec les mêmes paramètres initiaux que ceux de l'essai 14, a été réalisé avec un autre jeu d'éprouvettes patin-secteur 6088/disque-couronne acier C45. L'estimation de la température de surface calculée par le modèle de Newcomb est également donnée pour les conditions de freinage correspondantes à l'échelle 1 avec un disque acier.

Pour les disques-couronnes en acier C45, on constate la très bonne correspondance entre les évolutions dans les 2 essais de la température de surface mesurée par le pyromètre (l'émissivité étant fixée à 0,25 [Pajani, 1989]) et leur bon accord avec la prédiction du modèle de Newcomb. On note, à nouveau, la présence de pics de température qui traduisent la migration de cercles chauds en surface de frottement, conséquences des localisations de portée pendant le freinage. Le niveau de température relevé pour l'essai 14 peut sembler parfois inférieur à celui obtenu dans la campagne de validation, ceci peut être attribué aux conditions locales de contact différentes d'un jeu d'éprouvettes à l'autre.

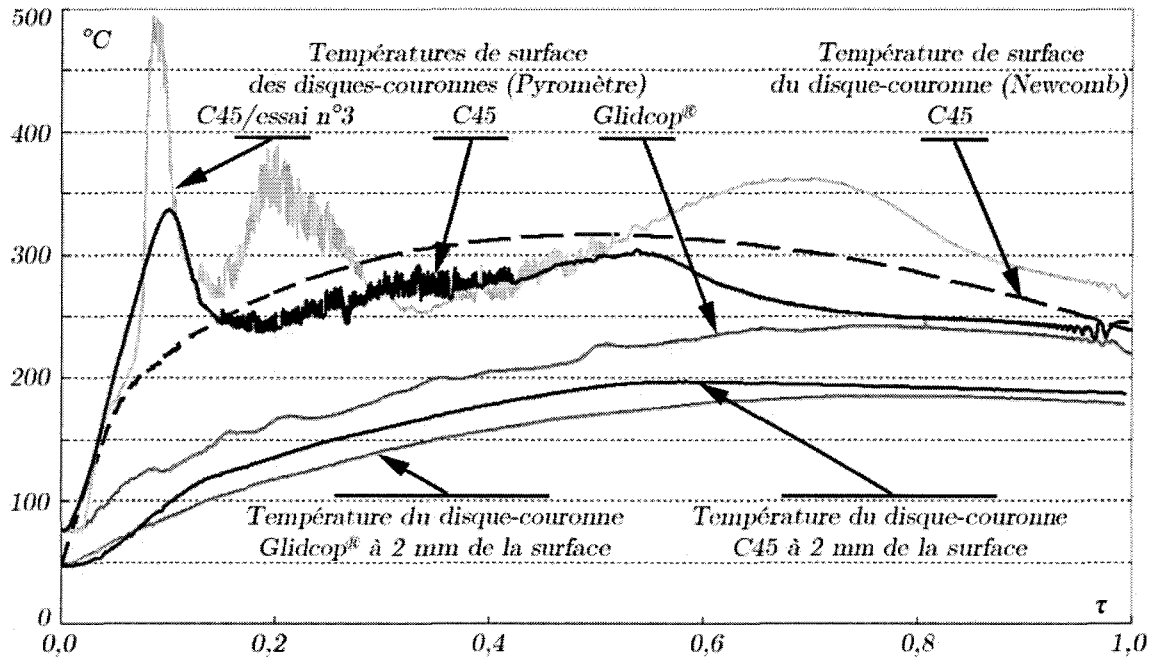


figure IV.4 : Evolutions des températures de surface et de masse du disque des couples acier C45/6088 et Glidcop®/6088 en configuration classique

La montée de la température de masse mesurée à 2 mm sous la surface du disque-couronne en acier C45 montre, pour les 2 essais, un retard en début d'essai par rapport à la montée de la température de surface. L'écart constaté entre les niveaux de température de surface et ceux à 2 mm dans la masse témoigne des forts gradients thermiques dans l'épaisseur du disque-couronne. Le disque-couronne en acier C45 est donc soumis lors de ces freinages sous sollicitations thermiques sévères à des gradients thermiques de surface et des gradients thermiques en épaisseur très importants. Ces gradients sont cause de sollicitations thermomécaniques pénalisantes qui réduiront, de facto, le potentiel de ce couple de matériaux (paragraphe III.4.3).

En ce qui concerne le disque-couronne Glidcop®, on note que la température de surface (l'émissivité étant fixée à 0,2 [Pajani, 1989]) ne s'élève que d'un peu moins de 200°C par rapport à la température initiale, au lieu de 300 à 400°C pour le disque en acier. Mais surtout, l'évolution de la température de surface du Glidcop® est plus progressive et elle ne présente aucun pic traduisant une localisation de portée qui se déplacerait durant le freinage comme constaté pour l'acier. L'écart entre la température de surface et la température de masse ne dépasse pas 75°C durant tout le freinage, l'élévation de température dans la masse ne présentant pas du tout le retard observé pour l'acier.

L'efficacité du matériau Glidcop<sup>®</sup> à conduire très rapidement dans son volume le flux de chaleur généré à sa surface est ici parfaitement montrée dans le cas d'une utilisation en freinage. Cette efficacité est telle que, quoique supérieure en début d'essai suite à l'absence de retard, la température de masse à 2 mm sous la surface du disque-couronne en Glidcop<sup>®</sup> devient très rapidement inférieure à la température de masse à 2 mm sous la surface du disque-couronne en acier C45, et ce jusqu'à la fin de l'essai. Cette efficacité explique également que le flux de chaleur généré par une éventuelle localisation de portée en surface du disque-couronne Glidcop<sup>®</sup> ne soit pas visible par mesure pyrométrique comme constaté pour l'acier C45. Tout flux de chaleur localisé en surface est en effet extrêmement rapidement conduit tant vers le reste de la surface que dans la masse du disque-couronne. La figure IV.5 présente les évolutions durant ces mêmes essais des températures de masse des patins-secteurs mesurées à 2 mm sous la surface. On constate d'emblée que, le matériau 6088 se comportant comme une barrière thermique, l'élévation de température reste bien inférieure à 250°C, température maximale admissible par le joint collé à l'arrière du secteur. L'écart entre la température maximale et la température initiale est de l'ordre de 90-100°C pour le patin-secteur ayant frotté contre le disque-couronne en acier C45 et de l'ordre de 70-80°C pour celui ayant frotté contre le disque-couronne en Glidcop<sup>®</sup>. Il est intéressant de noter que ces évolutions de température de masse des patins-secteurs confirment l'efficacité du Glidcop par rapport à l'acier. En effet, si dans un premier temps on constate un retard similaire entre la production de chaleur en surface et la conduction à 2 mm dans le volume des patins-secteurs, l'évolution de la température de celui ayant frotté contre l'acier est plus rapide que pour celui ayant frotté contre le Glidcop<sup>®</sup>. L'évacuation plus efficace du flux de chaleur généré en surface vers le volume du disque-couronne dans le cas du Glidcop<sup>®</sup> offre ainsi l'avantage supplémentaire de moins échauffer le matériau de friction du patin-secteur.

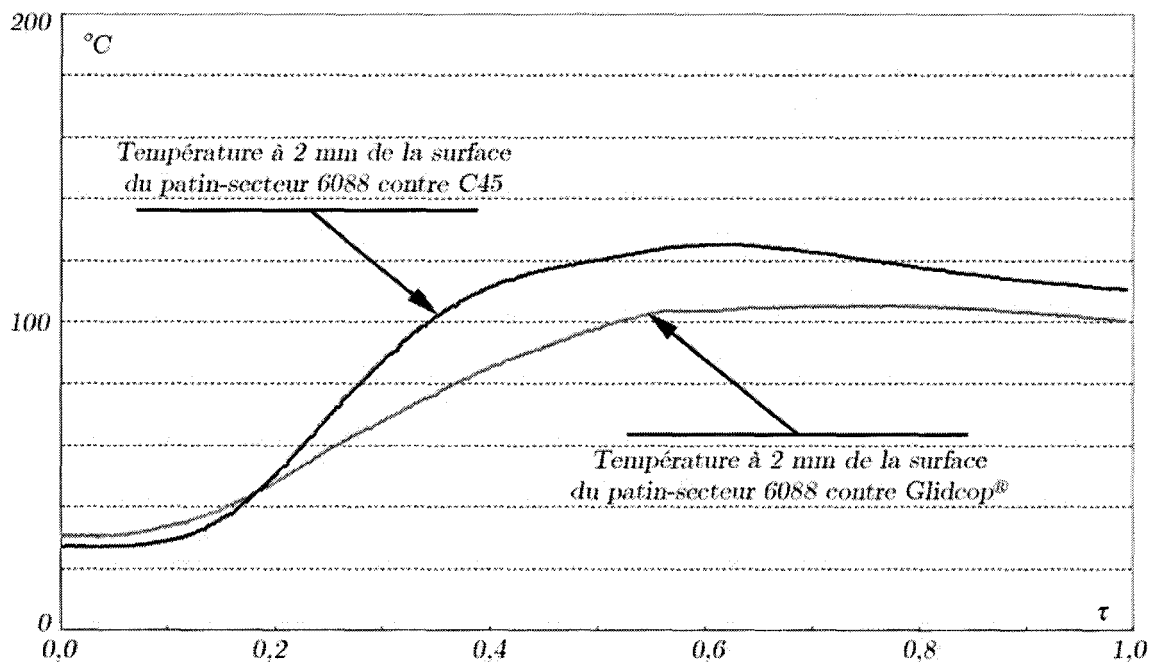


figure IV.5 : Evolution des températures de masse du patin-secteur en 6088 frottant en configuration classique contre un disque-couronne soit en acier C45, soit en Glidcop<sup>®</sup>



### IV.1.2 Observations des échantillons en configuration classique

Ce paragraphe présente les observations des surfaces de contact des deux patins-secteurs en matériau de friction 6088 et des disques-couronnes en acier C45 et en Glidcop® sur lesquels ils ont frotté, en s'attachant aux différences observées entre les deux couples de matériaux.

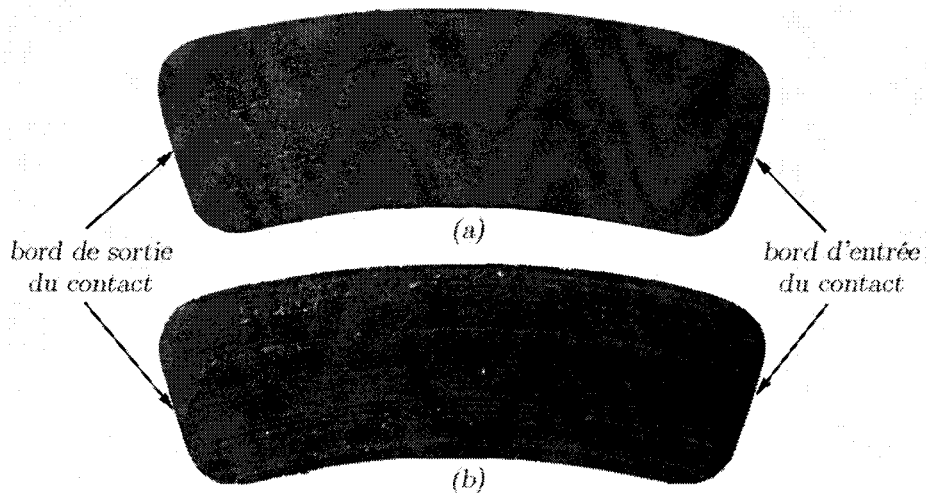


figure IV.6 : Patins-secteurs 6088 ayant frotté contre un disque-couronne en acier C45 (a) et un disque-couronne en Glidcop® (b)

La figure IV.6 montre l'état en fin d'essais des surfaces de friction des 2 patins-secteurs ayant frotté respectivement sur le disque-couronne en acier C45 (a) et le disque-couronne en Glidcop® (b). Dans les deux cas, elles présentent macroscopiquement un aspect plutôt uniforme, attestant de la bonne portée sur la totalité du secteur, des traces de glissement curviligne étant toutefois plus visibles dans le cas du patin-secteur ayant frotté sur le disque-couronne Glidcop®.

L'observation des deux disques-couronnes métalliques révèle tout l'intérêt de l'emploi du Glidcop® par rapport à l'emploi d'un acier classique comme le C45, en raison de sa beaucoup plus grande effusivité. La figure IV.7 et la figure IV.8 présentent l'état respectivement du disque-couronne en acier C45 et du disque-couronne en Glidcop®, avant (a) et après essais (b). On constate que, alors que les états de surface étaient similaires avant essais (mêmes spécifications d'usinage, figure III.6), les disques-couronnes présentent après essais des pistes de frottement aux faciès fortement différents.

Le disque-couronne en C45 présente, figure IV.7 (b), une piste de frottement sombre, marquée de nombreuses traces de localisation. Sa zone centrale, bien que recouverte de très nombreux débris produits lors des freinages, ne présente pas de coloration particulière. En revanche, on observe figure IV.8 (b) que la piste de frottement du disque-couronne en Glidcop® est relativement uniforme, avec toutefois la présence de quelques cercles légèrement plus foncés. Aucune localisation n'est constatée en surface de frottement. La zone centrale du disque-couronne Glidcop® présente, quant à elle, des différences de coloration témoignant d'un échauffement important bien qu'elle n'ait naturellement pas été en contact avec le patin-secteur.

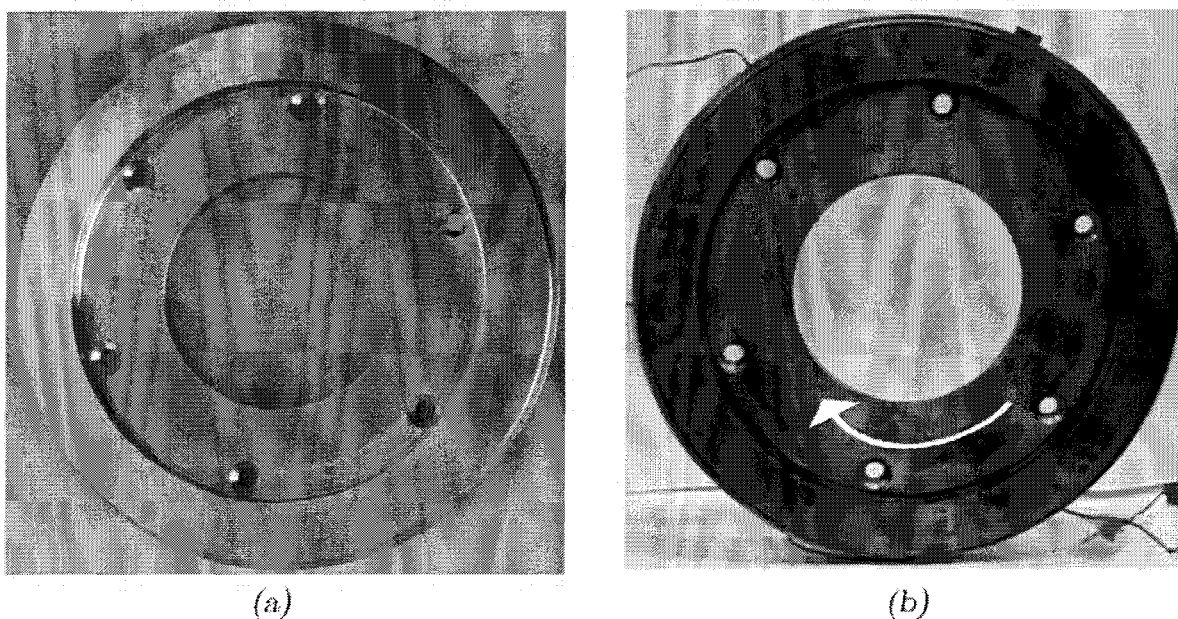


figure IV.7 : Disque-couronne en acier C45 avant (a) et après essais (b)

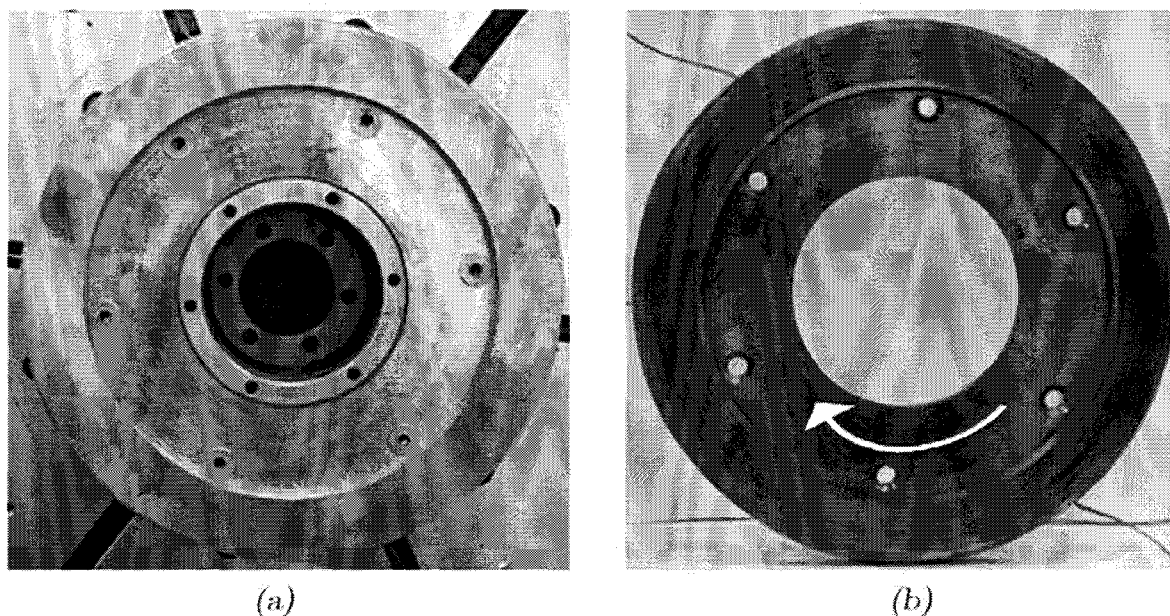


figure IV.8 : Disque-couronne en Glidcop® avant (a) et après essais (b)

L'observation des surfaces de frottement et des surfaces latérales des disques-couronnes, figure IV.9 pour l'acier C45 et figure IV.10 pour le Glidcop®, nous renseigne sur le comportement thermique de ces matériaux à l'effusivité fort différente.

Le disque-couronne en acier C45 présente après essais des localisations nombreuses en surface de contact, figure IV.9 (a). On observe que le bord libre à l'intérieur de la piste de frottement présente à proximité une coloration traduisant un échauffement localisé important. Ces colorations se retrouvent sur les surfaces latérales de la couronne, figure IV.9 (b), et mettent en évidence l'épaisseur importante de la couronne ayant subi une forte élévation de température. On constate donc des gradients thermiques importants aussi bien en surface de contact que dans l'épaisseur du disque-couronne en acier C45.



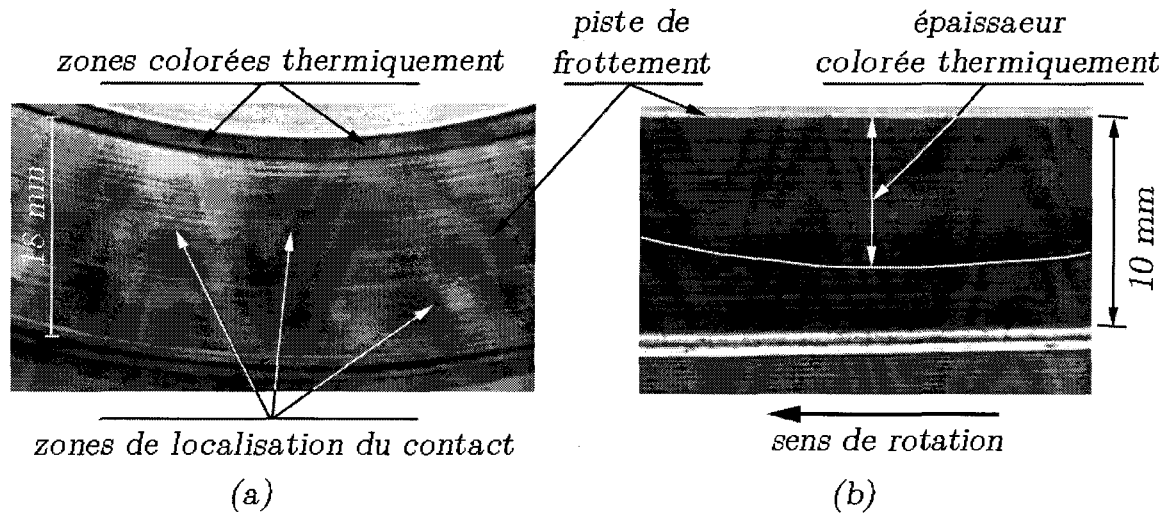


figure IV.9 : Détails de la piste de frottement (a) et de la surface latérale (b) de la couronne en acier C45 après essais

Le disque-couronne en Glidcop® ne présente après essais aucune localisation sur la surface de contact, figure IV.10 (a), et aucune trace de gradient d'échauffement n'a pu être relevée sur les surfaces latérales de la couronne, figure IV.10 (b). Contrairement au disque-couronne en acier C45, le disque-couronne en Glidcop® a conduit les flux de chaleur de la surface dans tout son volume extrêmement rapidement. Ceci a permis, d'une part, que les déformations thermomécaniques à la surface de ce disque-couronne soient moindres, n'entraînant pas de localisations importantes du contact et, d'autre part, que les gradients thermiques dans son épaisseur soient nettement moins sévères que pour le disque-couronne en acier C45.

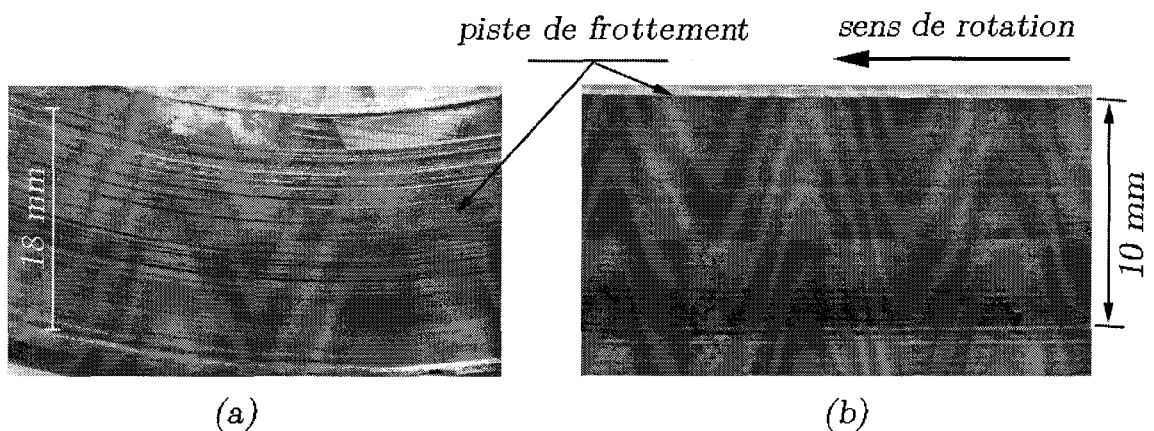


figure IV.10 : Détails de la piste de frottement (a) et de la surface latérale (b) de la couronne en Glidcop® après essais

### IV.1.3 Conclusions partielles

En conclusion, les comportements tribologiques des couples acier C45/6088 et Glidcop®/6088 en configuration classique, c'est-à-dire mettant en œuvre un disque-couronne métallique sur lequel vient frotter un patin-secteur en matériau de friction 6088, présentent des différences marquées tant en termes de performances tribologiques que de comportement thermique.



Ainsi, on constate que :

- le coefficient de frottement moyen du couple acier C45/6088 présente une légère décroissance lors de la succession des séries de freinages, sa valeur est de l'ordre de 0,3 sur l'ensemble des freinages. Le coefficient de frottement moyen du couple Glidcop®/6088 est quant à lui reproductible d'une série à l'autre. Il s'établit à une valeur de l'ordre de 0,32, supérieure à celle constatée pour le couple acier C45/6088 ;
- l'évolution du coefficient de frottement instantané, qui se caractérise pour l'acier par une période d'oscillations autour d'une valeur de 0,27 puis une remontée marquée en fin de freinage, présente pour le couple Glidcop®/6088 une croissance monotone de 0,28 en début jusqu'à 0,38 en fin de freinage. Ce comportement est par ailleurs parfaitement reproductible ;
- l'analyse des mesures des températures de masse et de surface du disque-couronne et de masse du patin-secteur, couplée à l'observation des surfaces de frottement, montre l'intérêt du comportement thermique du couple Glidcop®/6088. En effet, des localisations de portée en surface du disque-couronne en acier C45 génèrent des gradients thermiques non seulement en surface mais également dans l'épaisseur du disque. Le Glidcop® offre, grâce à sa haute effusivité, la possibilité de conduire plus rapidement le flux de chaleur généré en surface dans le volume du disque-couronne. La mesure pyrométrique de la température de surface et l'observation de la piste de frottement ne montrent ainsi aucune localisation importante lors des freinages. L'élévation de la température de masse du patin-secteur montre que celui-ci est moins sollicité, ce qui est favorable à la préservation de la tenue mécanique du matériau de friction. Le retard entre la production de la chaleur en surface et son évacuation en volume est largement diminué par rapport à l'utilisation d'un disque en acier, ce qui est fondamental pour l'efficacité du système de refroidissement actif proposé dans le programme FAPA.

Dans la configuration classique, l'emploi pour le disque-couronne d'un matériau plus effusif que ceux traditionnellement utilisés en freinage ferroviaire présente ainsi un intérêt indéniable. Il serait intéressant de poursuivre les investigations afin de tester le comportement du Glidcop® dans un autre environnement, en particulier sous humidité.

## **IV.2 Campagnes d'essais de simulation de freinages d'arrêt d'urgence en mode dégradé en configuration inverse**

Les essais présentés dans ce paragraphe ont été réalisés en configuration inverse, c'est-à-dire avec un patin-secteur métallique frottant sur un disque-couronne en matériau de friction 6088. Trois matériaux métalliques ont été utilisés pour le patin-secteur, à savoir l'acier C45 en référence, le Glidcop® et le TZM. Le but est de simuler sur le tribomètre de freinage un freinage d'arrêt d'urgence en mode dégradé. La simulation d'un tel freinage, extrêmement pénalisant, est en effet impérative afin de caractériser le comportement tribologique de ces matériaux et de les comparer entre eux, en se plaçant immédiatement d'un point de vue sécuritaire. Etant donné le nombre réduit d'échantillons (disponibilité de matières, coût élevé), les résultats de cette étude sont déterminants pour valider la faisabilité même du concept FAPA.

## IV.2.1 Protocole expérimental

Les paramètres choisis pour réaliser cette simulation correspondent à ceux référencés 4 du tableau III.11. Ce choix de paramètres permet de respecter les densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque et dans la garniture aux deux échelles, ainsi que, théoriquement, la durée du freinage par rapport à l'échelle 1.

La géométrie des éprouvettes d'essais est celle décrite aux paragraphes III.3 et III.5.1. Les patins-secteurs sont usinés dans la masse, donc monoblocs, respectivement en C45, Glidcop® et TZM. Suite aux essais de mise au point présentés au paragraphe III.5, les disques-couronnes sont réalisés par Flertex SA par collage d'une couronne de 8 mm d'épaisseur en matériau de friction 6088 sur un disque en acier après grenailage ad hoc de sa surface.

La mesure des températures de masse des éprouvettes est obtenue par :

- un thermocouple placé à 2 mm sous le centre de la surface frottante pour le patin-secteur,
- 4 thermocouples placés à l'interface de collage entre la couronne et son support, et répartis angulairement à 90° sur le rayon moyen de frottement, pour le disque-couronne.

La mesure de la température de surface du disque-couronne en 6088 est obtenue par pyrométrie infra-rouge (émissivité réglée à 0,95 (donnée Flertex)). Chaque essai est précédé d'une phase de rodage.

Caractériser le comportement du couple « patin-secteur acier C45/disque-couronne 6088 », permettra de remplir un double objectif :

- analyser l'influence de l'inversion de matériaux sur le comportement tribologique du couple C45/6088. On pourra également le faire pour le couple « Glidcop®/6088 »,
- servir de référence pour analyser le comportement des matériaux plus effusifs, Glidcop® et TZM, en configuration inverse.

## IV.2.2 Performances tribologiques

### *IV.2.2.1 Disque-couronne 6088/patin-secteur acier C45*

La figure IV.11 compare les évolutions du coefficient de frottement instantané pour le couple acier C45/6088 frottant en configuration classique et en configuration inverse pour les paramètres du freinage 4 (tableau III.11). Ainsi :

- en configuration classique, après un léger pic initial, le coefficient de frottement instantané présente quelques oscillations et monte doucement de 0,24 à 0,3/0,35 vers 80% de la durée du freinage, pour remonter de façon continue et plus marquée jusqu'à 0,47-0,5 en fin de freinage. Ce comportement est en bon accord avec celui décrit figure IV.3 pour le freinage 14, thermiquement équivalent mais correspondant à un autre choix de paramètres d'essais ;

- en configuration inverse, le même couple de matériaux présente un coefficient de frottement assez différent. En effet, s'il commence à une valeur du même ordre de grandeur que pour la configuration classique, il décroît assez nettement jusqu'à une valeur oscillant autour de 0,2 avec un minimum à 0,15 à  $\tau \approx 40\%$ , et ce jusqu'à 70% environ de la durée de freinage, avant de remonter dans la dernière partie de l'essai jusqu'à 0,4.

Pour les conditions d'essai considérées, le coefficient de frottement moyen en configuration inverse est ainsi de 0,23, soit une valeur de 25% inférieure à la valeur de 0,3 obtenue en configuration classique. La décélération moyenne en configuration inverse est de l'ordre de  $0,7 \text{ m.s}^{-2}$ , alors qu'elle est de  $1,1 \text{ m.s}^{-2}$  en configuration classique.

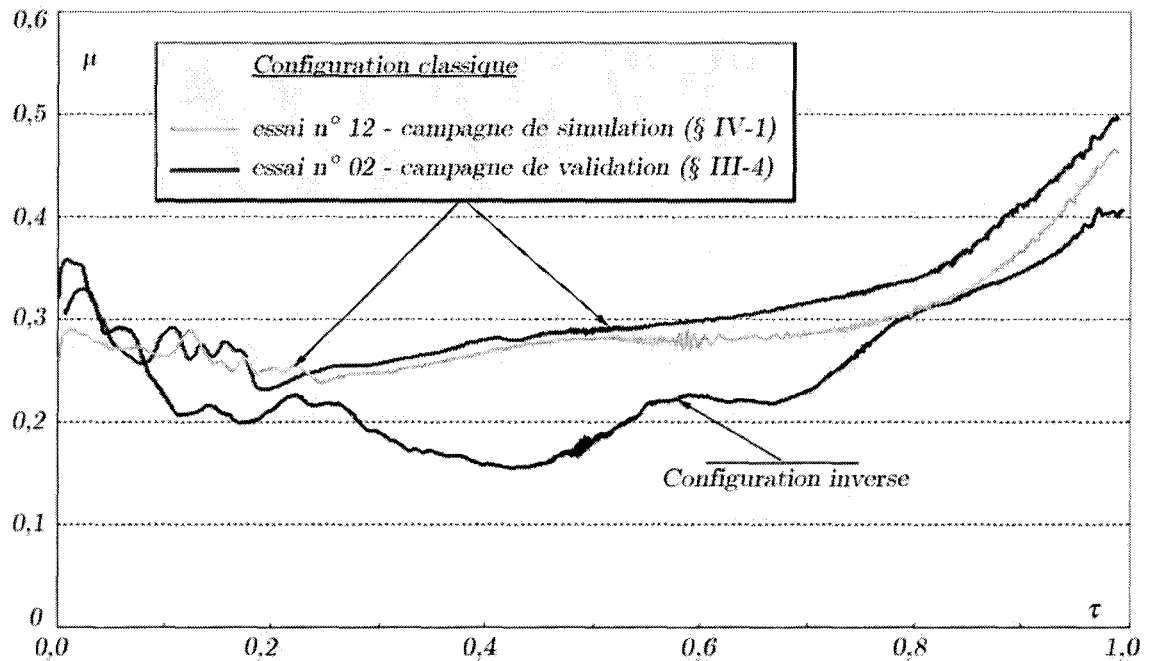


figure IV.11 : Comparaison des coefficients de frottement instantané du couple acier C45/6088 en configuration inverse et en configuration classique

Le relevé des températures mesurées durant l'essai en configuration inverse est présenté figure IV.12. Le matériau 6088 jouant le rôle de barrière thermique, la température mesurée à l'interface de collage reste basse pour un tel freinage d'urgence isolé et nettement inférieure à la température critique admissible ( $250^{\circ}\text{C}$ ). La température de masse du patin-secteur en acier C45 à 2 mm sous la surface de frottement est cohérente avec la prédiction de la température de surface par le modèle de Newcomb également donnée dans la figure. L'évolution de la température de surface n'est pas présentée ici car le niveau de température a presque continuellement dépassé la gamme de mesure du pyromètre, c'est-à-dire qu'elle a très rapidement atteint et dépassé la température de  $550^{\circ}\text{C}$ . Un retard significatif est observé entre la production du flux de chaleur en surface de frottement et la réponse du thermocouple à 2 mm. Cette remarque est importante dans la mesure où il faut se rappeler que l'efficacité du refroidissement actif envisagé pour le FAPA est directement liée à la capacité d'évacuation de la chaleur par le liquide caloporteur, et donc, avant même cette évacuation, à la rapidité de conduction de la chaleur de la surface du patin-secteur vers la surface d'échange avec le fluide.

Par ailleurs, plusieurs cercles rouges ont été observés pendant l'essai à la surface de la couronne en 6088, et ce, dès le début de l'essai. Ils ont migré de l'extérieur vers l'intérieur de la piste de frottement. Ces cercles témoignent de la localisation du contact, et donc du flux de chaleur, pendant l'essai. Le matériau de friction se comportant comme une barrière thermique, le patin-secteur s'est fortement échauffé, sa couleur ayant viré au rouge depuis la surface jusqu'à plusieurs millimètres dans l'épaisseur. Enfin, des dégagements importants de fumées et de particules ainsi que d'étincelles ont également été constatés. Les observations des éprouvettes après l'essai seront présentées plus loin au paragraphe IV.2.3.

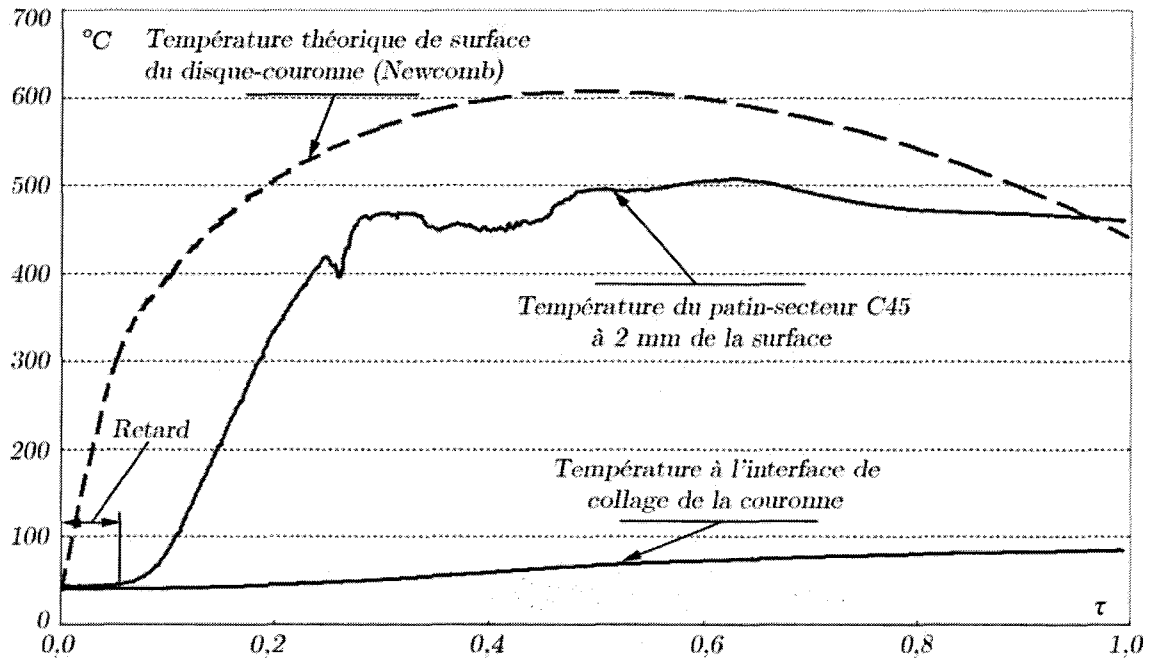


figure IV.12 : Evolution de la température de masse dans le patin-secteur en acier C45 et de la température à l'interface de collage du disque-couronne 6088 en configuration inverse

En conclusion, et pour cette simulation d'un freinage d'urgence, le couple acier C45/6088 présente, en configuration inverse, un comportement tribologique nettement moins bon qu'en configuration classique.

#### IV.2.2.2 Disque-couronne 6088/patin-secteur Glidcop®

Le même freinage a été réalisé avec le couple disque-couronne 6088/patin-secteur Glidcop®. Cette fois, l'essai a dû être interrompu en cours d'essai suite à l'apparition de flammes sur le matériau composite du disque-couronne. Les évolutions du coefficient de frottement instantané pour ce couple de matériaux et le couple de référence 6088/C45 sont comparées figure IV.13. Le temps normalisé a été calculé ici en estimant la durée du freinage  $T_f$  à partir de la décélération moyenne calculée sur la partie de l'essai réalisé.

On constate que le coefficient de frottement avec le patin-secteur Glidcop® est bien supérieur à celui obtenu avec le patin-secteur C45. Si, pour les deux couples de matériaux, la valeur initiale du coefficient de frottement est proche de 0,3/0,35, l'évolution en décroissance-croissance observée avec le couple de référence n'est pas du tout retrouvée avec le Glidcop®. Au contraire, avec ce matériau, le coefficient de frottement instantané augmente d'abord très vite, puis plus lentement, pour atteindre 0,55 au moment de l'interruption de l'essai.

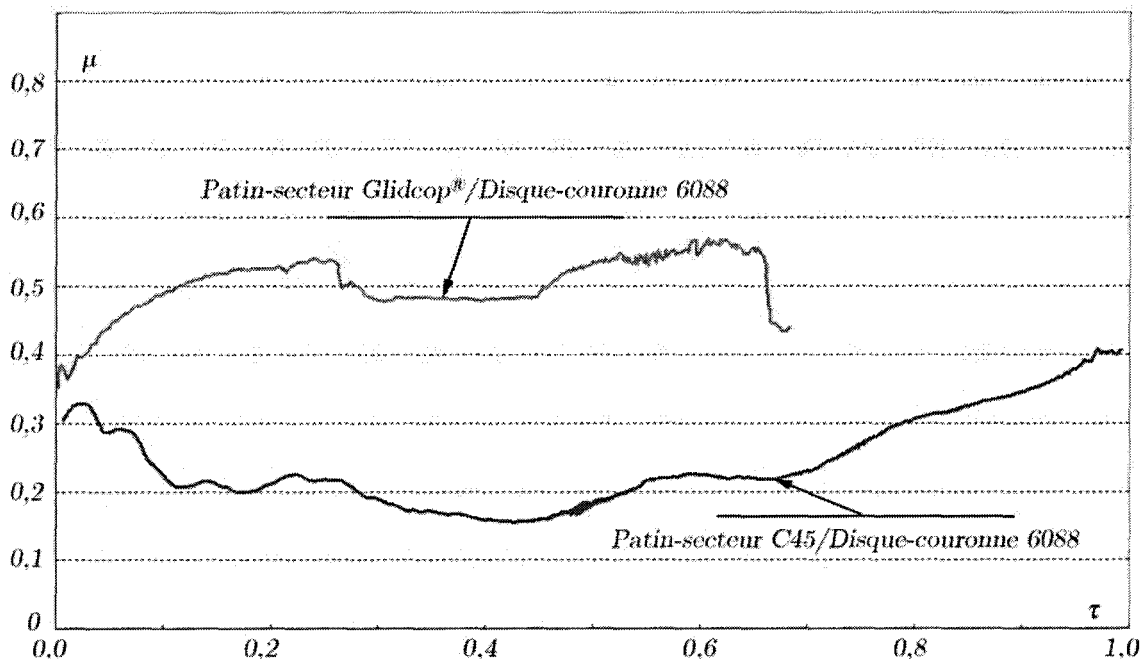


figure IV.13 : Comparaison des évolutions du coefficient de frottement instantané pour les couples Glidcop®/6088 et C45/6088 en configuration inverse

Par ailleurs, on ne retrouve pas en configuration inverse l'excellente stabilité du coefficient de frottement qu'avait présenté le couple Glidcop®/6088 en configuration classique (figure IV.14). Le coefficient de frottement en configuration inverse est nettement supérieur à celui observé en configuration classique à l'inverse du comportement du couple C45/6088 (figure IV.11).

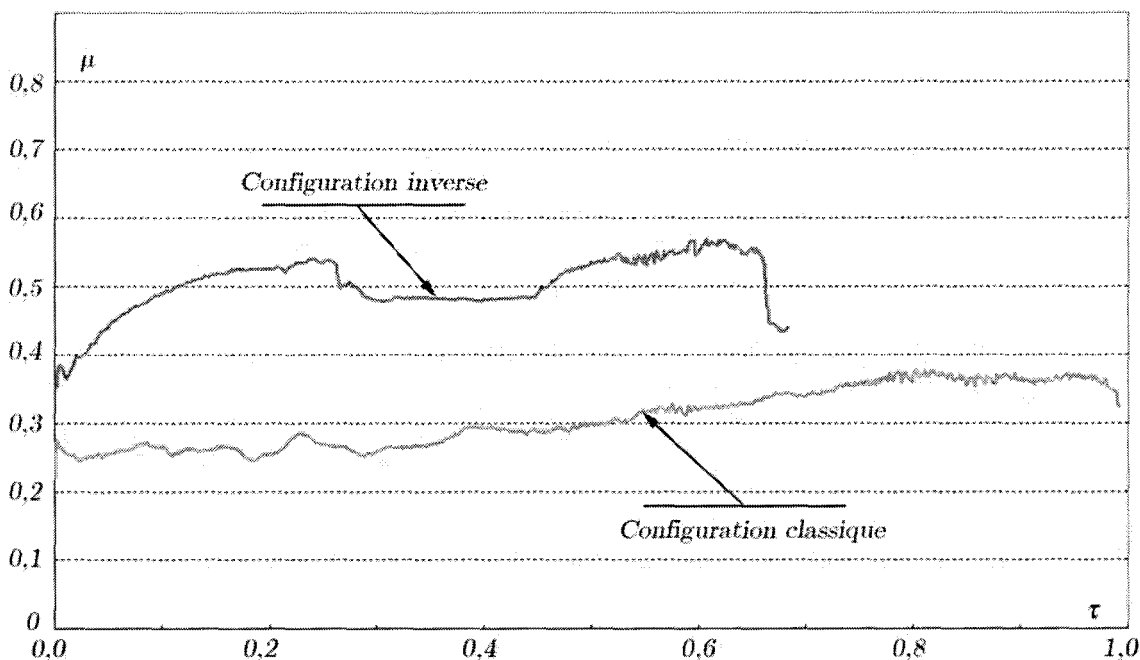


figure IV.14 : Comparaison des évolutions du coefficient de frottement instantané du couple Glidcop®/6088 en configuration inverse et en configuration classique

La figure IV.15 présente l'évolution de la température de masse du patin-secteur en Glidcop® (thermocouple à 2 mm sous la surface de friction), mesurée jusqu'à l'interruption de l'essai, comparée à celle du patin-secteur en C45. Le niveau de température du Glidcop® est beaucoup plus élevé (de l'ordre de 750°C), sans atteindre semble-t-il son maximum au moins dans les premiers 65% du temps de freinage, comme dans le cas de l'acier. Comparé à l'acier, le début de la courbe, qui montre un décollement très rapide, met ici encore en évidence l'effet d'une valeur d'effusivité beaucoup plus grande.

La mesure pyrométrique a, ici aussi, saturé très rapidement et n'est donc pas représentée. Alors que la température à l'interface de collage ne s'élève guère, les couches de surface du disque-couronne en matériau composite 6088 voient très certainement leur température augmenter très fortement. D'après la société Flertex, les niveaux atteints sont suffisants pour entraîner la dégradation de certains constituants, et les décrochements successifs observés sur l'évolution de la température du patin-secteur Glidcop® sont très probablement à relier avec ces dégradations. Comme celles-ci s'accompagnent de dégagements gazeux, c'est très probablement l'inflammation des gaz ainsi émis qui est à l'origine des flammes et du fort dégagement de fumées et de particules que nous avons aperçus durant l'essai et qui ont conduit à son interruption.

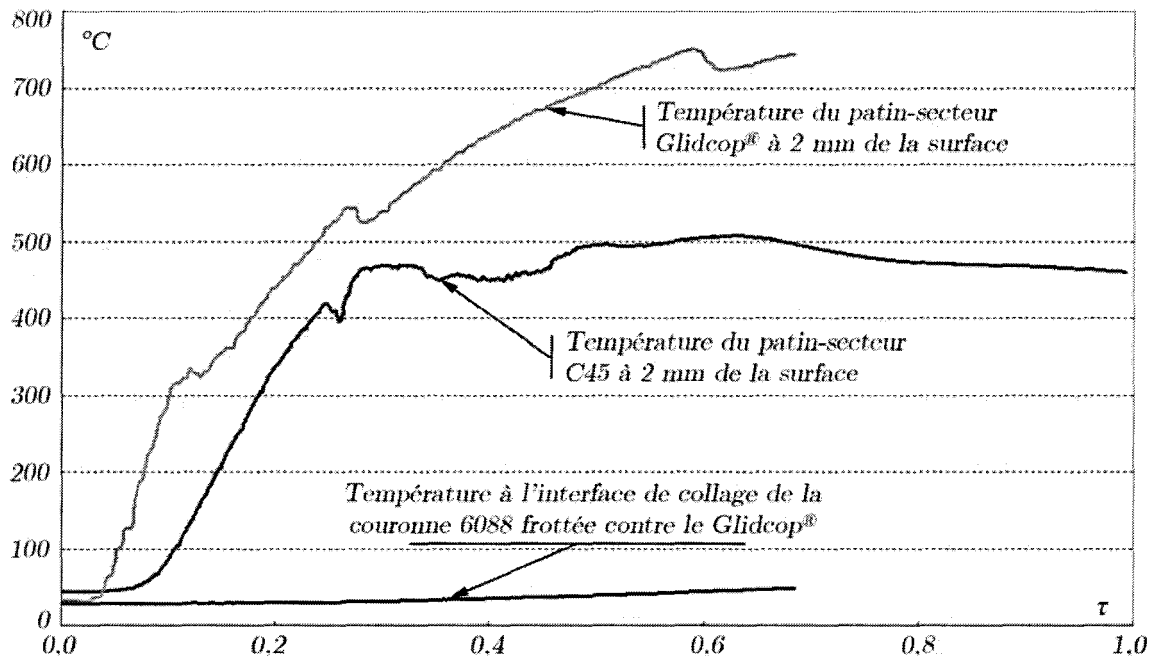


figure IV.15 : Comparaison des températures de masse du patin-secteur Glidcop® et du patin secteur C45 et température à l'interface de collage en configuration inverse

### IV.2.2.3 Disque-couronne 6088/patin-secteur TZM

Suite aux résultats précédents avec le couple disque-couronne 6088/patin-secteur Glidcop®, la stratégie d'essai a été modifiée pour le couple disque-couronne 6088/patin-secteur TZM. En effet, en l'absence totale d'informations sur le comportement tribologique de ce couple de matériaux, même en configuration classique, il a été décidé de solliciter moins sévèrement le contact en début d'essai. On a ainsi choisi d'utiliser le compromis 1 plutôt que le compromis 4 (tableau III.11), le compromis 1 présentant une vitesse de glissement initiale plus faible, donc une densité de flux dans le disque-couronne réduite, et en conséquence une densité d'énergie dissipée plus grande correspondant à une durée de freinage plus longue.

La figure IV.16 montre l'évolution du coefficient de frottement instantané obtenu lors de cet essai. Comme on le constate sur la figure, l'essai a dû être interrompu aux deux tiers de sa durée escomptée. Dans le cas présent, l'interruption a été provoquée par la rupture des goupilles de sécurité situées entre le moteur et la broche en protection du couplemètre, dimensionnées pour se rompre en cisaillement sous un couple de 75 N.m.

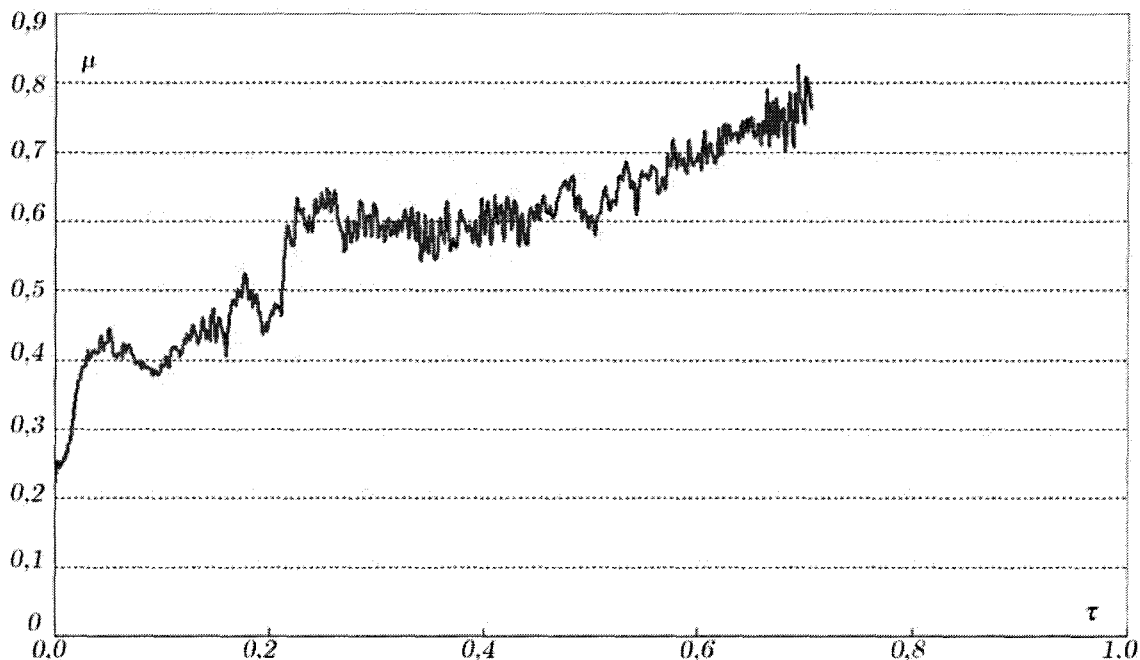


figure IV.16 : Evolution du coefficient de frottement instantané du couple TZM/6088 en configuration inverse

Le coefficient de frottement instantané croît globalement de façon quasiment monotone à partir d'une valeur de 0,25 au début du freinage (valeur la plus basse des 3 couples de matériaux) pour atteindre 0,83 à l'interruption de l'essai (valeur la plus haute des 3 couples de matériaux), aucun signe de stabilisation ne semblant apparaître. C'est naturellement la valeur excessive du couple de freinage correspondant à ce coefficient de frottement élevé qui a provoqué la rupture des goupilles. A noter aussi, une assez grande instabilité du coefficient de frottement, bien mise en évidence par les nombreuses et rapides oscillations visibles sur la courbe. Ces phénomènes d'excitation locaux étaient accompagnés d'une sollicitation vibratoire marquée de la structure du tribomètre et de nuisances acoustiques fortes.

Les évolutions de la température de masse du patin-secteur TZM mesurée à 2 mm sous la surface de frottement et de la température à l'interface de collage de la couronne 6088 sont présentées figure IV.17. La température au niveau du collage reste ici aussi bien inférieure au niveau limite de 250°C. La mesure pyrométrique de la température de surface du disque a, ici aussi, saturé très rapidement et n'a donc pas été représentée. Si quelques localisations du contact ont été constatées en début de freinage à la surface de la couronne, celle-ci devient très rapidement uniformément rouge. Le thermocouple dans le patin-secteur TZM à 2 mm sous la surface de frottement réagit très rapidement et la température de masse ne fait que croître jusqu'à la rupture des goupilles. Cette évolution est très similaire à celle constatée pour le Glidcop®. Des dégagements importants de fumées et de particules ont été constatés ici encore et les gaz accompagnant la dégradation du matériau 6088 se sont enflammés juste après la rupture des goupilles.

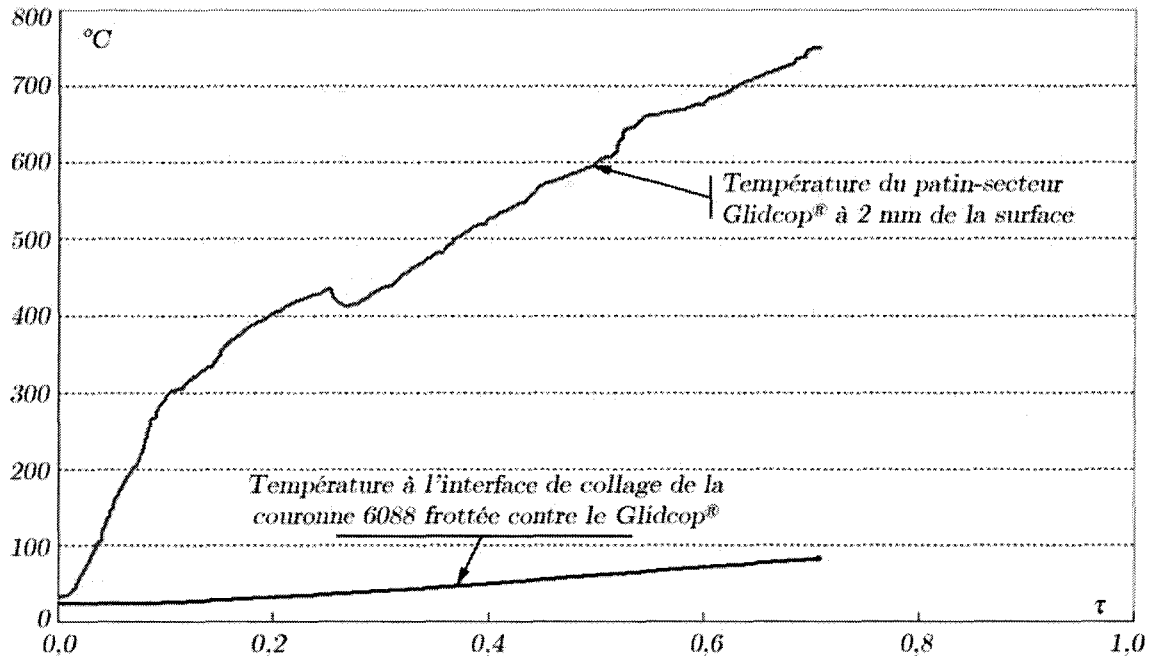


figure IV.17 : Evolutions de la température de masse dans le patin-secteur en TZM et de la température à l'interface de collage du disque-couronne 6088 en configuration inverse

### IV.2.3 Observations des échantillons en configuration inverse

Dans ce paragraphe, nous décrivons les faciès des surfaces de frottement, voire leur endommagement, des trois couples testés en configuration inverse, c'est-à-dire les patins-secteurs métalliques respectivement en acier C45, en Glidcop® et en TZM, et les disques-couronnes en matériau de friction 6088. Les observations sont présentées en deux parties : dans la première, le couple C45/6088, qui se caractérise par un patin-secteur très abîmé alors que le disque-couronne reste dans un état satisfaisant ; dans la seconde, les couples Glidcop®/6088 et TZM/6088, qui se caractérisent par des patins-secteurs préservés au détriment du matériau de friction du disque-couronne fortement dégradé.

#### IV.2.3.1 Couple « acier C45-6088 »

##### a. Observation des faciès de frottement

La figure IV.18 (a) montre la surface du disque-couronne 6088 après freinage contre le patin-secteur C45. Bien qu'ayant subi un freinage thermiquement très sévère, elle est en relativement bon état comme en témoigne l'état de la surface de frottement. Celle-ci reste globalement au même niveau que les bords libres extérieur et intérieur, ce qui indique que son usure moyenne est peu significative. En revanche, elle présente des sillons circulaires assez profonds. De plus, on observe de nombreux dépôts et incrustations métalliques, provenant du patin-secteur, plus souvent localisés vers le rayon intérieur. Enfin, aucun endommagement particulier n'a été observé au niveau des zones de transition entre les secteurs circulaires constituant la couronne 6088 (figure IV.18 (b)), les sillons décrits plus haut se poursuivant d'un secteur à l'autre. On peut donc conclure de ces observations que, en dépit de la forte sollicitation thermomécanique au contact, le matériau 6088 a plutôt bien résisté.



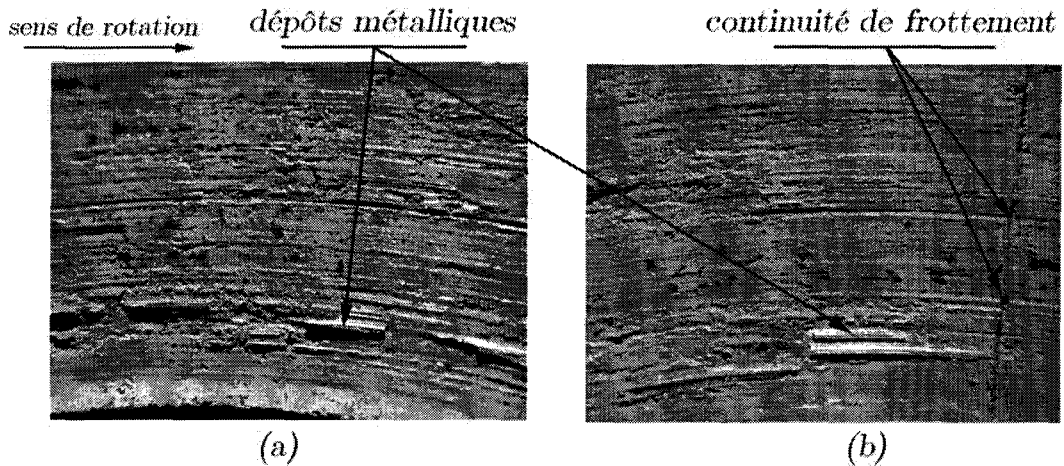


figure IV.18 : Surface de frottement du disque-couronne en 6088 après essais contre patin-secteur en acier C45 en configuration inverse

La surface de contact du patin-secteur en acier C45 est en revanche extrêmement marquée après les essais. Comme on le voit figure IV.19 (a), la surface présente des stries et des sillons circonférentiels profonds (jusqu'à 0,2 mm d'amplitude), d'espacement variable mais plutôt réduit. Tous les bords (la figure IV.19 (b) montre le bord en sortie de contact) se sont fortement déformés, ce qui est un premier signe des températures élevées atteintes pendant le freinage et de l'écoulement de matière qui en résulte.

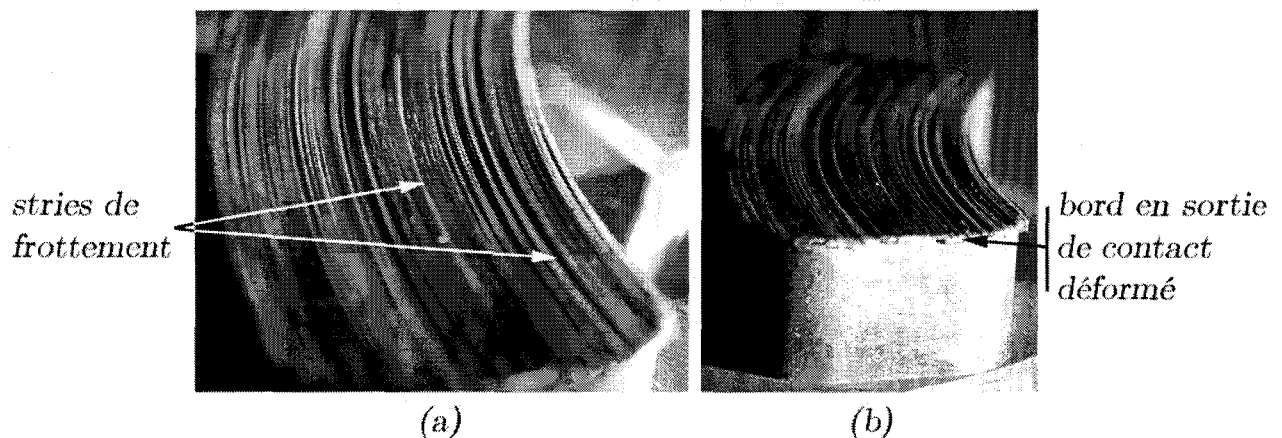


figure IV.19 : Surface du patin-secteur en acier C45 après essais contre la couronne en 6088 en configuration inverse

### b. Analyse microstructurale du patin-secteur en acier C45

Une coupe du patin-secteur en C45 a été effectuée perpendiculairement au milieu de sa longueur curviligne, dans le but d'observer si la microstructure avait été altérée. Après nickelage et enrobage, la coupe a été polie mécaniquement jusqu'à la pâte diamantée de grade 1  $\mu\text{m}$ . La figure IV.20 présente 4 zones situées juste sous la surface de contact. Même à ces échelles d'observation, son relief apparaît déjà très perturbé.

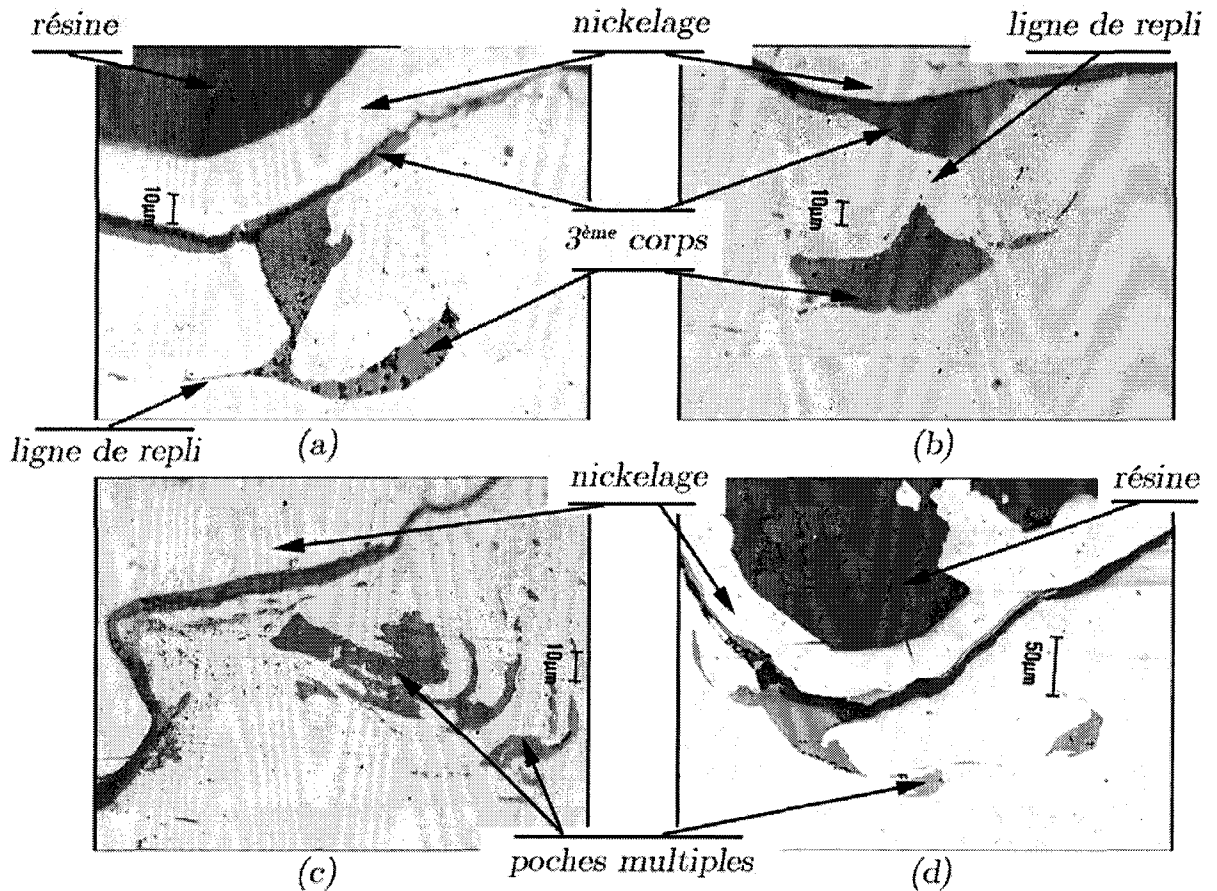


figure IV.20: Vues en coupe du patin-secteur C45 perpendiculairement au sens de déplacement

On note sous la couche de nickelage la présence d'une couche de couleur grise, d'épaisseur variable. Cette couche intermédiaire constitue le 3<sup>ème</sup> corps, qui se forme dans le contact entre le disque et le patin. La surface du patin-secteur, sous l'effet combiné de la température de surface et des actions mécaniques au contact, présente de fortes déformations et écoulements qui ont été jusqu'à former des replis de matière, emprisonnant des poches, également de couleur grise, et des débris au sein même du volume du patin-secteur.

La microanalyse EDS de la couche de 3<sup>ème</sup> corps montre qu'il est composé principalement d'oxydes de fer, ainsi que d'autres éléments, comme le zinc et le silicium, provenant du matériau composite du disque-couronne (figure IV.21). L'analyse menée sur les poches de couleur grise emprisonnées plus ou moins totalement dans l'acier du patin-secteur révèle une composition identique ; elles sont donc bien constituées de 3<sup>ème</sup> corps. A noter enfin, comme le montre le spectre de la figure IV.22, que la peau supérieure de la couche de 3<sup>ème</sup> corps est plus spécifiquement composée d'oxydes de fer (les raies du nickel sont à attribuer à la couche de nickelage). On ne peut toutefois exclure que sa formation se soit produite lors du refroidissement après le freinage et l'ouverture du contact.

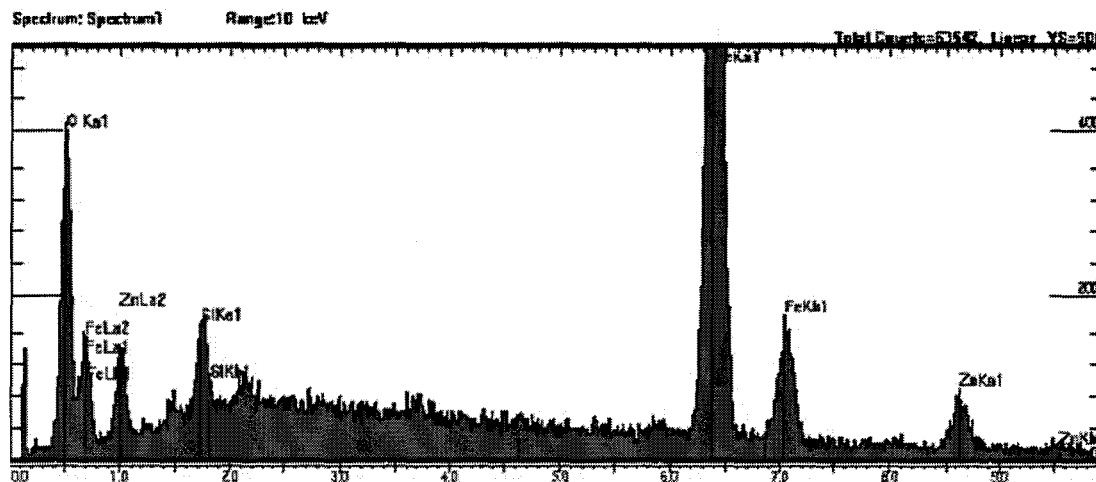


figure IV.21 : Spectre de la couche de troisième corps par microanalyse EDS

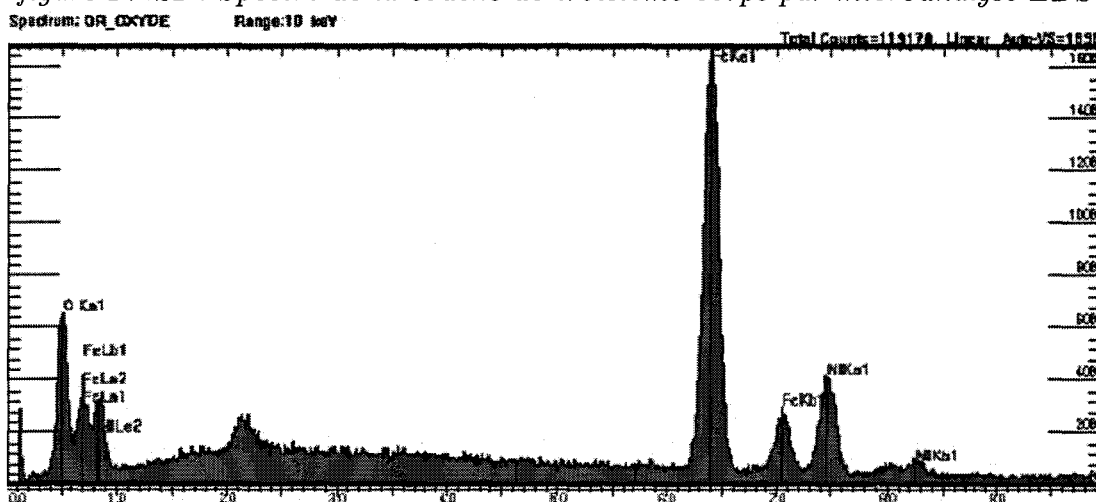


figure IV.22 : Spectre de la partie superficielle de la couche de troisième corps par microanalyse EDS

La présence de poches de 3<sup>ème</sup> corps emprisonnées dans l'épaisseur du patin-secteur peut s'expliquer par un mécanisme de formation de replis dans les couches supérieures de l'acier C45 qui subissent de très fortes sollicitations thermomécaniques. On peut en voir plusieurs étapes sur les photos de la figure IV.20. La photo (a) présente une telle poche juste avant son emprisonnement dans l'acier, dont deux replis qui s'écoulent et se rapprochent sont sur le point de fractionner la poche de 3<sup>ème</sup> corps qui avait rempli l'espace qu'ils avaient préalablement laissé libre. Dans la photo (b), une autre poche est complètement emprisonnée, les deux replis d'acier qui l'ont formé s'étant d'ailleurs recollés sur une épaisseur de 20 µm. La figure (c) montre que sous l'action des écoulements de langues de matière qui se poursuivent, les poches changent de forme, s'étirent et même se fractionnent en de multiples poches plus petites. La figure (d) présente quant à elle la formation de poches multiples le long de la surface de recollement d'un repli long d'au moins 250 µm et épais de 50/100 µm.

Les déplacements de matière et les fortes déformations ici observés dans un plan normal au déplacement ont également lieu dans le sens du déplacement de l'entrée vers la sortie du contact. Compte-tenu de la hauteur des stries et sillons curvilignes (figure IV.19) et des observations précédentes, c'est donc ainsi sur plusieurs dixièmes de millimètres que les couches superficielles du patin-acier subissent des déformations intenses et des écoulements visco-plastiques, conséquences des très hauts niveaux de température atteints au contact.

De tels niveaux de température au contact (rappelons que la température a quasi-continuellement dépassé la limite du pyromètre, 550°C) sont susceptibles de transformer la microstructure initiale de l'acier, la présente analyse microstructurale a pour but de le vérifier. La microstructure initiale de l'acier C45, révélée par une attaque métallographique au Nital, est montrée figure IV.23. Il s'agit d'une structure ferrito-bainitique. La ferrite en aiguilles, de type Windmannstätten, traduit un refroidissement rapide. La perlite, présente en faible quantité, n'est pas visible en microscopie optique.



figure IV.23 : Structure métallurgique initiale de l'acier C45 utilisé

Après freinage, si on retrouve bien cette structure à cœur dans l'épaisseur de l'échantillon, on observe que les couches superficielles proches de la surface de contact ont subi une nette transformation métallurgique, présentant une structure martensitique beaucoup plus fine (figure IV.24). La couche transformée présente une épaisseur variable le long du contact, allant de quelques µm à 50 µm, voire 100 µm, englobant complètement les replis de matière décrits précédemment.

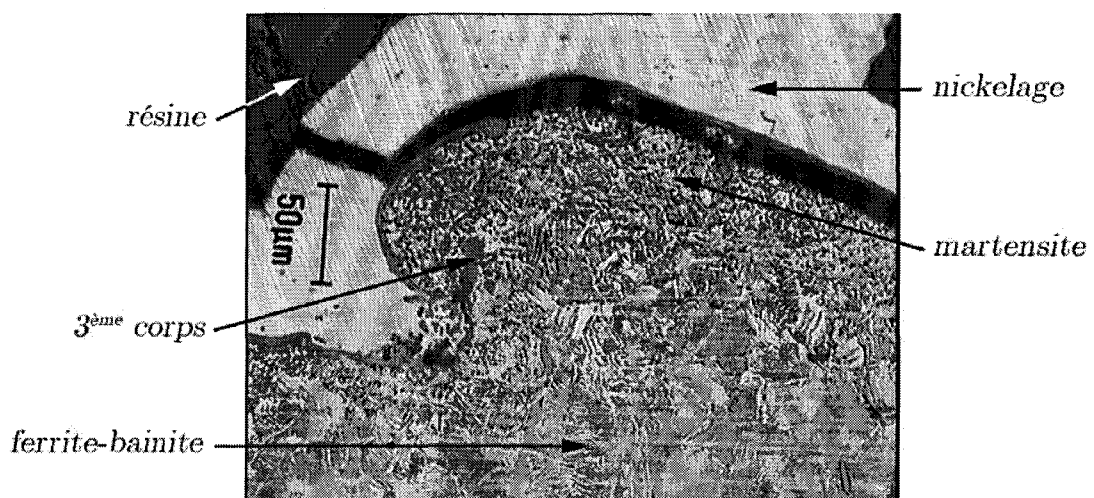


figure IV.24 : Microstructure martensitique en surface du patin-secteur en acier C45 après freinage

Pour faciliter l'interprétation, nous avons fait subir à l'échantillon un traitement de normalisation, consistant en une austénitisation à 830°C (température du point A3 de cet acier augmentée de 50°C) pendant 10 min suivie d'un refroidissement lent à l'air libre. Pour les aciers au carbone, un tel traitement permet de revenir aux constituants d'équilibre, perlite et ferrite, dans le rapport prévu par le diagramme fer-carbone.

La figure IV.25 montre la structure perlito-ferritique obtenue après ce traitement de normalisation. Si on retrouve bien à cœur la proportion perlite-ferrite attendue (perlite = zones sombres ; ferrite = zones claires), on observe une beaucoup plus grande proportion de ferrite dans les 100 premiers micromètres, accompagnée d'un affinement de la structure. Ceci est le signe d'une décarburation localisée des couches superficielles, beaucoup plus marquée en surface et diminuant progressivement en profondeur jusqu'à la structure initiale. On peut attribuer l'affinement de la structure à une succession de cyclages thermiques dans un domaine englobant les deux températures de transformation de l'acier C45, soient A1 (720°C) et A3 (780°C).

De telles variations de température sont susceptibles de se succéder lors du freinage, suite au changement permanent des conditions de contact en surface. Elles peuvent permettre la transformation en austénite dès que la température dépasse A1, puis la formation aux joints de grains austénitiques de grains de ferrite dès que la température redescend suffisamment ; un affinement progressif de la structure se produisant de par la succession rapide de cycles de chauffage/refroidissement.

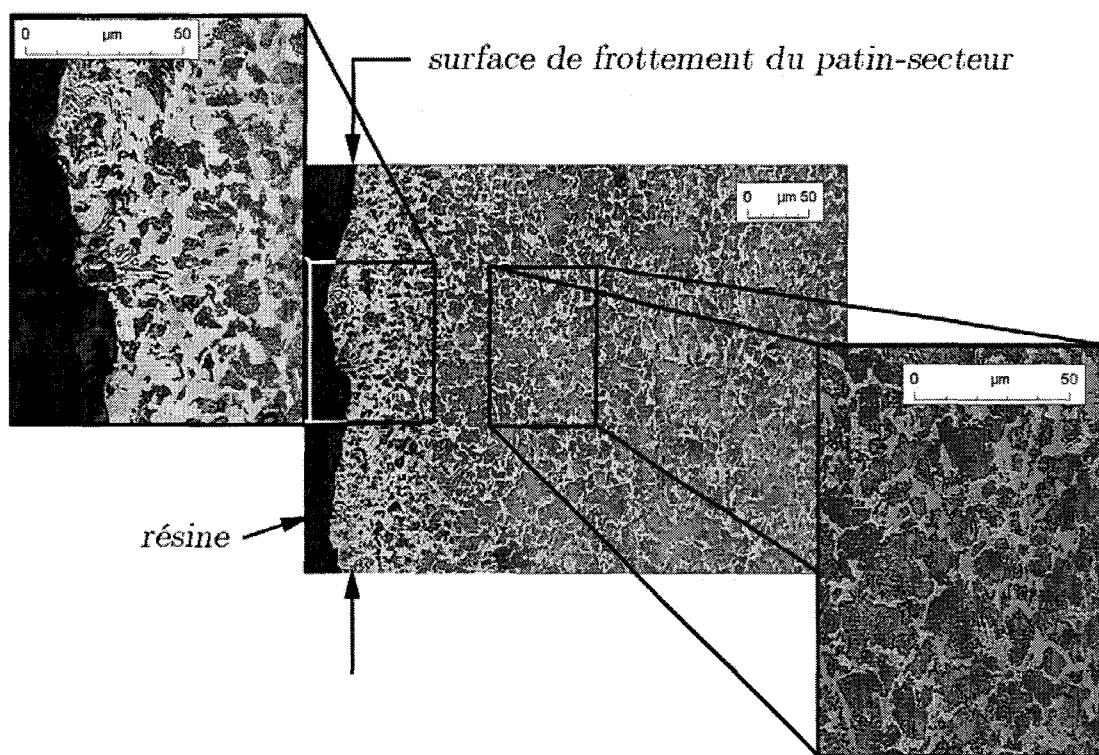


figure IV.25 : Affinement de la structure perlito-ferritique observée en surface après traitement de normalisation

La figure IV.26 présente la microstructure, obtenue par le traitement de normalisation, des zones fortement déformées durant le freinage. Les replis sont fortement décarburés, et ce d'autant plus que l'on se rapproche de leurs extrémités. Cela signifie que la martensite obtenue dans ces zones après le freinage est à basse teneur en carbone, et donc qu'elle présente une résistance à l'écrasement plus basse et une ductilité plus grande, et ce d'autant plus que le niveau de température est élevé. Les très fortes températures atteintes en surface ont donc favorisé les importantes déformations plastiques observées sous l'action mécanique du contact frottant. On peut affirmer que le patin-secteur a littéralement subi un violent corroyage de sa surface.

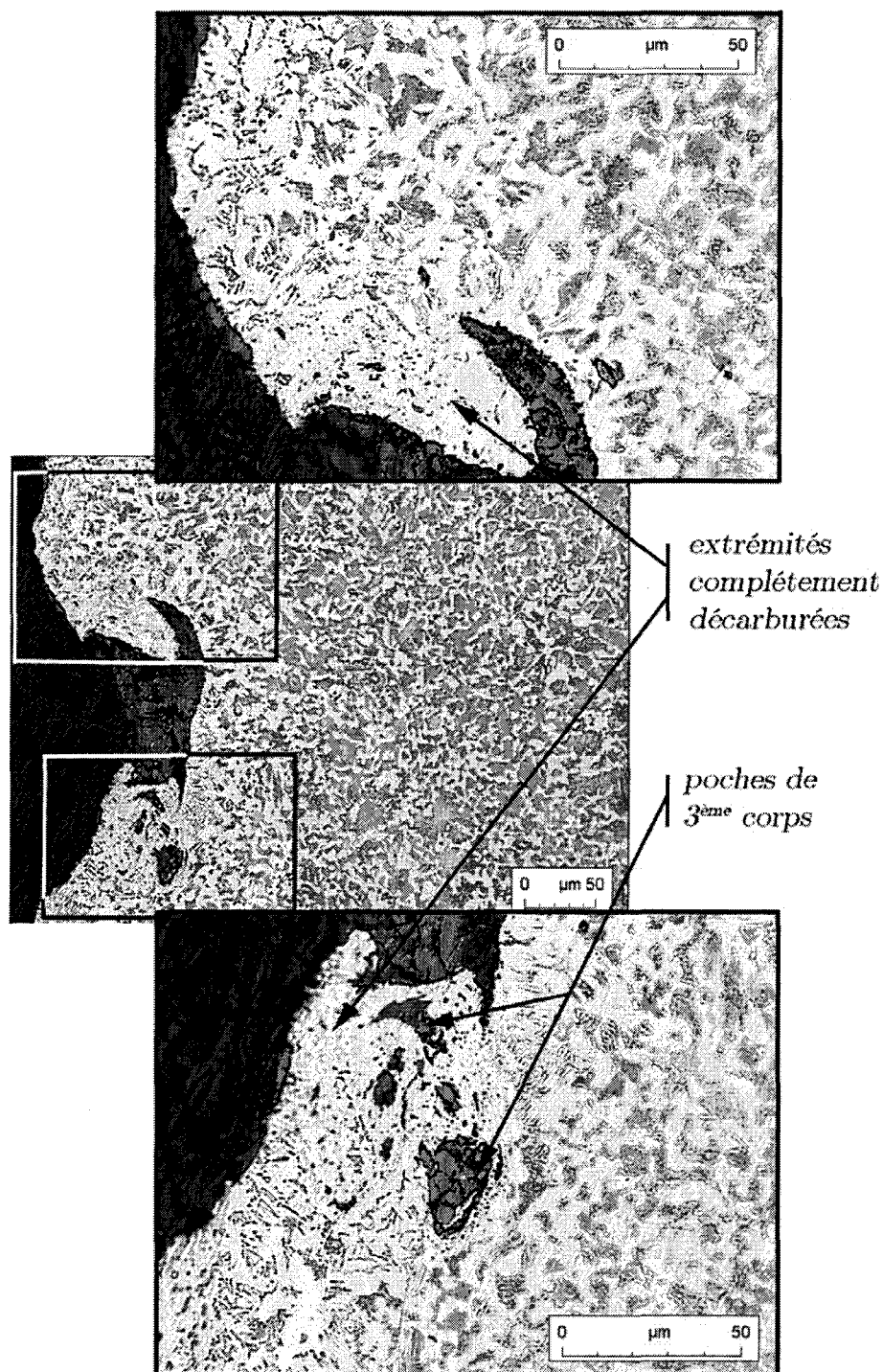


figure IV.26 : Décarburation des zones fortement déformées en surface du patin-secteur en acier C45



L'ensemble de ces observations permet donc d'affirmer que le matériau du patin-secteur, l'acier C45, a subi des températures de surface extrêmement élevées :

- l'affinage des grains en surface, qui traduit une transformation allotropique  $\gamma$ - $\alpha$  multiple lors du freinage, indique un niveau de température d'au moins 800°C et ce, sur une épaisseur allant jusqu'à 50  $\mu\text{m}$ , voire 100  $\mu\text{m}$ ,
- le coefficient de diffusion du carbone dans l'acier, qui s'élève avec la température, favorise la migration des atomes de carbone vers la surface où ils sont oxydés,
- cette décarburation intense qui se produit dans le domaine austénitique et le malaxage constaté dans les zones fortement déformées, correspondant à un corroyage de la surface, semblent indiquer que des niveaux de température encore plus élevés, 1000°C, voire 1200°C, ont pu être atteints localement,
- les phénomènes d'oxydation du fer sont également fortement activés par les températures élevées atteintes au contact.

#### IV.2.3.2 Couples « Glidcop-6088 » et « TZM-6088 »

Ce paragraphe présente les observations réalisées sur les patins-secteurs métalliques en Glidcop® et en TZM, matériaux plus effusifs que l'acier C45, ayant frotté contre des disques garnis d'une couronne en 6088. Comme elles sont similaires, tant pour les patins-secteurs que pour les couronnes 6088, elles sont présentées ensemble.

##### a. Observations des patins-secteurs Glidcop® et TZM

Les patins en Glidcop®, figure IV.27, et en TZM, figure IV.28, présentent après essais des faciès totalement différents de celui du patin-secteur en acier C45 (figure IV.19). En effet, alors que la surface du patin-secteur acier était très marquée, déformée, et qu'une forte variation de couleur due au gradient thermique important a été observée sur ses surfaces latérales, les surfaces des patins-secteurs Glidcop® et TZM sont préservées et absolument non déformées, et c'est en revanche toutes leurs surfaces qui ont changé de couleur de par les hautes températures atteintes. Cette décoloration uniforme confirme que le flux de chaleur produit en surface de contact a été extrêmement rapidement transporté dans le volume des patins-secteurs, qui sont montés à haute température dans toute leur masse, y compris l'embase-support cylindrique pourtant déjà éloignée de la surface de friction.

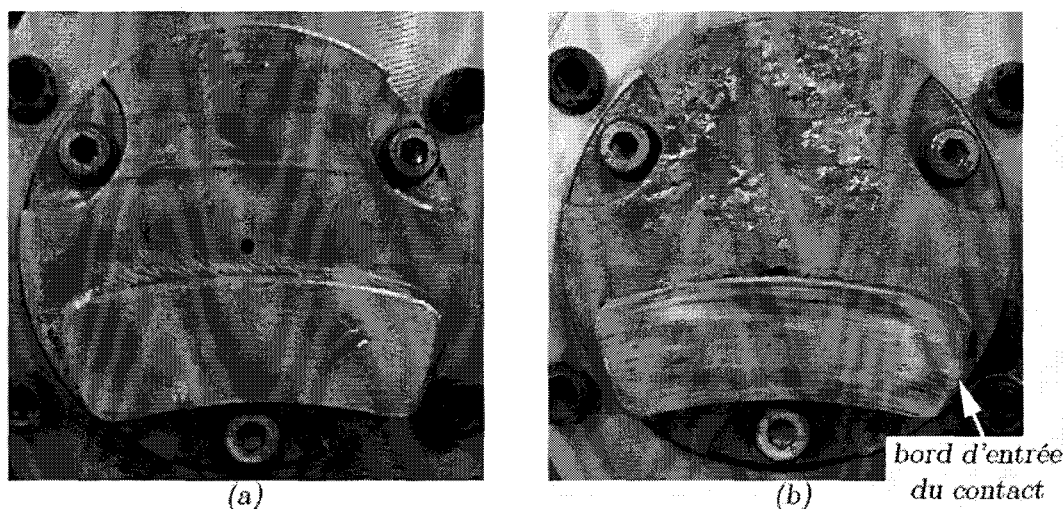


figure IV.27 : Patin-secteur Glidcop® avant (a) et après (b) frottement en configuration inverse

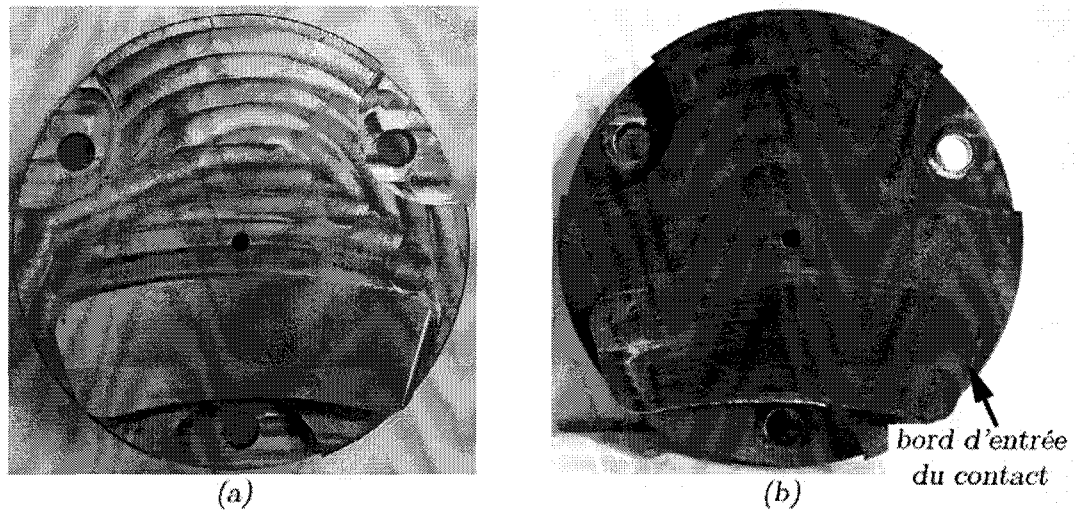


figure IV.28 : Patin-secteur TZM avant (a) et après (b) frottement en configuration inverse

### b. Observations des disques-couronnes 6088

Le disque-couronne en 6088 ayant frotté contre le Glidcop® est présenté en figure IV.29. La piste de frottement, légèrement excentrée, traduit un réglage du rayon moyen légèrement supérieur à celui retenu initialement. Cependant, le patin-secteur a bien frotté sur l'intégralité de sa largeur. La piste de frottement présente une allure assez variable sur la circonférence, avec une succession de zones lisses et brillantes et de zones plus mates (photos a et b).

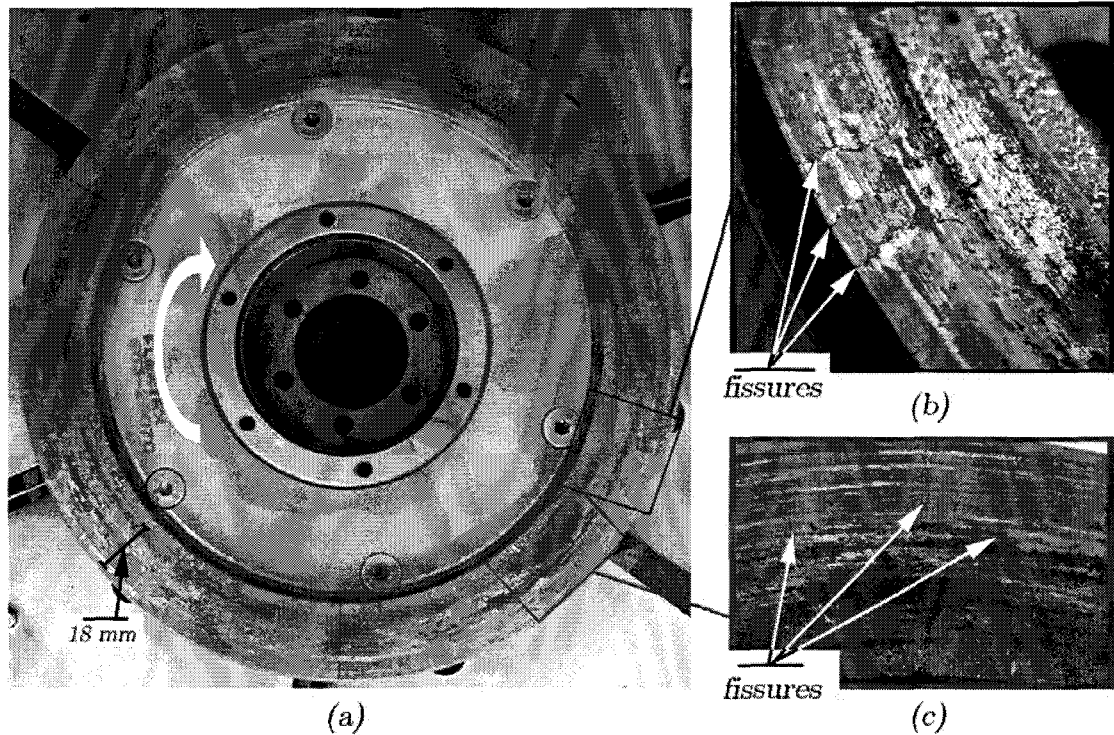


figure IV.29 : Disque-couronne garni 6088 ayant frotté contre le patin-secteur Glidcop® en configuration inverse



Le détail (c) montre un dépôt vernissé rougeâtre vers le bord extérieur de la piste, alors que le bord intérieur présente une allure plus classique. Les photos (b) et (c) révèlent la présence de nombreuses fissures, aux trajets très tortueux, mais globalement radiales. Si elles s'étendent sur une grande partie de la piste de frottement, elles débouchent quasiment toutes sur la circonférence extérieure et pas sur la surface intérieure, ce qui peut être relié au départ vers l'extérieur de la piste de frottement évoqué plus haut. Des fissures sont également présentes en pleine piste et à l'intérieur de la piste de frottement.

Comme le montrent les photos de la figure IV.30, la surface latérale de la couronne en matériau de friction présente une décoloration importante sur une profondeur de 3 mm à partir de la surface de contact, uniforme sur toute sa circonférence. Les raccords entre les différentes parties constituant la couronne, qui étaient bien bord à bord avant les essais, présentent après freinage une ouverture importante de l'ordre du demi millimètre, cette ouverture s'enfonçant en coin dans l'épaisseur jusqu'à 2 mm au-delà de la zone décolorée (photo (a)).

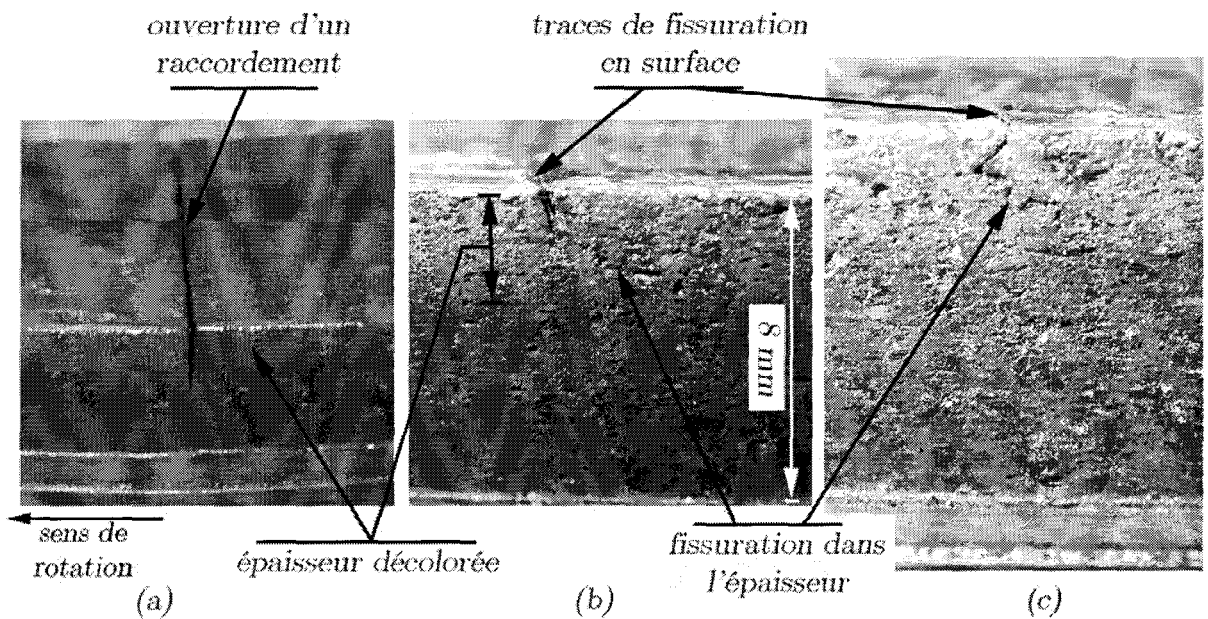


figure IV.30 : Retrait et fissuration du matériau de friction frotté contre patin-secteur Glidcop®

La zone décolorée correspond à l'épaisseur la plus fortement affectée thermiquement lors du freinage. Le matériau de friction a, en conséquence, dû subir une dégradation significative de sa structure, particulièrement de sa matrice organique, et une baisse de ses caractéristiques mécaniques favorisant sa décohésion et la propagation de fissures. Cette interaction décohésion-développement de fissures est en particulier bien mise en évidence par le caractère tortueux du chemin de propagation, en surface d'abord, mais surtout en profondeur (photos (b) et (c)).

Le disque-couronne ayant frotté contre le patin-secteur TZM est présenté figure IV.31. Comme le montre la photo (a), la surface de la couronne a une allure plus uniforme que celle du disque-couronne garni ayant frotté contre le Glidcop®. L'allure de la piste de frottement est lisse et brillante, sans présence de traces, ni dépôts particuliers.

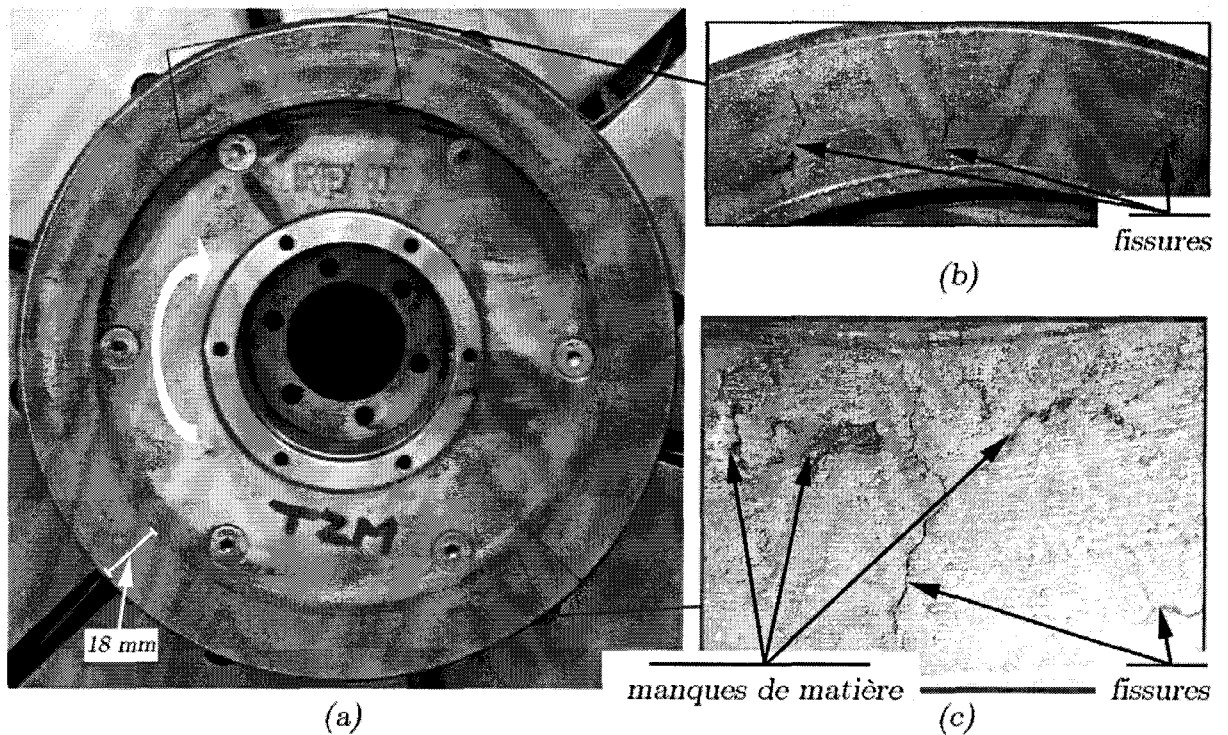


figure IV.31 : Disque-couronne 6088 ayant frotté contre le patin-secteur TZM en configuration inverse

Les photos (b) et (c) révèlent ici encore la présence de nombreuses fissures au trajet également tortueux. Si la plupart sont globalement radiales, certaines de longueur assez réduite, peuvent être – en tout ou partie – circonférentielles. Les fissures les plus longues traversent la couronne de part en part, débordant sur les deux bords libres. D'autres sont moins longues ; elles sont souvent situées dans la région centrale de la piste mais aussi dans les régions latérales. On observe également (photo (c)), ce qui n'était pas le cas avec le Glidcop<sup>®</sup>, des zones d'arrachement de matière et/ou d'écaillage dans le voisinage immédiat d'une fissure, laissant sur la surface des cratères, plus ou moins profonds, de dimensions millimétriques.

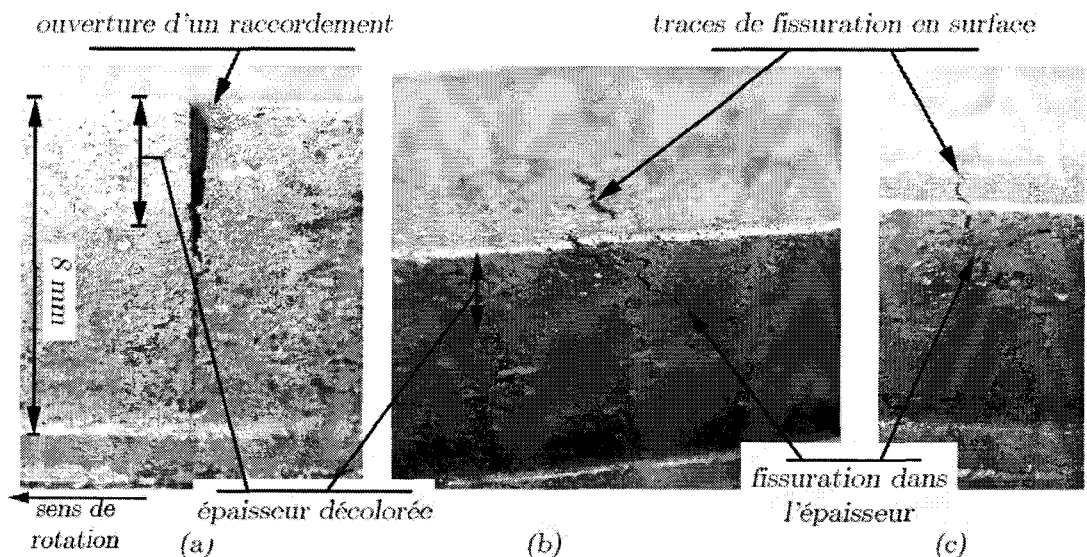


figure IV.32 : Retrait et fissuration du matériau de friction frotté contre patin-secteur TZM

L'examen de la surface latérale de la couronne montre également une couche décolorée, signe de son affectation par le flux de chaleur, sur une épaisseur ici aussi de 3 mm (figure IV.32). La dégradation thermique de la matrice est visible, l'ouverture en coin des raccordements entre les portions de garniture pénètre ici aussi profondément dans l'épaisseur, sur une longueur 2 fois celle de la couche décolorée (photo (a)). Les fissures, déjà décrites en surface de friction, pénètrent en profondeur au moins dans toute la couche affectée thermiquement (photos (b) et (c)). Leur trajet ici encore est très tortueux, présentant même des portions parallèles à la surface de friction (photo (b) en particulier). Ce sont ces mécanismes de fissuration qui sont à l'origine des arrachements de matière et écaillages observés en surface.

### IV.2.3.3 Conclusions partielles

Le comportement tribologique des couples acier C45/6088, Glidcop®/6088 et TZM/6088 en configuration inverse, c'est-à-dire mettant en œuvre un disque-couronne garni de composite à matrice organique 6088 sur lequel vient frotter un patin-secteur métallique, a été étudié selon des paramètres d'essais à échelle réduite permettant la simulation d'un freinage d'arrêt d'urgence à échelle 1 en mode dégradé, c'est-à-dire sans refroidissement actif.

On constate pour le couple acier C45/6088 :

- un comportement tribologique moins bon que celui constaté en configuration classique, avec un abaissement du coefficient de frottement moyen de l'ordre de 25% (0,23 au lieu de 0,3). L'évolution du frottement au cours de l'essai montre un comportement relativement instable. Le coefficient de frottement décroît jusqu'à un minimum à 0,15 avant de remonter pour atteindre 0,4 en fin de freinage. La simulation a pu être menée à son terme, bien que la performance soit moindre ;
- si l'état de surface de la couronne 6088 paraît satisfaisant après essai, le patin-secteur a subi des déformations très importantes ; sa surface de frottement a été corroyée et sa microstructure modifiée ;
- un retard important dans l'évacuation de la chaleur produite en surface de contact vers le volume du patin-secteur. Ceci se traduit par un retard significatif de la réponse du thermocouple placé à 2 mm de la surface or, rappelons que :

d'une part, pour présenter une efficacité optimale, le refroidissement actif prévu par le concept FAPA doit évacuer les flux de chaleur dès les premiers instants du freinage,

d'autre part, les canaux de circulation du fluide caloporteur seront situés à une épaisseur bien supérieure à 2 mm afin de préserver le système d'un passage du fluide caloporteur dans un état diphasique en dehors des cas d'arrêts d'urgence.

Pour les patins-secteurs Glidcop® et TZM, on peut tirer bon nombre de renseignements quant à l'emploi de ces matériaux plus effusifs que l'acier C45, bien que les essais aient dû être interrompues dans les deux cas. On constate que :

- le comportement tribologique du couple Glidcop®/6088 paraît intéressant, le coefficient de frottement moyen s'établissant relativement haut, de l'ordre de 0,5, même si l'évolution du coefficient de frottement instantané traduit une relative instabilité ;

- le comportement tribologique du couple TZM/6088, bien que d'un coefficient de frottement moyen de 0,52 sensiblement identique à celui du couple Glidcop®/6088, ne présente pas la même évolution de son coefficient de frottement instantané. Celui-ci est très instable, croissant entre les valeurs minimale et maximale mesurées pour les trois couples, à savoir 0,25 et 0,8 ;
- le comportement thermique de ces matériaux montre l'intérêt de l'emploi de matériaux présentant une effusivité élevée. En effet, le retard constaté dans l'évacuation du flux de chaleur de la surface vers le massif avec le patin-secteur en acier C45 est largement diminué avec le patin secteur en Glidcop®, et a pratiquement disparu dans le cas du TZM. Cependant, l'élévation continue de la température de masse des patins-secteurs Glidcop® et TZM conduit à une température de surface extrêmement élevée lors de ces deux simulations. Sous l'effet de ces niveaux importants de température, le matériau de friction 6088 a subi de graves endommagements en surface et en épaisseur, notamment des fissurations multiples pénétrantes avec en plus, lors de l'emploi du TZM, des écaillages profonds et importants. Dans les deux cas, la dégradation du composite organique s'accompagne par ailleurs d'importants dégagements de poussières et débris, de fortes odeurs âcres et de gaz qui, sous les hautes températures de surface, se sont enflammés lors de l'essai.

### **IV.3 Conclusions**

L'étude du comportement tribologique, tant en configuration classique qu'en configuration inverse, sur banc de freinage à échelle réduite sous sollicitations très sévères représentatives d'un freinage d'arrêt d'urgence à l'échelle 1 en mode dégradé, c'est-à-dire sans refroidissement actif, a permis de tester la faisabilité du concept FAPA sous les conditions d'exploitation les plus contraignantes.

Différents couples de matériaux ont été testés : d'un côté le composite à matrice organique 6088, sélectionné dans la phase préliminaire, et de l'autre côté trois matériaux métalliques, l'acier C45 (considéré comme matériau de référence), le Glidcop® et le TZM, matériaux qui présentent des effusivités élevées mais dont on ne connaît pas d'application en frottement. Ces différents couples de matériaux ont été testés en configuration classique, garniture CMO frottant sur disque métallique, et en configuration inverse, garniture métallique frottant sur disque revêtu de CMO, comme récapitulé tableau IV.1.

Couple	configuration classique	configuration inverse
acier C45/6088	oui	oui
Glidcop®/6088	oui	oui
TZM/6088	non	oui

*tableau IV.1 : Récapitulatif des différents couples de matériaux testés en configuration classique et en configuration inverse*

Les comportements tribologiques des différents couples de matériaux font apparaître, d'un point de vue performances de freinage, les résultats suivants :

- pour le couple acier C45/6088 en configuration classique, un coefficient de frottement moyen de 0,3, assez bien reproductible, légèrement inférieur à la valeur demandée par les spécifications ferroviaires de 0,35. Le coefficient de frottement instantané présente une période d'oscillations, plus ou moins fortes selon les échantillons, entre 0,25 et 0,3 sur le premier tiers de l'essai, puis une période de stabilité et enfin une remontée marquée durant le dernier tiers du freinage jusqu'à 0,5. En configuration inverse, le coefficient moyen de frottement chute de 25% par rapport à celui obtenu pour un essai identique en configuration classique ; le coefficient de frottement instantané est caractérisé par une évolution oscillante en décroissance-croissance entre 0,25 en début et 0,4 en fin de freinage avec passage par un minimum à 0,15 ;
- pour le couple Glidcop<sup>®</sup>/6088, en configuration classique, un coefficient de frottement moyen de 0,32, parfaitement reproductible. On note la remarquable reproductibilité de l'évolution caractéristique du coefficient de frottement instantané, monotone et croissante entre 0,28 et 0,38 sur tout le freinage. En configuration inverse, l'essai a dû être interrompu suite à l'apparition de flammes sur le disque-couronne. Le coefficient de frottement instantané croît jusqu'à 0,5 au moment de l'arrêt, cette évolution reste très intéressante, même si elle n'est pas aussi régulière qu'en configuration classique ;
- pour le couple TZM/6088, rappelons qu'il n'a pas été possible d'obtenir de brut permettant l'usinage d'un disque-couronne pour le tester en configuration classique. En configuration inverse, l'évolution du coefficient de frottement instantané est très instable, croissant de façon monotone de 0,25 à 0,8 jusqu'à l'interruption de l'essai suite à la rupture des goupilles de sécurité. Ici aussi des flammes sont apparues, mais après le cisaillement des goupilles.

D'un point de vue thermique :

- pour le couple acier C45/6088, d'importants pics de température de surface ont été observés en configuration classique. Ces pics traduisent la localisation du contact qui migre sur la surface de frottement. Par ailleurs, on note le retard entre la production de la chaleur et son évacuation dans le massif. Le disque-couronne en acier C45 est soumis lors de ces freinages à des gradients thermiques de surface très importants. En configuration inverse, la température du patin-secteur montre un retard important dans l'évacuation de la chaleur dans la masse du patin. On mesure une élévation de l'ordre de 500°C de la température de masse. Une étude métallographique montre qu'une température de surface de 1000 à 1200°C a été atteinte et probablement localement dépassée. La surface du patin-secteur, qui a été littéralement corroyée, a subi de grandes déformations et sa microstructure a été modifiée sur plus d'un dixième de millimètre de profondeur. En revanche, la surface du disque-couronne 6088, bien que marquée, est restée en bon état. L'évolution de la microstructure de la couche superficielle du patin-secteur en acier C45 pendant le freinage a abaissé sa résistance à l'érouissage et augmenté sa ductilité, permettant à une partie de l'énergie de freinage d'être dissipée lors des déformations plastiques constatées ;

- pour le couple Glidcop<sup>®</sup>/6088, en configuration classique, l'effusivité élevée du Glidcop<sup>®</sup> permet de diminuer considérablement les gradients dans l'épaisseur et en surface du disque-couronne, aucun pic de température n'ayant été relevé. En configuration inverse, si le Glidcop<sup>®</sup> permet de réduire de façon indéniable le retard dans l'évacuation de la chaleur produite en surface, la température de masse du patin-secteur est croissante pendant l'essai pour atteindre 750°C. A cette température, des gaz produits par la décomposition du 6088 se sont spontanément enflammés obligeant à interrompre l'essai. La piste de frottement est fortement dégradée, présentant sur toute sa largeur de nombreuses fissures pénétrantes. Le composite 6088 est thermiquement affecté sur les 2 à 3 premiers millimètres en épaisseur, les raccords entre secteurs étant ouverts en coin ;
- pour le couple TZM/6088, les conclusions sont similaires à celles du couple Glidcop<sup>®</sup>/6088 en configuration inverse, mais avec un endommagement du composite 6088 encore plus prononcé.

Il ressort de ce chapitre qu'il serait extrêmement intéressant d'investiguer plus avant le comportement tribologique de matériaux cuivreux type Glidcop<sup>®</sup> (le Glidcop<sup>®</sup> restant trop onéreux pour envisager son utilisation commerciale) afin de vérifier que le comportement tribologique constaté en configuration classique est propre au Glidcop<sup>®</sup> ou imputable, par exemple, au fait que l'on enrichisse le contact en élément cuivre au détriment de l'élément fer ou oxyde de fer.

D'un point de vue viabilité du système, l'endommagement de la couronne de 6088 constaté lors de la simulation d'un freinage d'arrêt d'urgence en mode dégradé avec les matériaux plus effusifs, Glidcop<sup>®</sup> et TZM, et l'apparition des dégagements de poussières, fumées et flammes, peuvent paraître réhivitoires, d'un point de vue sécuritaire, à une exploitation commerciale. Celle-ci nécessiterait, de facto, de pouvoir garantir l'efficacité permanente du refroidissement actif sous peine de saturer thermiquement le contact.

Finalement, le patin-secteur C45, en sacrifiant ses couches de surface qui ont subi d'importantes déformations et transformations microstructurales, a préservé l'intégrité du disque-couronne en composite, permettant de mener jusqu'au bout l'essai de freinage d'arrêt d'urgence en mode dégradé. L'état du couple de matériaux semble susceptible de subir de nouveaux freinages modérés. La remise en fonctionnement du système de freinage pourrait ainsi être autorisée de façon à évacuer la rame par ses propres moyens.

## Chapitre V

### Analyse tribologique du contact « disque/garniture » : couple « acier C45/6088 »

De façon complémentaire à l'étude du comportement tribologique des matériaux de friction, présentée au chapitre précédent en termes de performances de freinage (coefficient de frottement, décélération...), l'étude des phénomènes physiques de frottement et d'usure pendant le freinage doit permettre une meilleure compréhension des mécanismes physiques activés dans le contact. L'amélioration des performances de freinage des matériaux de friction repose aujourd'hui davantage sur une connaissance globale du comportement du contact et le choix empirique des constituants d'une garniture de frein dépend de l'expérience et du savoir-faire des fabricants, sans qu'il y ait une réelle connaissance du rôle joué par chacun de ces constituants.

Ce chapitre aborde, cette problématique, par deux approches complémentaires :

- travailler sur la compréhension du rôle de certains constituants des matériaux de garniture par l'étude comparative du comportement tribologique de « matériaux modèles » ;
- travailler sur la compréhension des mécanismes d'accommodation de vitesse et des débits de troisième corps activés dans le contact, pendant les différentes phases d'un freinage, à partir de l'observation et de l'analyse des surfaces de frottement.

C'est autour de ces deux aspects que va s'articuler l'analyse tribologique du couple « acier C45/6088 » présentée dans ce chapitre.

Dans un premier volet, l'influence d'une variation des teneurs en fer et en cuivre du matériau composite 6088 sur les performances de freinage est étudiée dans le premier paragraphe. Le second paragraphe développe, à partir des observations post-mortem aux essais en freinage d'arrêt, un circuit tribologique regroupant les principaux mécanismes physiques de frottement en freinage est proposé. Ce circuit tribologique, établi pour le couple « acier C45/6088 » en configuration classique, est ensuite généralisé à différents couples de matériaux étudiés dans le programme FAPA, ainsi qu'à la configuration inverse.

Dans un second volet, l'étude du caractère transitoire du freinage d'arrêt est abordée conjointement par des essais interrompus à différents instants du freinage et par l'observation de la piste de frottement du disque en thermographie pendant les essais. Ainsi, l'observation et l'analyse de la surface des patins-secteurs de chaque freinage interrompu permettent d'identifier les mécanismes physiques activés dans le contact à plusieurs instants du freinage et de les corrélés à l'évolution de la sollicitation thermique de la surface frottée du disque. Les résultats obtenus permettent d'enrichir la description du circuit tribologique par le caractère transitoire de phénomènes physiques activés dans le contact lors d'un freinage.

## V.1 Etude du rôle des constituants fer et cuivre du composite 6088

### V.1.1 Introduction

Le couple « Glidcop®/6088 » présente un comportement en freinage en configuration classique extrêmement intéressant (cf. paragraphe IV.1.3) : le coefficient de frottement moyen est globalement plus élevé que celui du couple « acier C45/6088 » et l'évolution du coefficient de frottement instantané est monotone et croissante durant toute la durée du freinage et d'une reproductibilité remarquable. Rappelons ici que le Glidcop® est un alliage de cuivre renforcé par dispersion d'oxydes d'aluminium. Cependant, sans même considérer le coût important de ce matériau, sa masse volumique élevée, de l'ordre de 20 % supérieure à celle de l'acier, est fortement pénalisante dans une stratégie de réduction de masse.

Par ailleurs, nous avons observé que la composition du troisième corps formé à l'interface de frottement « 6088/acier C45 », paragraphe IV.2.3.1b, était principalement constituée de fer et d'oxydes de fer.

Ces 2 remarques montrent que les éléments, cuivre et fer, jouent un rôle important en freinage et nous ont conduit à développer un programme d'essais dans l'objectif d'étudier les conséquences sur le comportement tribologique du couple « C45 / 6088 » d'une variation des teneurs en cuivre et en fer dans la formulation du matériau composite 6088.

### V.1.2 Présentation des matériaux modifiés

Deux nouvelles formulations, basées sur celle du matériau composite 6088, ont été spécialement conçues.

Nous appellerons dans la suite du document :

- Réf : le matériau composite 6088 de base,
- CMO-1 : le matériau modifié par suppression des constituants à base de cuivre ; cette nuance est donc plus riche en fer,
- CMO-2 : le matériau modifié par suppression des fibres métalliques contenant du fer ; cette nuance est donc plus riche en cuivre.

Les formulations simplifiées de ces trois matériaux sont présentées dans le tableau V.1. Les différents composants sont mélangés dans une matrice de résine phénolique dont la fraction volumique est maintenue constante pour les trois matériaux. Avec plus de 15 constituants, la formulation de base « Réf » est complexe par nature. Les formulations « CMO-1 » et « CMO-2 » sont alors obtenues en multipliant les fractions volumiques des autres constituants du matériau « Réf » par le ratio :

$$\left[ \frac{\text{fraction volumique (fibres + charges)}}{\text{fraction volumique (fibres + charges) - fraction volumique (élément enlevé)}} \right]_{\text{Réf}}$$



Type de constituants	Nature des constituants	Réf (vol. %)	CMO-1 (vol. %)	CMO-2 (vol. %)
Fibres	Organiques	4	4,5	4,2
	Métalliques	8,5	3,9	5,3
	Minérales	20	22,3	21,1
Charges	Lubrifiants solides	18	20	19
	Métalliques	5,5	3,9	5,8
	Abrasives	12	13,4	12,6
Matrice	Résine phénolique	32	32	32
Total vol. %		100	100	100

*tableau V.1 : Formulation simplifiée des matériaux de base « Réf » et modifiés « CMO-1 » et « CMO-2 »*

### V.1.3 Protocole d'essais

La géométrie des éprouvettes est celle présentée figure III.5 et figure III.6, respectivement pour le patin-secteur et le disque couronne. La configuration d'essais est la configuration classique. Un disque-couronne neuf en acier C45 est utilisé pour chaque nuance de matériau de friction.

Le programme d'essais choisi est celui adopté pour la simulation d'un freinage d'arrêt d'urgence à 140 km.h<sup>-1</sup> en configuration classique, paragraphe III.6. Rappelons qu'il se compose de 4 répétitions d'une séquence de 4 freinages équivalents en termes de température de surface, tableau III.11, et que chacun de ces freinages à échelle réduite correspond à un compromis différent sur le choix du triplet des paramètres de freinage ( $P, V_o, T_j$ )<sub>r</sub> selon la relation (Eq. III-23) et conduit à la même élévation de température moyenne de surface du disque. Le déclenchement de chacun des essais n'est effectué que lorsque la température de masse du disque est redescendue sous le seuil de 50°C.

### V.1.4 Résultats macroscopiques

#### V.1.4.1 Coefficient de frottement moyen

Pour les trois nuances de matériau de friction testées, la figure V.1 présente, sous forme d'histogrammes et classés par séries, les coefficients de frottement moyen calculés pour chacun des seize freinages du programme. La première série présente, pour les trois matériaux, des niveaux de frottement plus élevés que ceux obtenus dans les séries suivantes, sans qu'aucun classement entre les 3 matériaux ne semble apparaître. Rappelons que, comme pour les campagnes précédentes, la phase de rodage préalable permettant d'obtenir une portée correcte sur la majeure partie de la surface du patin-secteur se fait sous sollicitations douces afin de ne pas entraîner d'élévation de température significative et ne pas affecter la matrice du matériau de friction. Le caractère « chaotique » de la première série du programme d'essais peut être attribué au « rodage thermique » du contact provoqué par les premiers essais, transformant thermiquement les couches superficielles du matériau de friction. En conséquence, les résultats de cette série ne seront considérés qu'avec prudence.

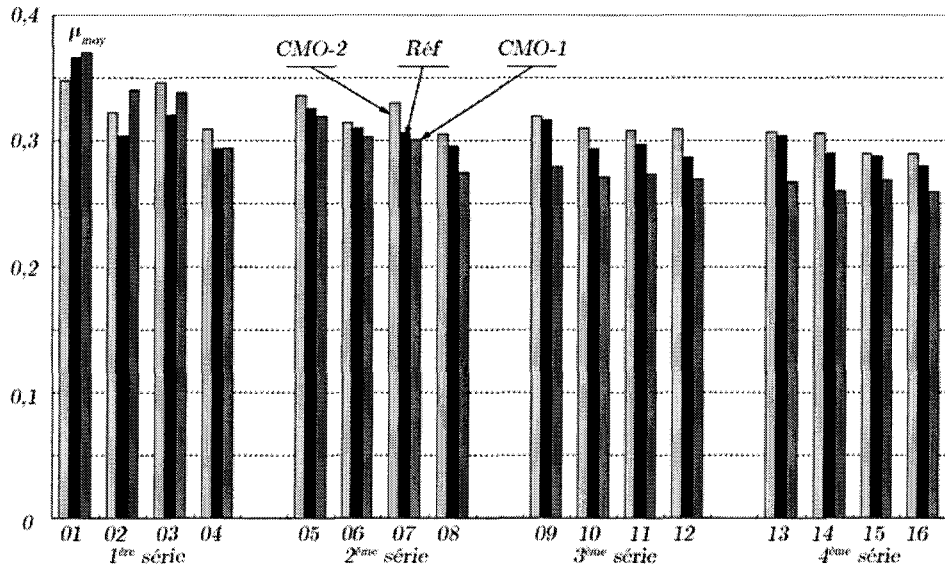


figure V.1 : Coefficients de frottement moyen des couples Réf/C45, CMO-1/C45 et CMO-2/C45 par séries de freinages

Pour les séries suivantes, on observe globalement, pour les trois matériaux, une légère décroissance du coefficient de frottement moyen d'une série à l'autre. Après une forte décroissance sur les deux premières séries, le CMO-1 présente une bonne reproductibilité sur les séries 3 et 4, le coefficient de frottement moyen étant même très voisin pour les huit essais. A noter que c'est le seul matériau à présenter ce comportement. En effet, sur les séries 3 et 4, le CMO-2 présente une valeur de coefficient de frottement moyen assez semblable sur les six premiers essais puis légèrement inférieure pour les deux derniers. Enfin, si le comportement global du matériau Réf est assez similaire pour les deux séries, le niveau de frottement moyen varie d'un essai à l'autre.

Quels que soient les paramètres expérimentaux, le niveau de frottement moyen du CMO-2 est systématiquement supérieur à celui de Réf, lui-même systématiquement supérieur à celui de CMO-1. Sur l'ensemble des essais, le niveau moyen de frottement est ainsi de l'ordre de 0,31 pour CMO-2 (plus riche en cuivre), 0,3 pour Réf et 0,28 pour CMO-1 (moins riche en cuivre).

Il était tentant de voir si cette tendance, corrélable à la variation de teneur en cuivre, pouvait se poursuivre pour un couple de matériaux encore plus riche en cuivre et plus pauvre en fer. C'est le cas du disque en Glidcop<sup>®</sup>, par définition plus riche en cuivre et exempt de fer, frottant contre un patin-secteur en Réf.

Dans cet esprit, la figure V.2 compare les résultats obtenus avec les couples « Réf/Glidcop<sup>®</sup> » et « CMO-2/C45 ». En faisant abstraction de la première série d'essais pour les mêmes raisons que précédemment, on constate que la tendance à l'augmentation du coefficient de frottement moyen d'une part et à sa bonne reproductibilité d'autre part se confirme avec une augmentation globale de la teneur en cuivre associée à une diminution globale de celle en fer.

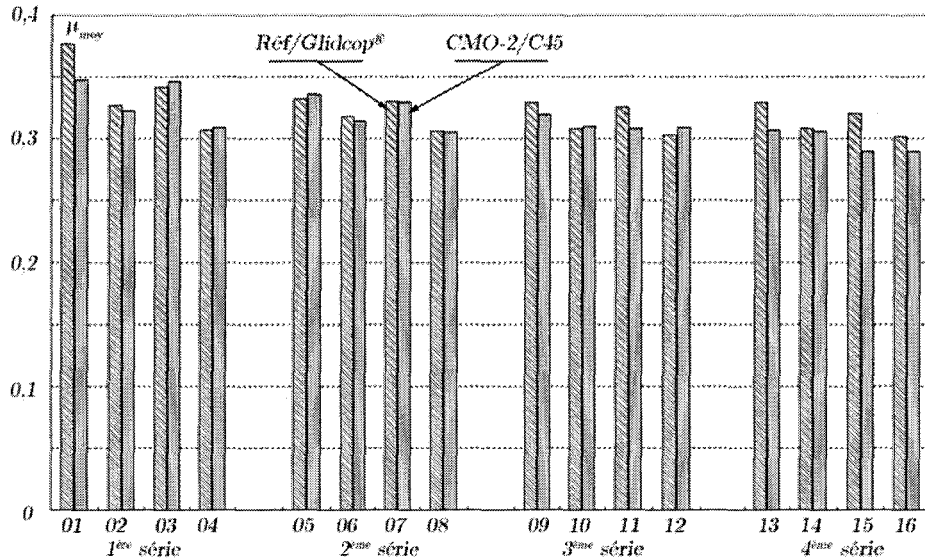


figure V.2 : Coefficients de frottement moyen des couples Réf/Glidcop® et CMO-2/C45 par séries de freinages

#### V.1.4.2 Coefficient de frottement instantané

La figure V.3 présente, pour les trois couples de matériaux, l'évolution du coefficient de frottement instantané durant les essais 8, 12 et 16, essais correspondant au compromis 4.

Dans chaque cas, on observe d'abord une très bonne reproductibilité d'un essai à l'autre, ensuite une évolution du coefficient de frottement instantané qui se caractérise, globalement, par 2 phases successives :

- une phase durant laquelle  $\mu$  évolue dans une bande de valeurs relativement étroite, phase que l'on peut décomposer en 2 sous-phases : la première étant caractérisée par une succession d'oscillations plus ou moins fréquentes et d'amplitude plus ou moins grande ; la deuxième par une relative stabilité,
- une phase de remontée jusqu'à l'arrêt complet.

Pour le matériau Réf, le coefficient de frottement instantané oscille d'abord autour de 0,25-0,3 jusque  $\tau \approx 0,2$ , puis présente une phase relativement stable à 0,27 environ durant 50 % de  $T_f$  et enfin remonte jusqu'à 0,47-0,5 en fin de freinage. Rappelons que ce comportement est représentatif du comportement global du couple « 6088/C45 », et ce, quelles que soient les conditions d'essai (cf figure III.16 et figure IV.3).

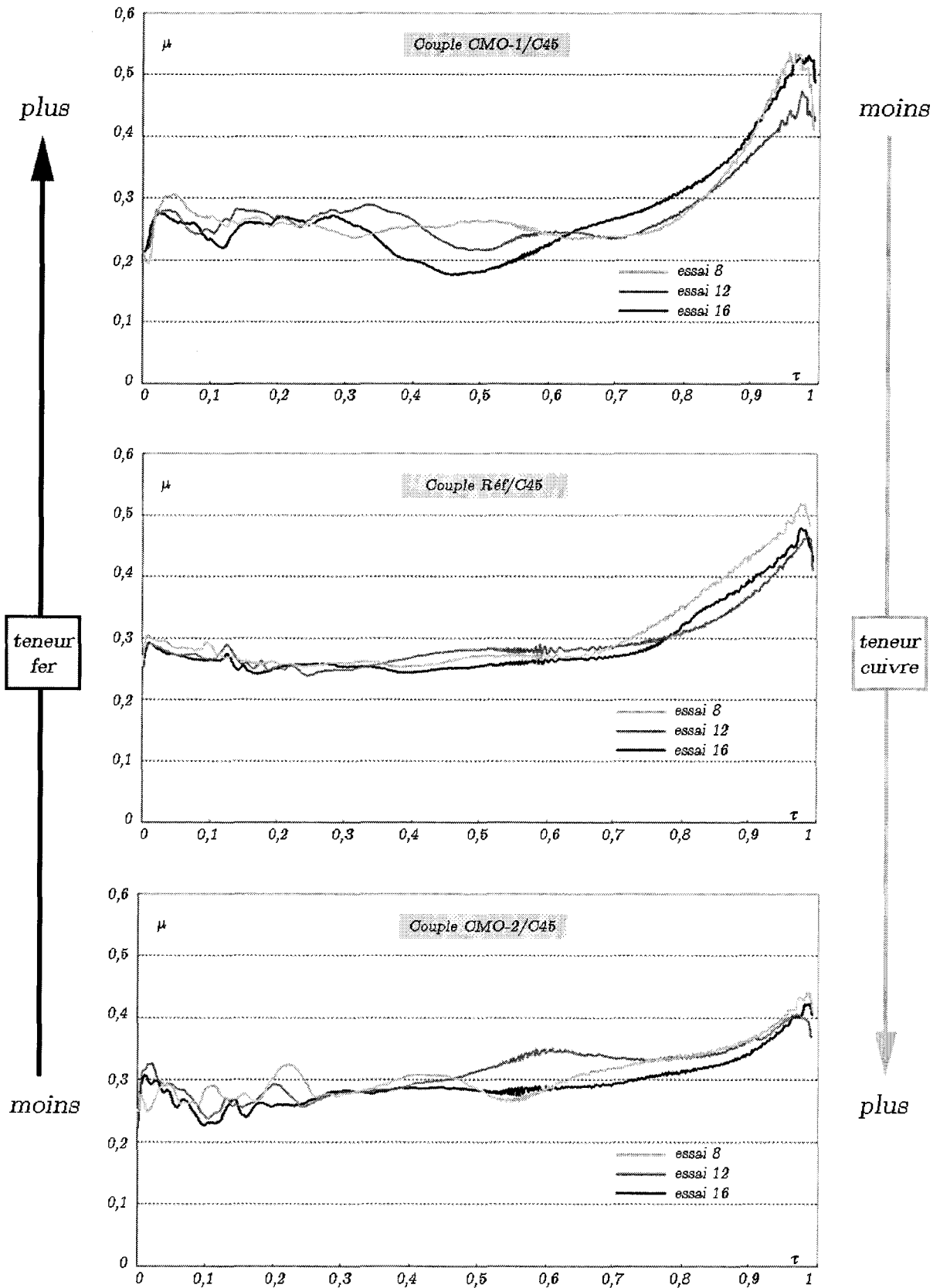


figure V.3 : Evolution du coefficient de frottement instantané lors des essais 8, 12 et 14 pour les matériaux CMO-1, Réf et CMO-2

Pour le matériau CMO-1, matériau où l'on a supprimé l'élément cuivre et enrichi la teneur en fer, la première phase se prolonge jusqu'à  $\tau \approx 0,7-0,8$  ; elle se caractérise par le fait que la sous-phase d'oscillations se prolonge aux dépens de la sous-phase de stabilité qui est quasiment inexistante. Les oscillations dans l'intervalle 0,2-0,3, voire jusqu'à 0,18, sont nettement plus amples que pour le matériau Réf, leur période augmentant progressivement. Ensuite, le coefficient de frottement instantané augmente de façon rapide jusque 0,48-0,53 en fin de freinage.

Pour le matériau CMO-2, matériau où l'on a abaissé la teneur en fer et augmenté celle en cuivre, la sous-phase d'oscillations, dans l'intervalle 0,24-0,32, dure jusque  $\tau \approx 0,25$ . C'est cette fois la sous-phase de relative stabilité, autour de 0,3, qui couvre la plus grande partie de  $T_f$ , aux dépens de la phase de remontée finale, qui ne démarre qu'à  $\tau \approx 0,9$  pour n'atteindre doucement que 0,4 en fin de freinage.

La modification de formulation du matériau 6088 semble, sur ces exemples, avoir effectivement provoqué une modification de son comportement tribologique en frottement contre l'acier C45. Afin de mieux la caractériser, nous avons modélisé schématiquement pour chaque essai l'évolution du coefficient de frottement par deux portions de droite successives (figure V.4). Le traitement numérique correspondant est le suivant :

- pour la phase de remontée finale : à partir de la valeur maximale du coefficient de frottement instantané, notée  $\mu_{max}$ , on calcule les coefficients de la droite de régression linéaire sur les 10 %  $T_f$  précédents,
- pour la phase de stabilité :  
 On définit sa limite inférieure à  $\tau \approx 8 \%$  afin de s'affranchir de la mise en contact qui peut créer des conditions de frottement particulières ; ceci définit le point A ( $\tau_1, \mu_1$ ) ;  
 On définit sa limite supérieure par le point B ( $\tau_2, \mu_2$ ), dont l'abscisse  $\tau_2$  est obtenue par projection horizontale du point A sur la droite de régression associée à la phase de remontée finale,

On caractérise alors la phase de stabilité (segment gris clair) par un coefficient de frottement moyen, noté  $\mu_{moy}^*$ , et la phase de remontée (segment gris foncé) par l'écart  $\Delta\mu = (\mu_{max} - \mu_{moy}^*)$ .

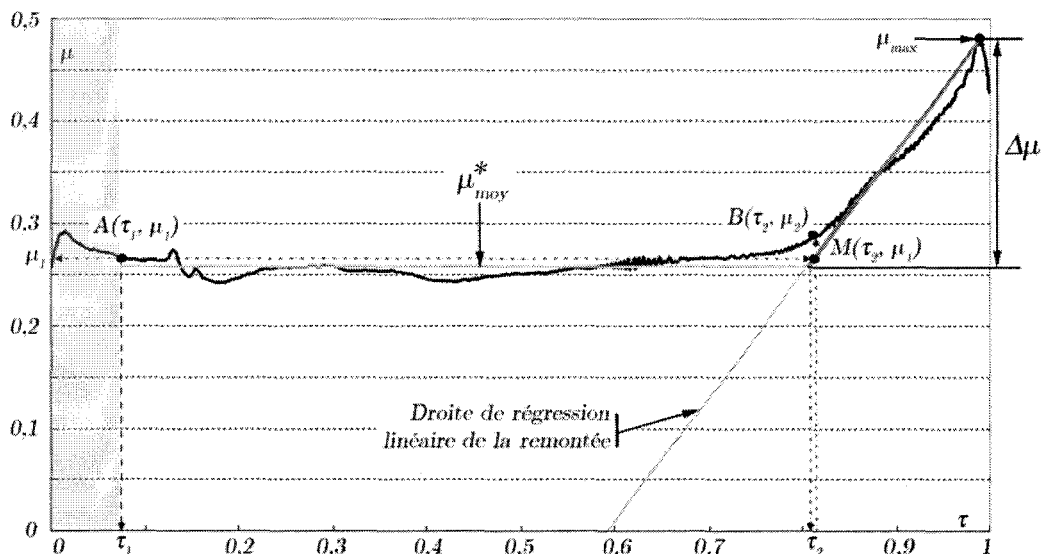


figure V.4 : Schématisation de l'évolution du coefficient de frottement instantané par deux droites

La figure V.5 présente l'ensemble des résultats ainsi obtenus par la modélisation simplifiée en termes de remontée finale  $\Delta\mu$  fonction du coefficient de frottement moyen  $\mu_{moy}^*$ . La croix figure le comportement cible recherché, à savoir un  $\mu_{moy}^*$  de 0,35 et un  $\Delta\mu$  le plus faible possible. Cette remontée en fin de freinage étant associée à des phénomènes acoustiques et vibratoires [Jang et al., 2004]

A titre de comparaison, nous avons fait apparaître la zone (rectangle grisé) correspondant aux résultats obtenus pour le couple « Réf/Glidcop® », à savoir un  $\mu_{moy}^*$  autour de 0,32-0,34 associé à une remontée  $\Delta\mu$  quasi nulle en fin de freinage. On se rend bien compte de l'intérêt de ce comportement par sa proximité avec le comportement cible.

En dépit d'une certaine dispersion, un peu plus marquée pour le CMO-1, les points expérimentaux se classent en 3 groupes distincts, mettant en évidence un net effet matériau. Le matériau CMO-1 présente les valeurs de frottement moyen  $\mu_{moy}^*$  les plus basses associées à des remontées  $\Delta\mu$  les plus élevées. A l'opposé, le matériau CMO-2 présente les coefficients de frottement moyen  $\mu_{moy}^*$  les plus hauts associés à des remontées  $\Delta\mu$  les plus basses. Le matériau Réf présente quant à lui un comportement intermédiaire avec des valeurs médianes tant de  $\mu_{moy}^*$  que de  $\Delta\mu$ .

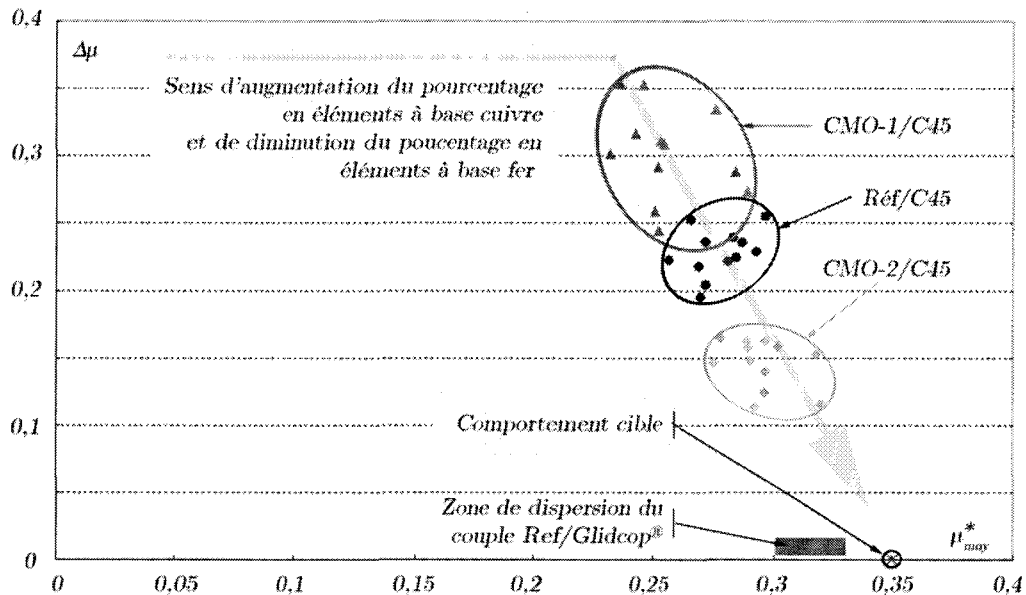


figure V.5 : Remontée en fin d'essai en fonction du coefficient de frottement moyen sur la partie de stabilité

Ces résultats montrent que diminuer la teneur en fer et augmenter celle en cuivre permet de se rapprocher du comportement cible, confirmant que la composition des matériaux joue un rôle significatif dans le comportement tribologique [Roussette et al., 2005b].

### V.1.4.3 Usure

Avant et après les essais, l'épaisseur de chaque patin-secteur a été relevée en neuf points répartis sur la surface comme suit : trois points sur une largeur en entrée, trois sur une largeur au milieu et trois sur une largeur en sortie de patin, ces points étant positionnés sur les rayons intérieur, médian et extérieur. Bien que la campagne d'essais effectuée ne puisse être considérée en soi comme une campagne d'endurance, elle permet néanmoins de dégager une tendance en termes d'usure.

Pour chaque matériau, l'usure est conventionnellement caractérisée par la valeur moyenne des 9 variations d'épaisseur mesurées. Ainsi définie, l'usure moyenne du matériau Réf est de 0,8 mm. La figure V.6 présente, pour les différents matériaux, les indices d'usure relative obtenus en divisant les usures définies comme ci-dessus par la valeur de 0,8 mm prise comme référence. On obtient le classement suivant : 1 pour Réf, 1,5 pour CMO-2 et 1,6 pour CMO-1.

A titre de comparaison, comme le montre également cette figure, l'indice d'usure relatif du couple « Réf/Glidcop® » est de 0,5, soit une valeur bien inférieure à celui du couple « Réf/C45 ».

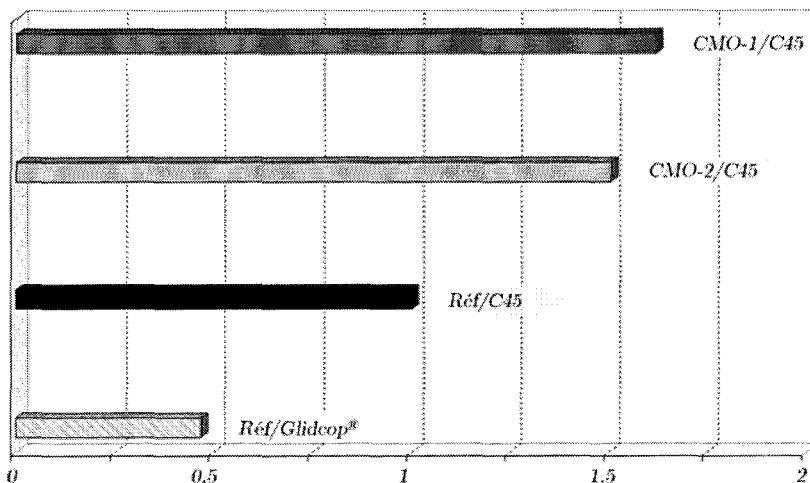


figure V.6 : Usure des matériaux Réf, CMO-1 et CMO-2 contre disque en acier C45 et Réf contre disque Glidcop®

#### V.1.4.4 Conclusions partielles

Des essais menés sur les différentes formulations du matériau 6088 frottant sur l'acier C45, et en tenant compte des résultats obtenus sur le couple « Réf/Glidcop® », nous pouvons tirer les conclusions suivantes :

- l'appauvrissement du contact en élément cuivre associé à un enrichissement en élément fer n'est pas favorable au comportement tribologique de ce couple de matériaux : on constate un abaissement du coefficient de frottement moyen, une moins grande stabilité du coefficient de frottement instantané et une remontée très rapide et très marquée de celui-ci en fin de freinage ;
- l'appauvrissement en élément fer associé à un enrichissement en élément cuivre est en revanche favorable au comportement tribologique de ce couple de matériaux : on constate en effet une augmentation du coefficient de frottement moyen, en dépit d'une certaine instabilité du coefficient de frottement instantané, et une remontée en fin de freinage plus faible. Globalement, ce comportement tend à se rapprocher de celui du couple « Réf/Glidcop® » ;
- les indices d'usure relative des deux matériaux modifiés sont du même ordre de grandeur et bien supérieurs à celui du matériau Réf. Ce résultat est à attribuer, non pas à un effet « élément d'addition » dans la formulation du composite, mais plus vraisemblablement à un « effet mécanique », lié par exemple à la diminution de la fraction volumique de fibres longues métalliques contenues dans le composite 6088.

Pour appréhender les raisons de ces différences de comportement, il nous faut nécessairement descendre à l'échelle de l'interface afin de mieux comprendre les mécanismes physiques microscopiques mis en jeu lors du contact lors du freinage.

## V.2 Circuit tribologique en freinage

L'étude tribologique à l'échelle réduite du contact a été menée grâce à des observations des surfaces de frottement en microscopie optique, en microscopie électronique à balayage (MEB) complétée par des micro-analyses X-EDS. Elle a été surtout développée pour le couple « 6088/C45 », qui est le couple de référence de notre étude, en configuration classique principalement. L'analyse du circuit tribologique ainsi analysé est ensuite étendue par des observations complémentaires aux autres couples de matériaux étudiés, puis au couple « 6088/C45 » en configuration inverse.

### V.2.1 Principales caractéristiques de la surface de contact des pions

A la fin de la campagne d'essai, la surface du pion en 6088 est globalement plane et présente de nombreuses traces de glissement curvilignes et parallèles, orientées dans le sens du mouvement. Les observations au microscope électronique à balayage ont révélé deux caractères principaux sur le faciès post-mortem :

- le pion présente de nombreuses plaques planes disséminées sur toute sa surface et séparées par de larges « vallées ». Les traces de frottement à la surface de ces plaques témoignent qu'elles ont participé au contact (figure V.7 a). La surface que représente la totalité des plaques est bien moindre que la surface de contact estimée à l'échelle macroscopique. Ceci montre bien la difficulté d'estimer la surface de contact réelle par rapport à la surface de contact apparente à partir de laquelle est calculée la pression nominale d'application,
- la présence plus ou moins importante de particules à la surface du pion. Ces particules circulent et viennent s'amasser en amont des plaques planes décrites précédemment (figure V.7 b). Elles peuvent être piégées dans les porosités du matériau, restant, au moins provisoirement, dans le contact (figure V.8 a). Ces particules peuvent être également éjectées du contact devenant alors des particules d'usure au sens propre du terme.

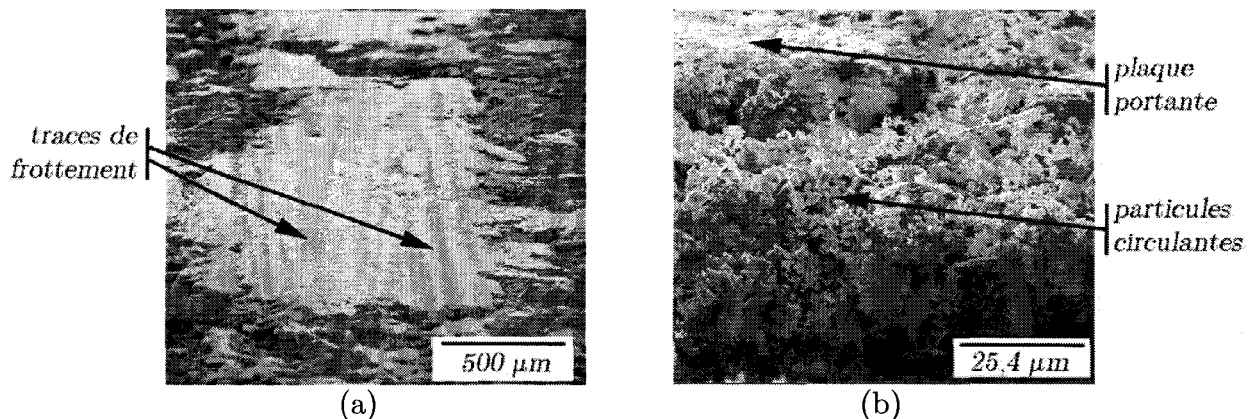


figure V.7 : Observations de plaques portantes (a) et de particules circulantes (b)  
[Roussette et al., 2001]



Rappelons que ces plaques, qui supportent donc au moins momentanément le chargement, ainsi que les particules, forment le troisième corps qui permet d'accommoder la différence de vitesse entre les deux premiers corps et d'assurer la séparation de ces derniers [Berthier, 1996]. Ici se pose la question des mécanismes conduisant à la génération de ces particules et de ces plaques.

### V.2.2 Génération des particules

La technique de microanalyse X par sonde à dispersion d'énergie (analyse X-EDS) nous permet de déterminer la composition des lits de particules. La figure V.8 (b) en présente un spectre caractéristique. Les cartographies élémentaires également effectuées révèlent une grande homogénéité de composition avec une prédominance de l'élément fer principalement et différents éléments constitutifs du matériau de friction comme le cuivre et le silicium. Ces différents éléments sont en général présents sous forme d'oxydes.

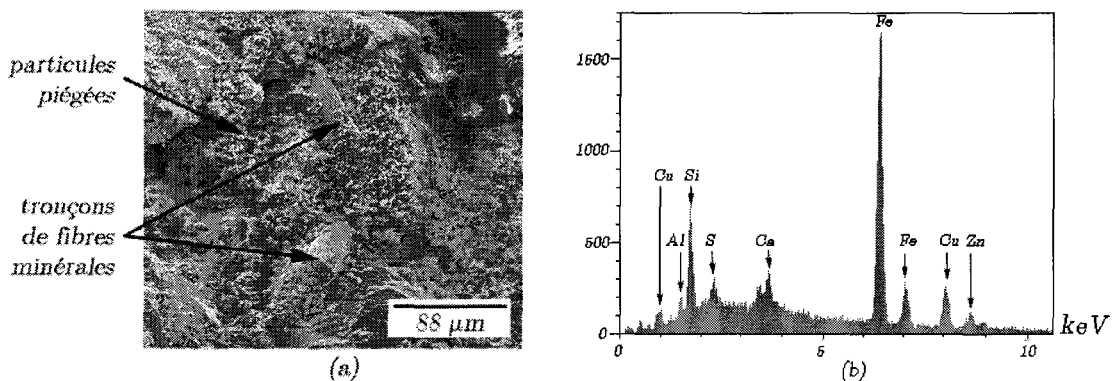


figure V.8 : Particules piégées dans une porosité et spectre de microanalyse X-EDS d'un lit de particules [Roussette et al., 2001]

On peut s'interroger sur la provenance de l'élément fer, élément majoritaire dans les lits de poudre. Sa présence dans la constitution initiale du 6088 (Réf), sous forme de charges (oxydes de fer) et de fibres (mousse d'acier), est peut-être suffisante. Mais dans le cas du CMO-2, à teneur en fer réduite, les lits de poudre (figure V.9 a) restent encore très riches en fer (figure V.9 b). Ceci conduit à penser que le disque en acier contribue lui aussi à l'enrichissement du 3<sup>ème</sup> corps en fer, comme Zaïdi l'a d'ailleurs observé aussi dans le cas d'un 3<sup>ème</sup> corps dans un frein à tambour en acier [Zaïdi et al., 1999]. Mosleh, dans un contact garniture organique de poids lourd contre un disque en fonte, attribue également l'origine d'une partie des particules au disque en fonte [Mosleh et al., 2004]

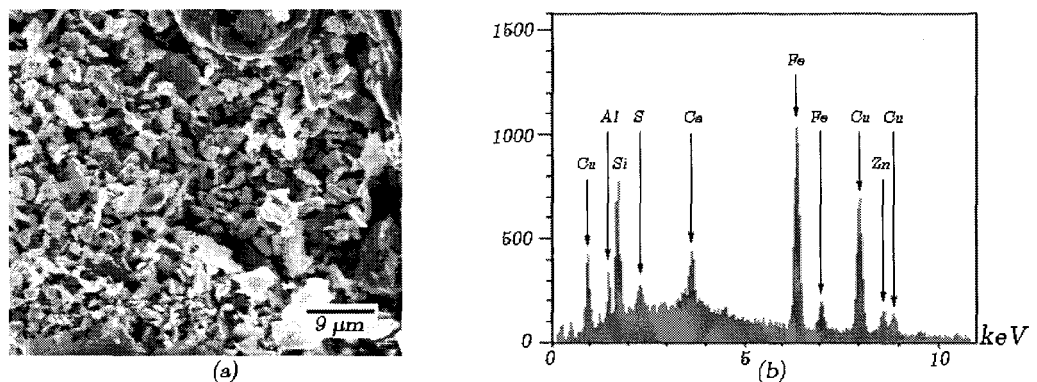


figure V.9 : Lit de particules (a) et spectre de microanalyse X-EDS correspondant (b) dans le contact « CMO-2/C45 »

La présence de la plupart des autres constituants des lits de poudre semble pouvoir s'expliquer par la nature du composite. Les fibres et charges du composite portent des traces de frottement traduisant leur participation au contact. Ces constituants, qui possèdent des propriétés mécaniques et thermiques différentes, présentent des faciès assez caractéristiques après frottement. Ainsi, selon leurs propriétés, trois mécanismes de génération de particules ont pu être identifiés : la déformation plastique, l'arasement et la fragmentation.

Les fibres métalliques les plus ductiles présentent des déformations plastiques importantes. Sous l'action mécanique et thermique du contact, elles sont déformées dans le sens du glissement, parfois extrudées (figure V.10 a) selon une forme caractéristique très découpée qui recouvre le matériau vers l'aval (figure V.10 b).

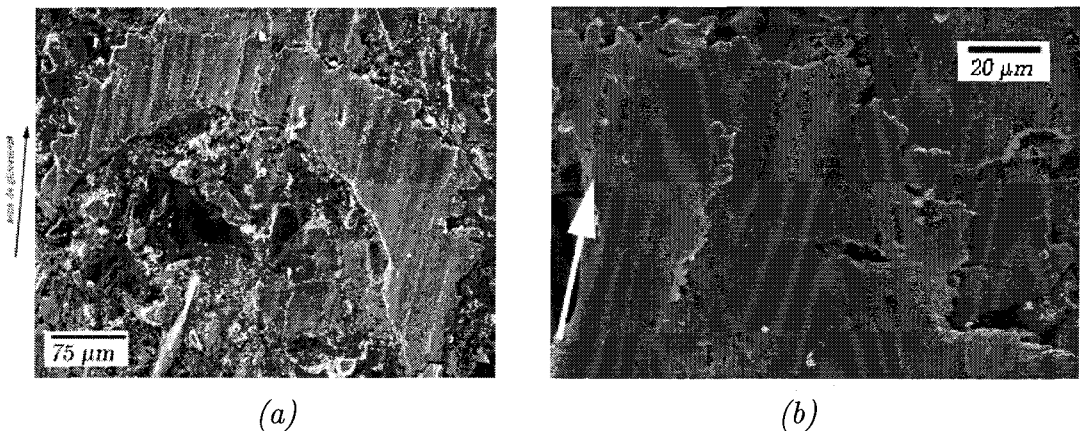


figure V.10 : Fibre métallique déformée (a) et détail d'une zone extrudée (b)

La figure V.11 montre une fibre métallique, globalement allongée dans la zone de frottement, qui a subi d'importantes déformations plastiques au cours du contact figure V.11 (a). La surface plane a participé à la portance comme en attestent les traces de frottement bien visibles. On observe que :

- d'une part, des parties à l'arrière de la zone déformée sont en train de se séparer dans le sens du glissement (figure V.11 b & c). Certaines zones « sortent » même au-dessus du plan de contact (figure V.11 c). On ne peut exclure que ce relèvement se produise lors du refroidissement. Cependant, les conditions de contact locales variant continuellement lors d'un freinage, un tel phénomène peut se produire même durant le freinage, il est fort probable qu'une telle zone saillante serait immédiatement détachée et incorporée aux débits de 3<sup>ème</sup> corps ;
- d'autre part, la surface de la fibre présente un enrichissement par des particules fines (circulant dans le contact ou amenées par la surface du disque). Elles sont ensuite incrustées dans l'épaisseur des fibres grâce à leur ductilité accrue sous les températures localement très importantes (figure V.11).

Ce mécanisme de déformation plastique, voire visco-plastique eu égard à la sollicitation thermique, tend à amincir progressivement les zones déformées vers l'aval, conduisant à des détachements de plus en plus aisés de fragments et de débris. Ce mécanisme de déformation produit des particules de tailles et de compositions variées.

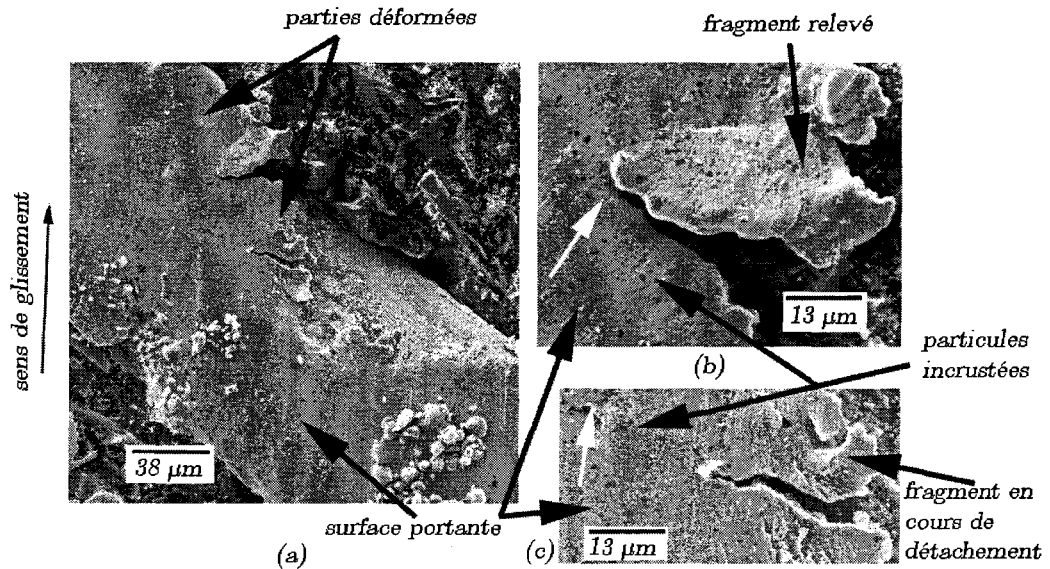


figure V.11 : Déformation d'une fibre métallique (a) et détachements dans sa zone aval (b) et (c)

Les fibres minérales qui participent au contact présentent quant à elles des faciès où les traces de frottement sont plus difficilement visibles, la surface de contact étant lisse et aux bords nets. Les parties affleurantes des fibres subissent un arasement progressif de leur surface (figure V.12 a), produisant particules fines en quantité importante.

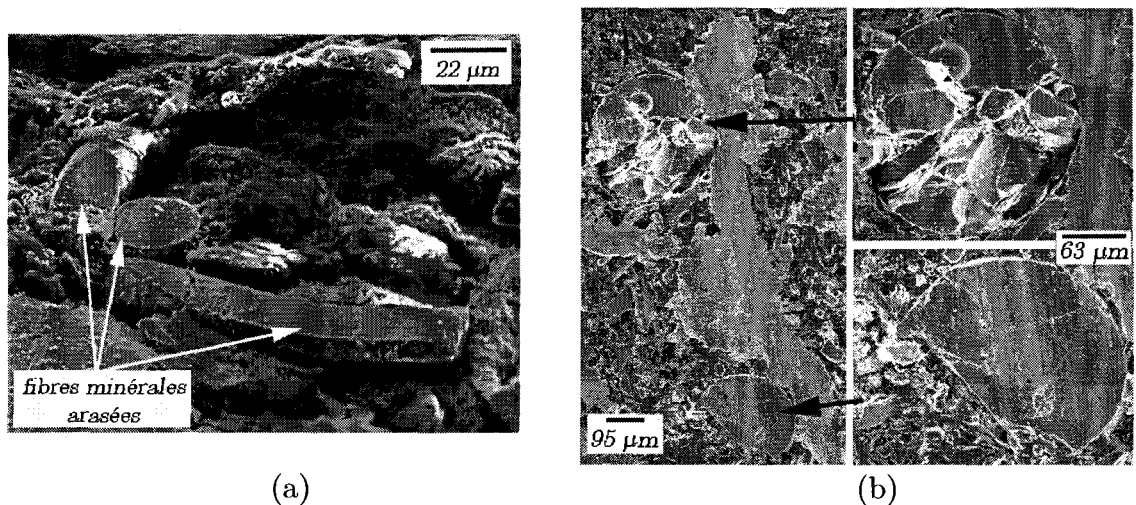


figure V.12 : Observations de fibres minérales arasées (a) et fragmentées (b)

La figure V.12 (b) montre que certaines fibres minérales, d'abord arasées, vont littéralement se fragmenter de manière fragile sous l'action du contact alors qu'une fibre voisine de même nature présente encore la surface caractéristique de l'arasement, illustrant des conditions de contact pouvant, localement, être fort différentes.

Enfin, les charges les plus fragiles ou présentant la ténacité la moins grande se fragmentent sous l'action du contact (figure V.13 a). On a également observé de nombreux déchaussements de particules et de fibres (figure V.13 b) consécutifs d'une liaison insuffisante avec la matrice soit dès la conception soit suite à la dégradation de cette liaison sous l'action du contact lui-même. Les particules produites par fragmentation ou déchaussement sont d'assez grosses tailles.

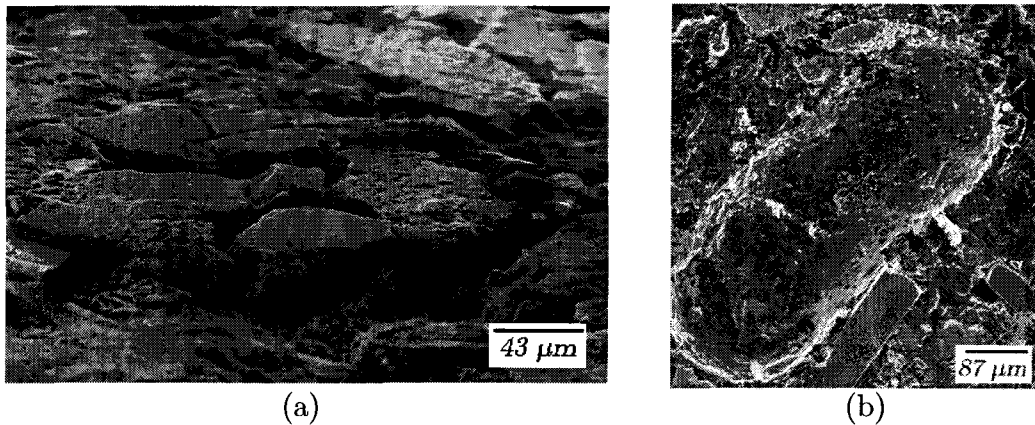


figure V.13 : Observations d'une charge fragmentée (a) et d'un déchaussement de charge (b)

Ces trois mécanismes de génération de particules produisent donc un ensemble de particules de tailles et de compositions différentes. Ces particules sont alors prises dans le contact, qui va les broyer, réduire leur taille et les mélanger. Ces lits de poudre fine vont circuler dans le contact.

## V.2.3 Cycle de vie des plaques portantes

### V.2.3.1 Origine des plaques portantes

Comme on vient de le voir, certaines fibres jouent un rôle précurseur, par des mécanismes de déformation visco-plastique et d'extrusion, dans la formation de plaques planes participant au moins momentanément à la portance. La figure V.14 (a) en montre un exemple plus établi, où la fibre (dans le bas de la figure) donne naissance à une plaque qui s'étend dans le sens de glissement en s'évasant sur plusieurs centaines de micromètres. A plus fort grossissement, on constate que la fibre présente une surface de contact fortement enrichie de nombreuses particules circulantes littéralement incrustées (figure V.14 b). Ce mécanisme conduit en fait à la formation d'une couche superficielle plus ou moins épaisse de nature différente de la fibre du 1<sup>er</sup> corps car très riche en 3<sup>ème</sup> corps. Dès lors, même si la charge du composite continue à se déformer, c'est principalement cette couche qui va accommoder la différence de vitesse en se déformant sous l'action du contact.

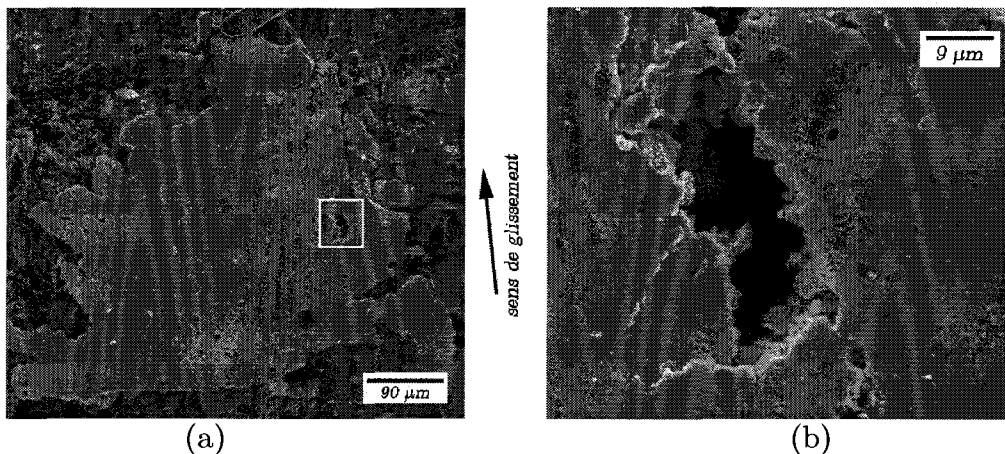


figure V.14 : Observation (a) et détail (b) d'une zone portante créée par déformation et enrichissement de particules

Un autre mécanisme de formation de plaque portante par accumulation et compactage de débris est fréquemment observé. La figure V.15 (a) montre deux fibres minérales arasées qui servent d'obstacles aux particules circulant dans le contact. La zone entre les deux fibres apparaît être un site privilégié de piégeage et d'accumulation des particules. L'analyse montre que cet amas a bien une composition similaire à celle des lits de poudres (figure V.15 b).

Une fois suffisamment de particules accumulées, ce lit de poudre va progressivement participer à son tour au contact. On distingue en effet, sur l'exemple de la figure V.16 (a), des zones plus grises que d'autres correspondant à un lit de poudre présentant une texture plus lisse. Ceci est signe d'une densification ; si celle-ci est suffisante, cette zone dense participe progressivement à la portance en amont de la fibre, qu'on appellera « obstacle générateur ». La nouvelle plaque portante peut alors prendre le relais de l'obstacle générateur comme le montre les signes d'écoulement visibles à sa surface. Une schématisation en coupe de ce mécanisme est proposée en figure V.15 (b).

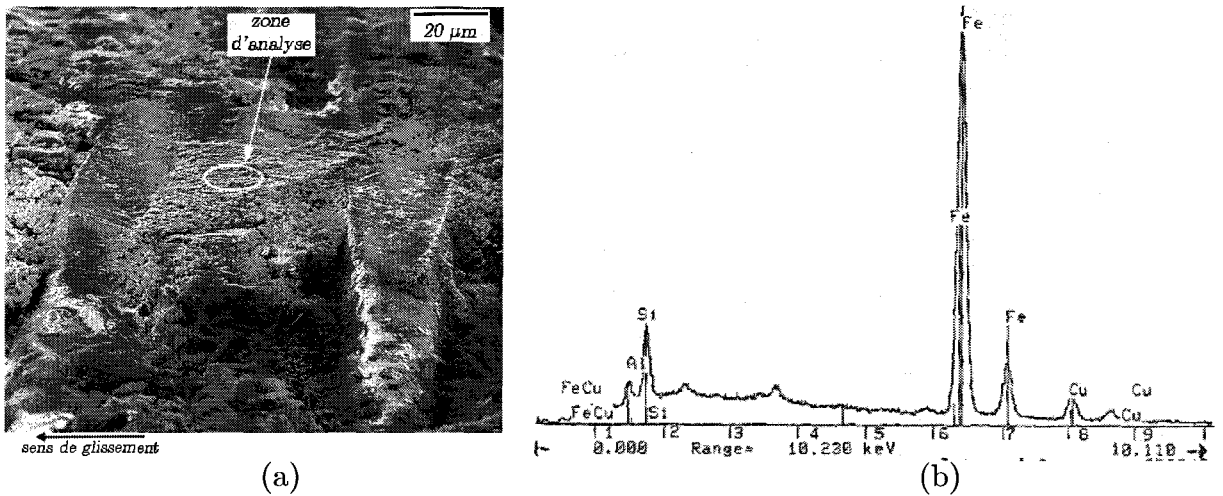


figure V.15 : Observation (a) et spectre de microanalyse X-EDS (b) d'une accumulation de poudre

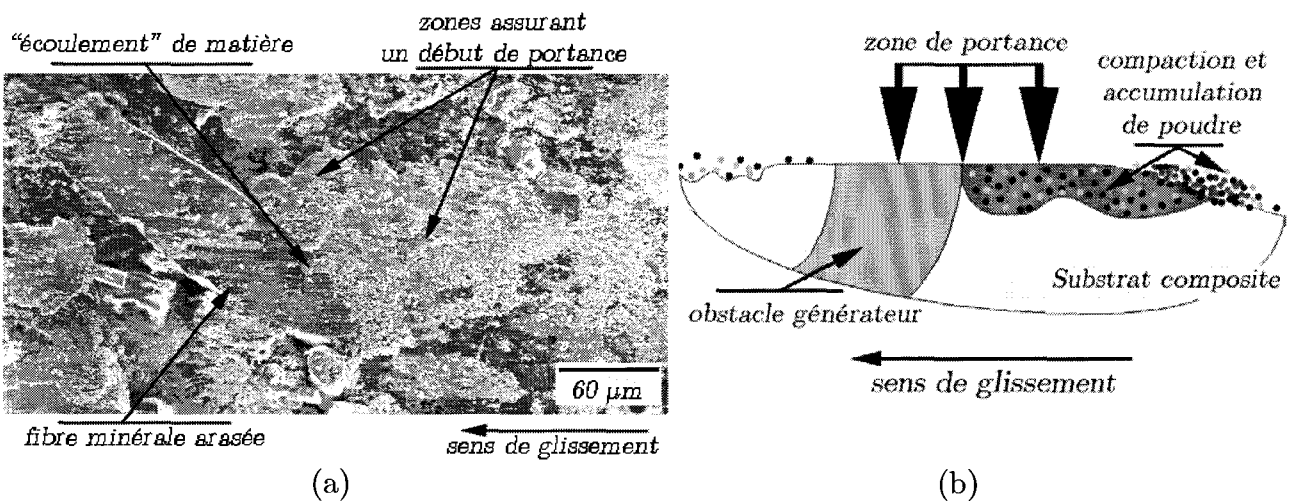


figure V.16 : Observation (a) et schématisation (b) du mécanisme d'accumulation et de compaction de poudre [Roussette et al., 2001]

### V.2.3.2 Evolution et structure des plaques portantes

Dans les zones de portance mieux établies, les plaques peuvent avoir des épaisseurs de quelques dizaines de micromètres. La figure V.17 montre la transformation progressive par compactage d'un lit de poudre en une plaque portante. La figure V.17 (b) montre une zone granuleuse et faiblement compactée, caractéristique du début de la formation d'une nouvelle plaque portante, qui n'a pas encore participé à la transmission de la charge. La figure V.17 (c) montre une surface plus lisse : la plaque formée par compactage des lits de poudre a participé à la transmission de la charge normale. On note déjà à sa surface des lignes de fragmentation. Enfin la figure V.17 (d) montre la zone de transition.

Sur la figure V.18 (a), on observe une plaque portante environnée d'amas de poudre ; le détail (b) montre que la transition entre lit de poudre et plaque lisse est très rapide : il suffit de quelques micromètres pour passer de particules encore indépendantes à une compaction intime réduisant progressivement les porosités (détail c). Il y a donc, en plus du compactage lié à l'effort normal (pression de contact), un compactage dans le plan des plaques lié au cisaillement.

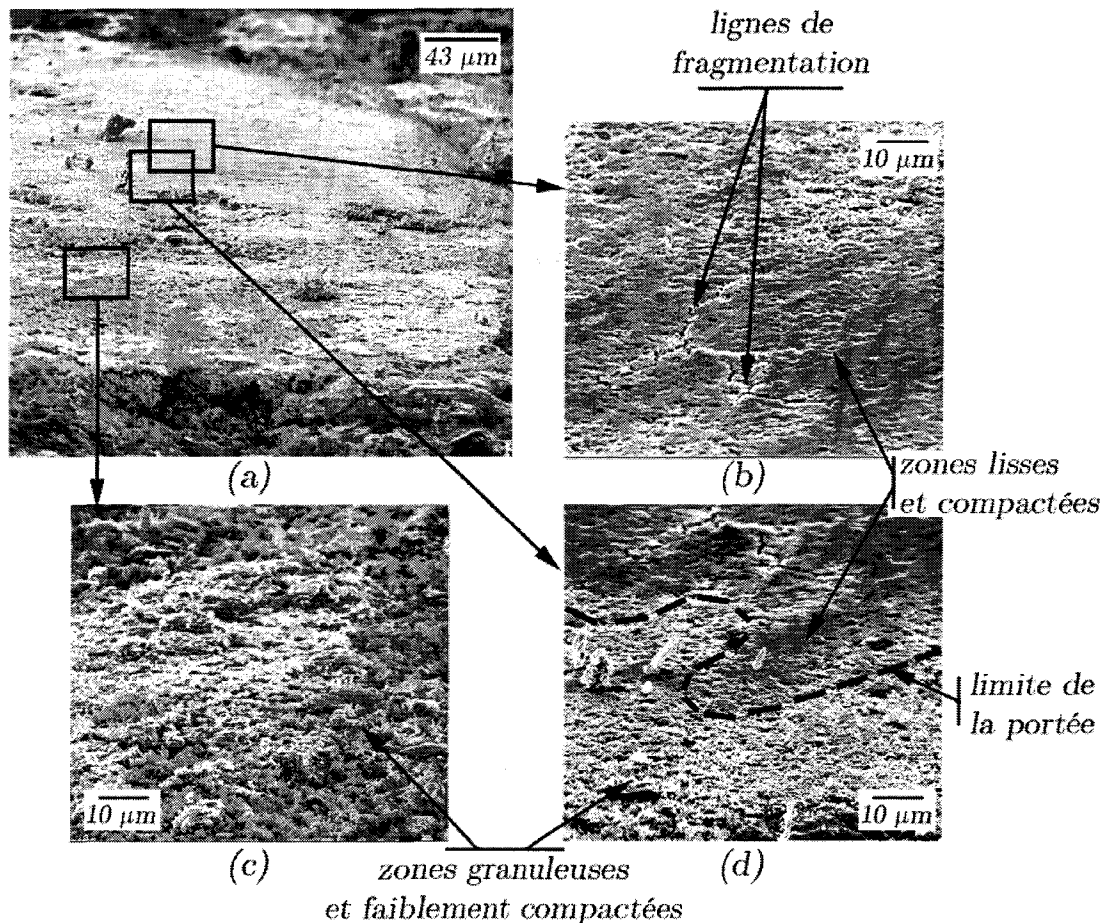


figure V.17 : Observation de la transformation progressive d'un lit de poudre en plaque portante [Roussette et al., 2001]



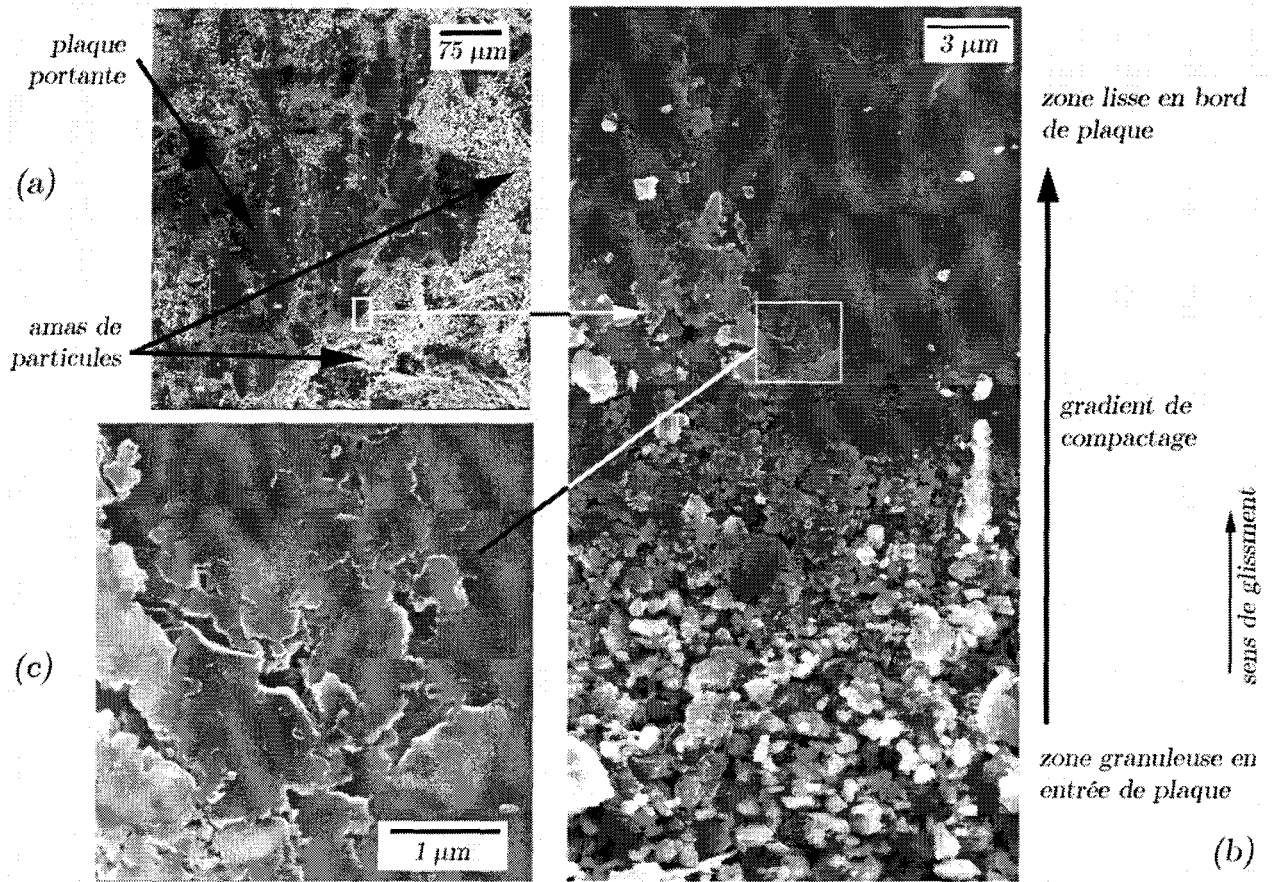


figure V.18 : Structure d'une plaque plane formée par compactage

Il faut noter que, surtout dans leur partie aval, c'est-à-dire côté sortie de la zone locale de contact, la structure des plaques peut être composée de plusieurs couches superposées (figure V.19). Cela montre bien que la portance se fait très localement et de manière intermittente. Le 3<sup>ème</sup> corps en circulation, lits de poudre et débris, peut-être alors compacté à plusieurs reprises dans des zones, identiques ou non, de piégeages privilégiés ou de fermetures du contact éventuellement liées à la thermique locale.

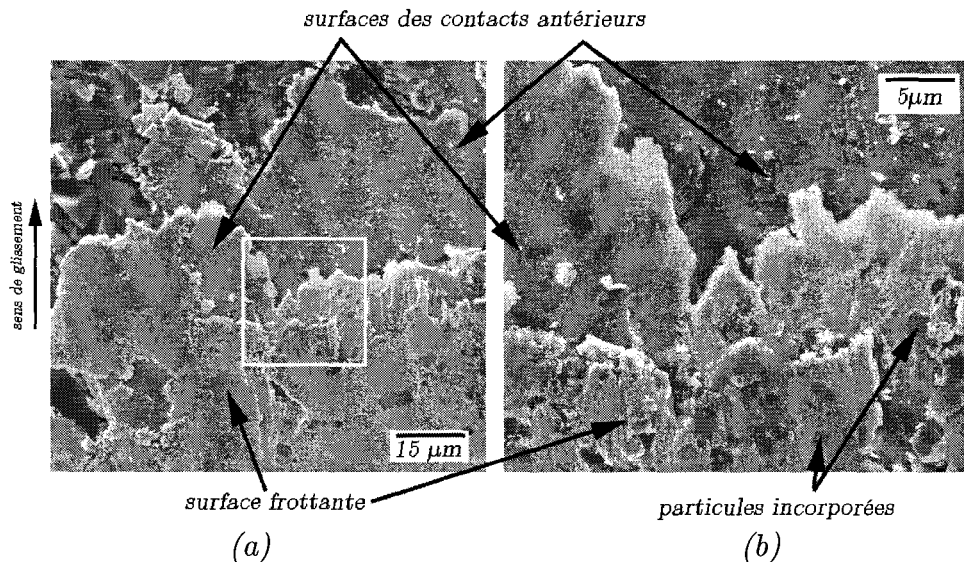


figure V.19 : Détails de la structure en sortie de plaque portante

Enfin, certaines plaques présentent à leurs surfaces des zones de texture différente. La plaque observée figure V.20 (a) en électrons secondaires montre une zone centrale plus sombre et une zone périphérique plus claire et aussi plus lisse, qui semble être à une altitude supérieure à celle de la zone foncée.

L'observation en électrons rétrodiffusés (figure V.20 b) révèle que la composition en surface de ces zones est différente. Par analyse X-EDS, on montre :

- pour les zones claires, une composition extrêmement riche en fer (figure V.21 a),
- pour les zones foncées, une composition proche de celle des poudres et plaques compactées présentée plus haut (figure V.21 b).

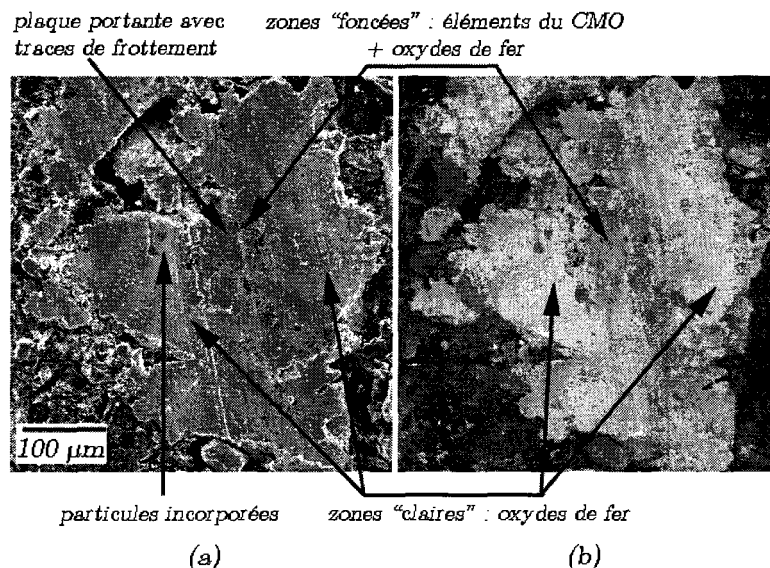


figure V.20 : Observation d'une plaque de 3<sup>ème</sup> corps en électrons secondaires (a) et en électrons rétrodiffusés (b)

Ceci permet de penser qu'une couche d'oxydes de fer, formée à la surface du disque en acier après passage dans le contact, vient alimenter, comme un écran, la surface des plaques portantes lors de leur passage dans le contact.

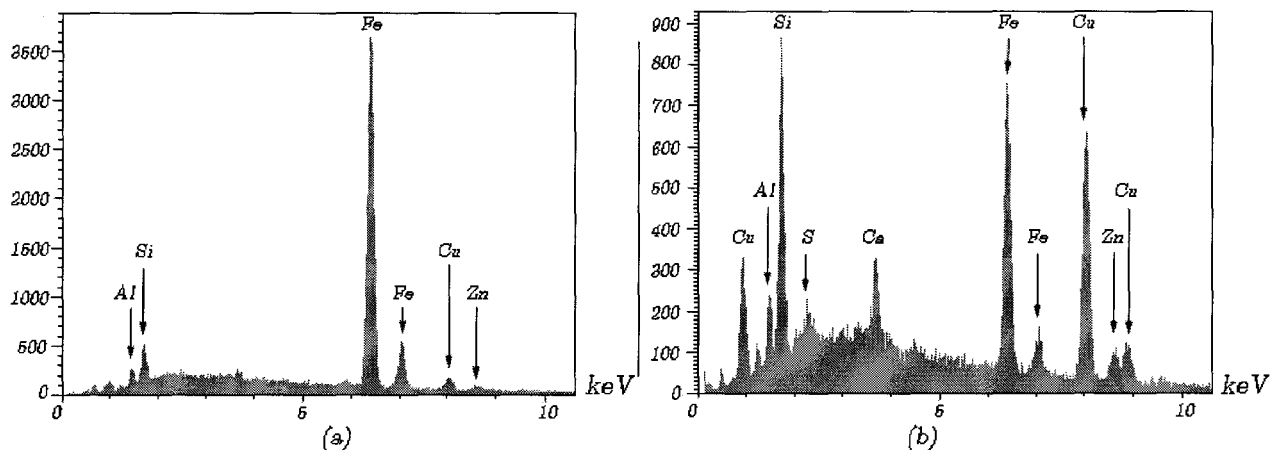


figure V.21 : Microanalyse X-EDS des zones claires (a) et des zones foncées (b)



### V.2.3.3 Croissance des zones portantes

Le mécanisme d'accumulation et de compactage autour d'un obstacle générateur conduit à la formation de plaques planes dont la dimension caractéristique en surface peut atteindre plusieurs centaines de micromètres sans direction privilégiée, sur une épaisseur de plus d'une dizaine de micromètres.

Nous avons identifié deux autres mécanismes de croissance des plaques : par coalescence et par expansion grâce à des obstacles secondaires.

La nature et la taille des fibres et des charges du matériau composite, ainsi que leur densité et leur disposition à la surface, influencent donc la croissance des plaques portantes.

Localement, plusieurs plaques planes peuvent se développer simultanément vers l'amont (comme schématisé par les flèches sur la figure V.22), chacune étant bloquée en aval par un obstacle générateur particulier. En s'agrandissant, elles coalescent pour former une plaque portante de taille plus importante.



figure V.22 : Coalescence de plaques portantes voisines

Une plaque formée par accumulation et compactage de poudres contre un obstacle générateur (fibres minérales ou métalliques, charges...) peut être amenée, en s'étendant, à le contourner progressivement. La figure V.23 (a) montre que si des obstacles secondaires sont disponibles dans le voisinage de l'obstacle générateur, ils peuvent servir d'ancrages supplémentaires (figure V.23 b) permettant une expansion significative de la plaque initiale.

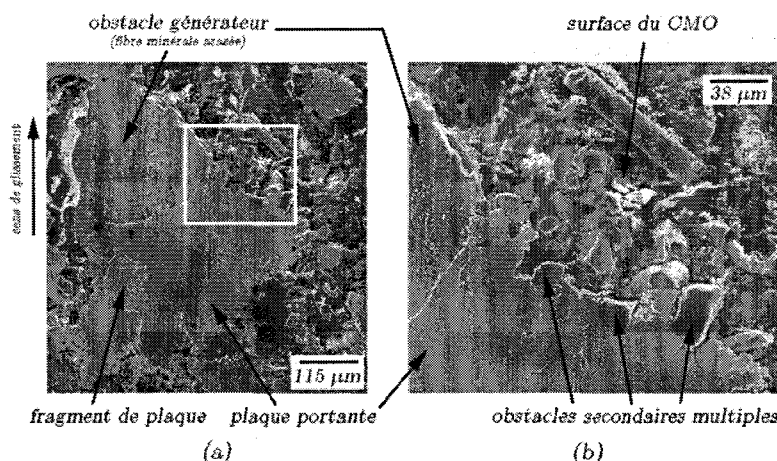


figure V.23 : Plaque portante avec obstacle générateur et obstacles secondaires

La figure V.24 (a) montre le cas d'un arrangement « en triangle » de 3 fibres minérales, qui favorise le piégeage rapide de débris de tailles très variables dans la dépression centrale et par suite la formation d'une plaque portante quand le compactage est suffisant.

La fibre métallique de la figure V.24 (b), longue, sinueuse et d'orientation principale normale au glissement offre, d'une part, une surface déformée importante capable de piéger et d'incorporer une quantité importante de particules circulantes et, d'autre part, un obstacle générateur étendu par rapport au sens de glissement, favorisant du même coup l'accumulation de particules en amont.

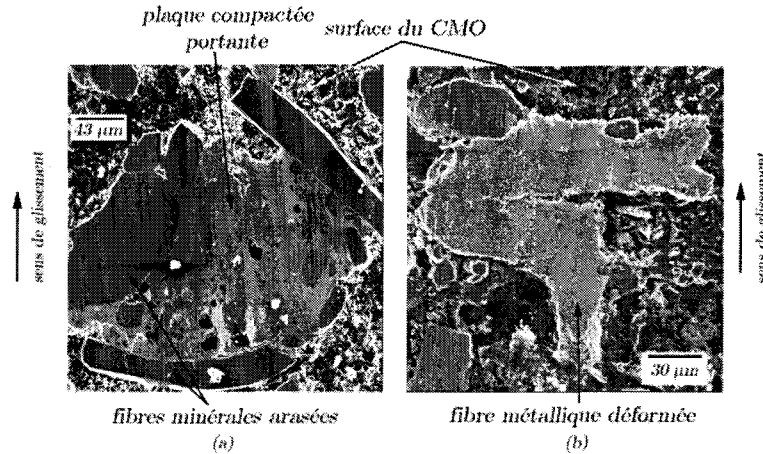


figure V.24 : Plaque portante par accumulation et compactage avec obstacles multiples (a) et plaque formée par déformation d'une fibre métallique et piégeage de particules (b)

#### V.2.3.4 Destruction des zones portantes

Le contact a évidemment un caractère dynamique et transitoire et des zones portantes sont créées, se développent, sont détruites et se renouvellent constamment. Osterle le confirme d'ailleurs dans un article récent [Osterle et al., 2005]. Les plaques portantes, décrites ci-dessus, sont soumises des conditions locales extrêmes conduisant à leur destruction. De plus, reliefs des premiers corps et particules dures circulantes agressent le 3<sup>ème</sup> corps déjà établi, ce qui peut conduire à la destruction des plaques portantes (figure V.25 a).

Les sollicitations mécaniques, thermiques et vibratoires sollicitent fortement à la fois le composite et les structures qui assurent la portée (plaques portantes, fibres arasées ou déformées,...). On a vu précédemment qu'une charge pouvait se déchausser rapidement dans le contact (figure V.13 b). On a pu observer que ce phénomène pouvait être à l'origine de la ruine d'une zone portante. Ainsi, l'obstacle générateur de la plaque portante de la figure V.25 (b) a été emporté dans le contact, ne laissant apparaître que son empreinte dans le composite.

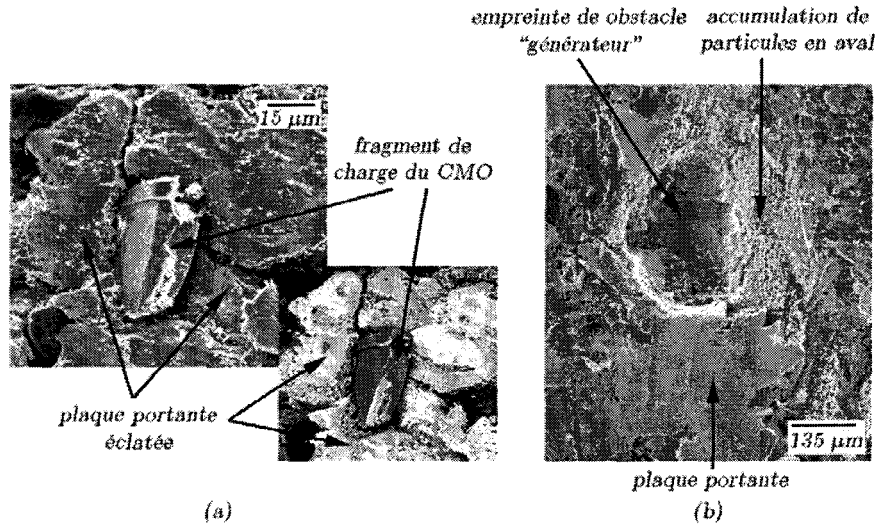


figure V.25 : Eclatement d'une plaque portante par un fragment du CMO circulant dans le contact (a) et début de destruction d'une plaque portante ayant perdu son obstacle générateur (b)

La présence de lignes de fragmentation dans les plaques elles-mêmes est fréquemment observée (figure V.17 b et figure V.26). On note que certaines particules du composite, en gris foncé figure V.26, semblent favoriser la fragmentation.

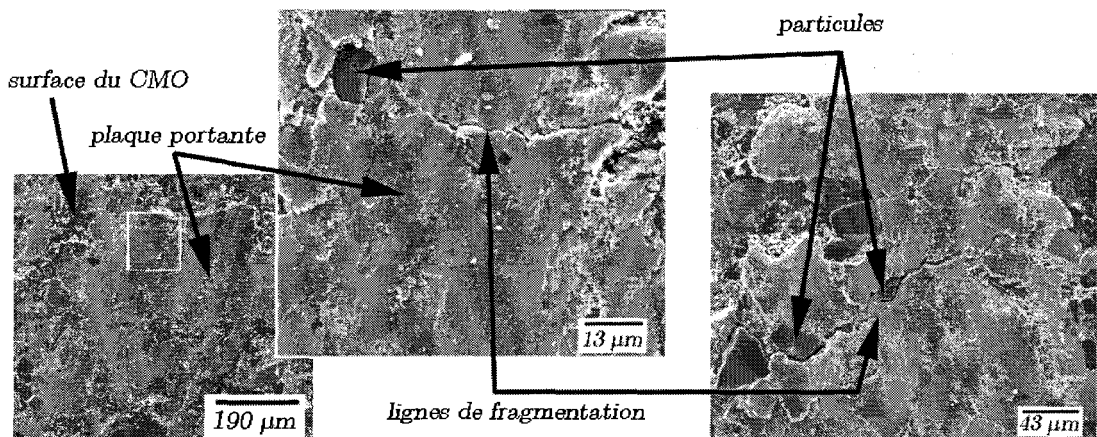


figure V.26 : Observations de lignes de fragmentation dans des plaques portantes

Ces fragmentations conduisent au détachement de morceaux de plaques portantes de dimensions variables. La figure V.27 (a) montre un fragment qui se détache en aval d'une plaque portante, dans une zone où aucun obstacle ne la bloque. A noter que cette plaque est superposée à une plaque plus ancienne ne participant plus à la portance. La figure V.27 (b) donne un détail d'une zone de la plaque déjà montrée figure V.14. Dans le cas présent, un « relief » sur le disque ou un débris dur circulant dans le contact a creusé un sillon et déformé plastiquement la plaque, comme le montrent la fissuration transverse multiple et le détachement de fragments en cours.

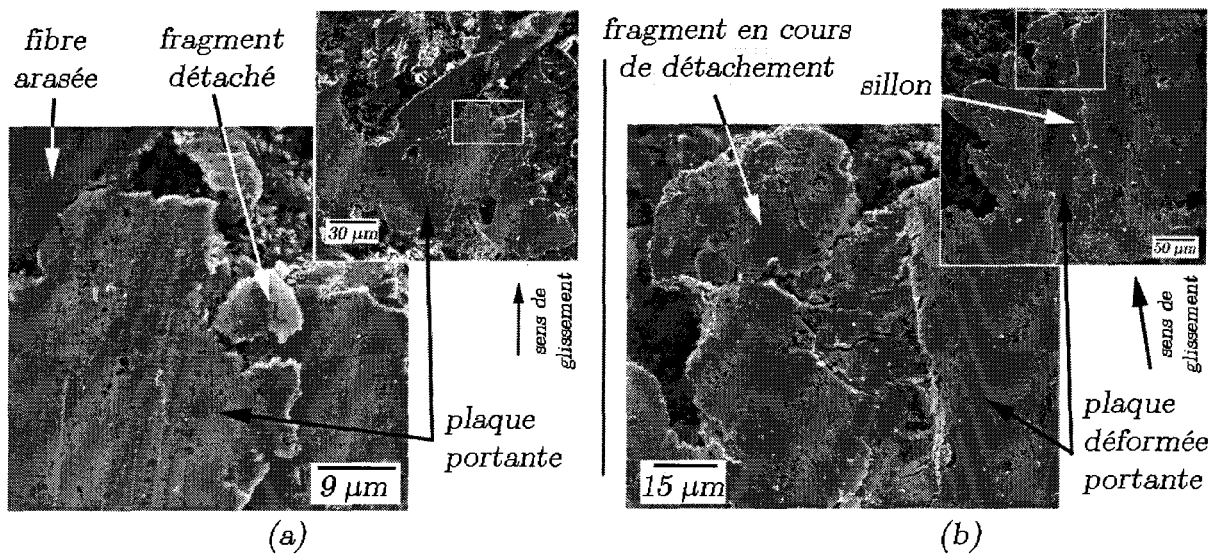


figure V.27 : Fragmentation de plaques portantes et détachement de débris

Enfin, un mécanisme d'écaillage des plaques portantes a été observé (figure V.28). Des plaques portantes peu adhérentes au substrat composite (figure V.28 a) et des plaques de stratification différentes (figure V.28 b) montrent des décollements et des soulèvements locaux plus ou moins importants. Comme ces photos font apparaître également le gradient de compaction des poudres constituant les plaques, on peut en déduire que la cohésion dans les couches denses en surface est plus importante qu'au niveau des couches en contact avec le substrat composite. Bien sûr, si le même échantillon subissait un freinage supplémentaire, ces écailles décollées seraient très probablement rapidement remises en circulation et détruites dans le contact.

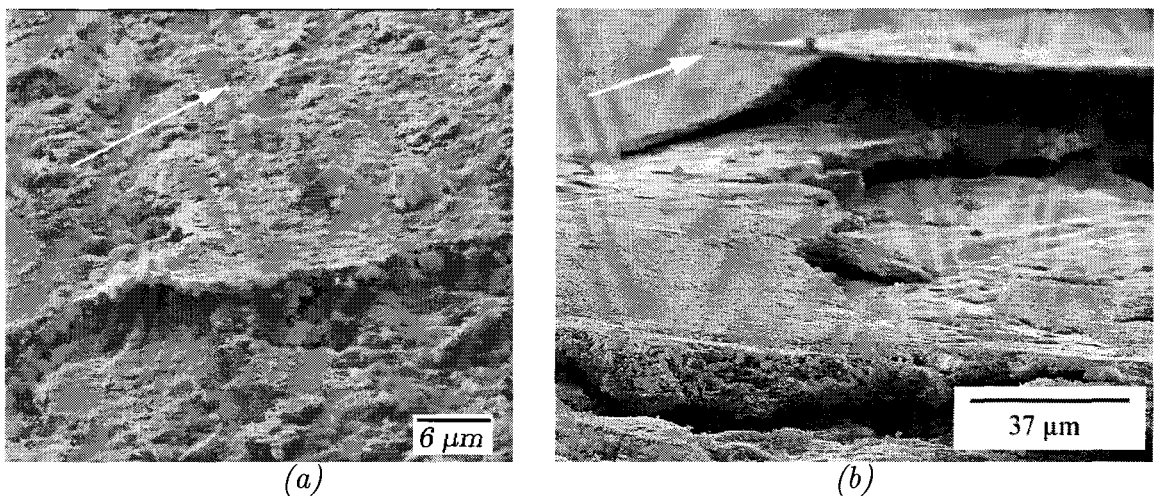


figure V.28 : Ecaillages de plaques portantes

#### V.2.4 Synthèse

Il faut bien conserver à l'esprit que tous ces mécanismes ont lieu simultanément en une multitude de micro-contacts répartis à la surface et que les différentes étapes décrites coexistent.

A titre d'illustration, la figure V.29 présente une zone où des charges et fibres de différentes natures assurent une portance « primaire » tandis que des plaques assurent déjà une portance « secondaire ». Une fibre métallique est déformée, sa surface étant enrichie par de très nombreuses particules incrustées (détail a). La plaque portante qui en résulte, en se déformant encore, vient se bloquer contre un obstacle secondaire en aval constitué par une fibre minérale arasée (détail b). La porosité en aval (détail c) se remplit de particules circulantes et on peut même y observer un fragment de grandes dimensions détaché de la plaque portante située en amont.

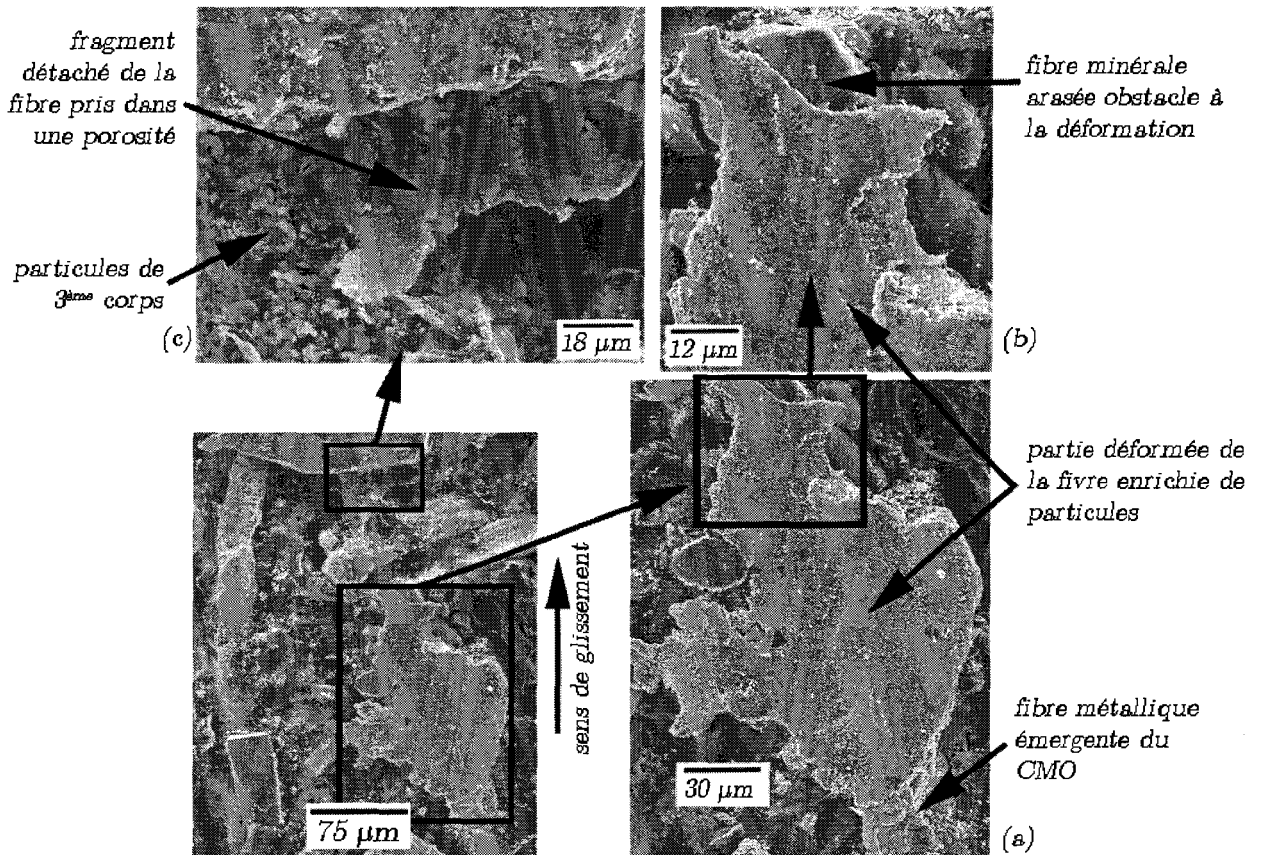


figure V.29 : Application du circuit tribologique à une zone portante formée par déformation

L'ensemble des observations et des analyses présentées ci-dessus permettent de proposer le circuit tribologique, schématisé figure V.30 :

- les charges et fibres du composite constituent les sites de portance « primaire » (indice 1),
- les particules détachées du composite provenant des charges arasées ou déformées par le contact se mêlent aux oxydes de fer provenant de l'acier et constituent des lits de poudre circulant dans le contact,
- des accumulations de poudre se créent dans les porosités, ainsi qu'en amont des fibres et charges du composite qui font obstacle à la circulation des particules (indice 2),
- des plaques portantes se forment soit par déformation vers l'aval de certaines charges dont la couche supérieure au contact est enrichie de nombreuses particules circulantes, soit par compactage des accumulations de poudre en amont d'obstacles générateurs ; elles assurent une portance « secondaire » (indice 3),

- le développement des plaques portantes se poursuit par l'enchaînement de phases d'accumulation et de compactage, il peut être favorisé par la topographie locale du composite et est fonction de l'évolution des zones de portance dans le contact,
- des oxydes de fer provenant de l'acier alimentent la surface des plaques portantes activées pendant le frottement (indice 4),
- la perte de l'obstacle générateur, son contournement, la fragmentation et l'écaillage des plaques portantes conduisent au détachement de débris qui alimentent à leur tour le contact et permettent le renouvellement des plaques portantes pendant le freinage (indice 5).

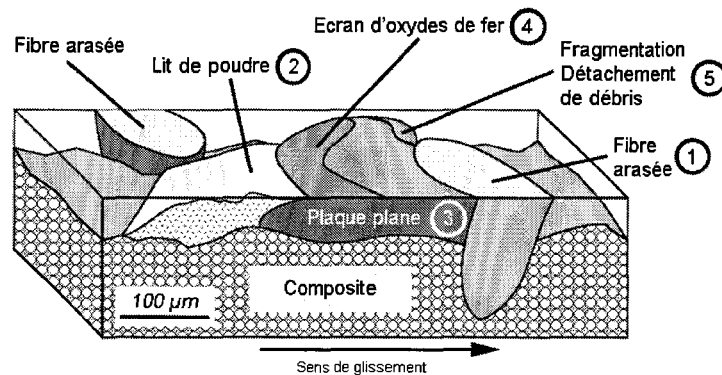


figure V.30 : Schématisation du circuit tribologique en freinage du couple « 6088/C45 »  
[Roussette et al., 2005b]

L'élément fer est très présent dans le 3<sup>ème</sup> corps sous forme d'oxydes. L'origine de ces particules d'oxydes est attribuée, d'une part, à l'apport des charges et fibres du composite et, d'autre part, à un transfert vers le 3<sup>ème</sup> corps d'un écran d'oxydes qui se forme à la surface du disque entre deux passages dans le contact.

Notons que dans cette description du circuit tribologique, plusieurs mécanismes d'accommodation de vitesse coexistent, le principal étant le glissement en surface des plaques planes.

L'ensemble de ces résultats est cohérent avec les travaux d'autres auteurs. Eriksson et Osterle, qui s'intéressent au contact « garniture composite à matrice organique/disque fonte » sous sollicitation de freinage automobile, décrivent bien une portance primaire assurée par les charges du composite relayées par une portance secondaire de « plateaux » formés par accumulation et compactage de particules [Eriksson et al., 2000, Osterle et al., 2001], Eriksson décrivant également la destruction des plaques par écaillage. Copin, travaillant avec un contact « garniture composite à matrice métallique/acier 28CrMoV5 » sous sollicitation de freinage ferroviaire, décrit lui aussi une portance assurée par plaques planes compactées mais sans identifier de portance primaire [Copin, 2000].

### V.2.5 Généralisation

Le patin-secteur en CMO Réf (matériau 6088) ayant frotté contre le disque en Glidcop®, ainsi que les patins-secteurs en CMO-1 (enrichi en fer), CMO-2 (enrichi en cuivre) ayant tous deux frotté contre des disques en C45, ont été observés en microscopie électronique à balayage. Pour la configuration inverse, la surface de la couronne en 6088 ayant frotté contre un patin-secteur en C45 a également fait l'objet des mêmes observations et analyses.



Ces observations conduisent, dans tous les cas, à un circuit tribologique similaire et apportent des informations complémentaires quant à l'influence des teneurs relatives en élément fer et en élément cuivre du matériau composite sur la modification du comportement tribologique en freinage constatée au paragraphe V.1.4. L'épaisseur du 3<sup>ème</sup> corps formé en configuration inverse est décrite par l'étude de coupes transverses au sens de glissement de la couronne 6088. Enfin, une hypothèse quant au processus physique conduisant à la cohésion présentée par les plaques formées par accumulation et compactage est discutée dans le dernier paragraphe.

### V.2.5.1 Couple CMO-Réf/Glidcop®

On observe la présence d'importants lits de poudre circulant à la surface du patin-secteur (figure V.31 a) dont le spectre EDS révèle une composition riche en cuivre et en éléments entrant dans la composition du matériau composite (figure V.31 b).

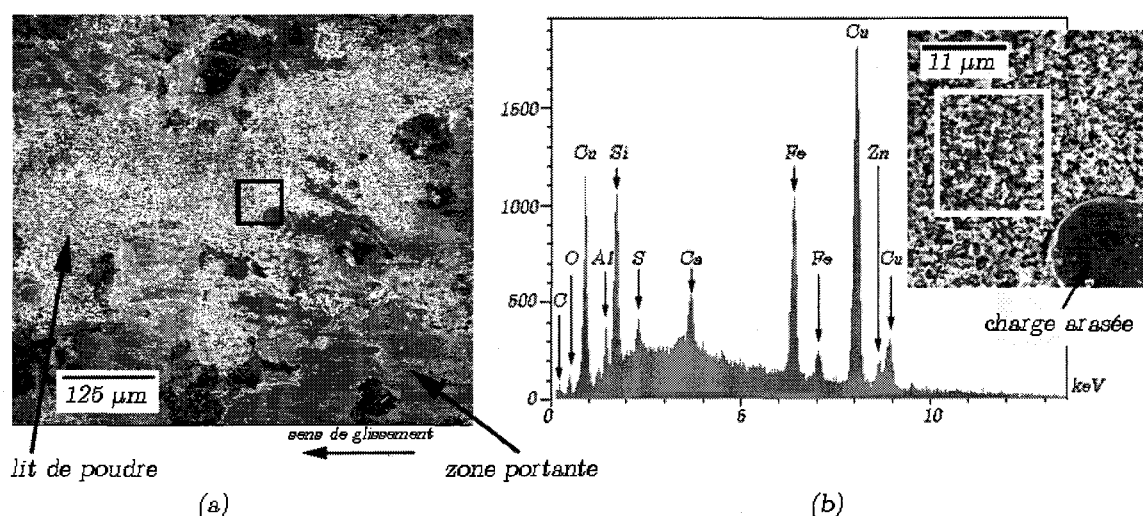


figure V.31 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) d'un lit de poudre à la surface du patin-secteur 6088 ayant frotté contre un disque en Glidcop®

Les lits de poudre de 3<sup>ème</sup> corps viennent s'accumuler et se compacter dans les porosités du composite et contre les charges du composite qui portent des traces de frottement à leur surface (figure V.32). L'observation des lits de poudres en électrons rétrodiffusés montre une bonne homogénéité de composition (figure V.32 b).

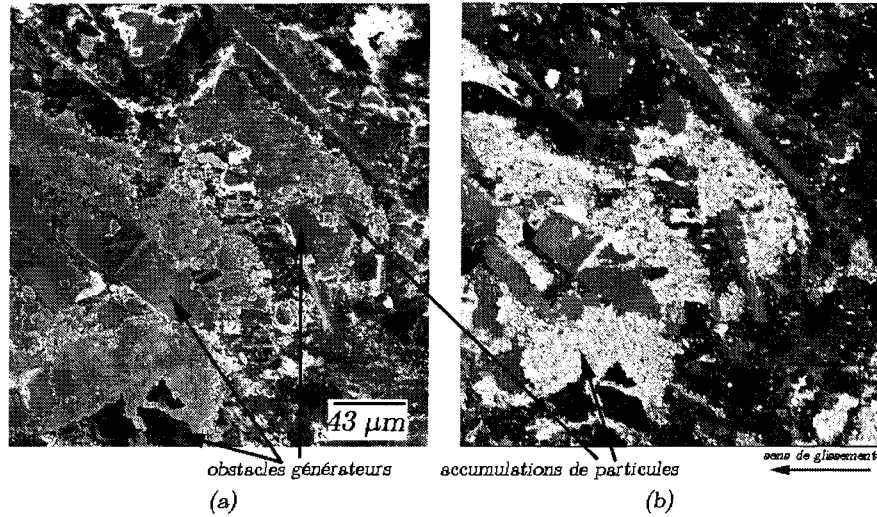


figure V.32 : Observation en électrons secondaires (a) et en électrons rétrodiffusés (b) d'accumulations de particules dans une zone riche en fibres assurant la portance primaire

On observe un gradient très net de compaction dans les zones d'accumulation de particules. Les zones lisses correspondant à la compaction la plus grande participent à la portance (figure V.33 a). Les analyses X-EDS des plaques portantes montrent que les plaques portantes et les lits de poudre ont des compositions similaires (figure V.31 a et figure V.33 a).

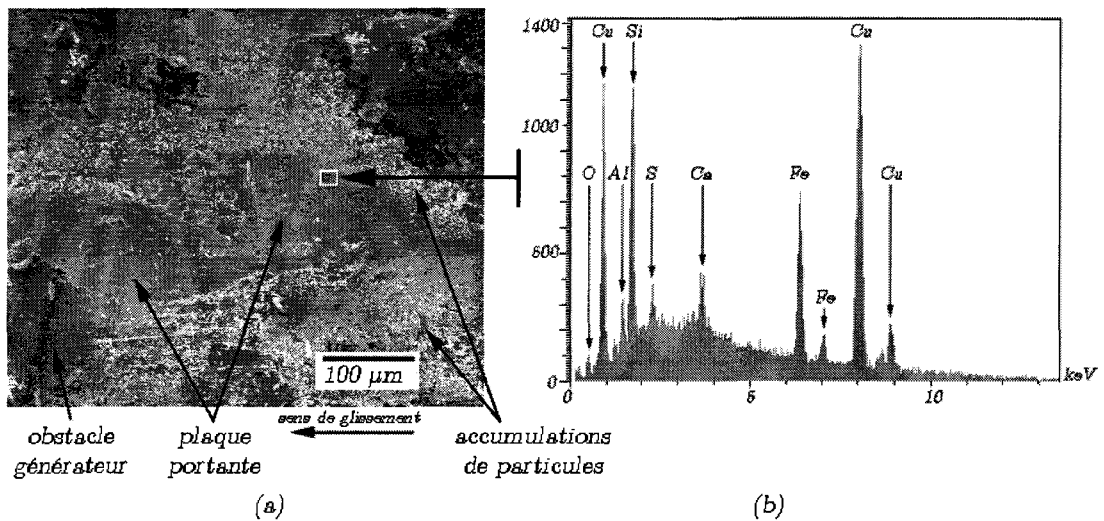


figure V.33 Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) de plaques portantes formées par compactage

La figure V.34 illustre plus en détail le gradient de compaction et la transition lit de particules – zone de portance. Dans la zone qui participe à la portance (détail b), le faciès est plus lisse, les porosités plus réduites, les particules intimement mêlées ; dans le lit de particules, qui ne participe pas à la portance (détail c), le faciès est granuleux, le degré de porosité est important, les particules indépendantes et espacées.



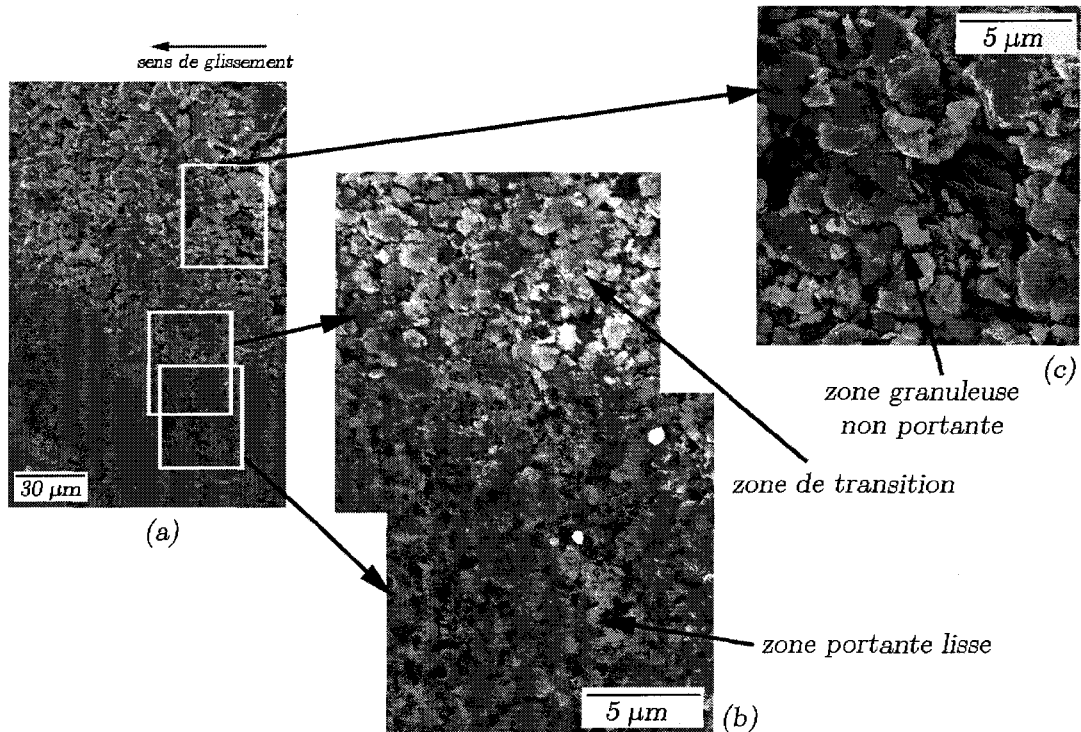


figure V.34 : Transition entre lit de particules et zone de portance

#### V.2.5.2 Couples CMO-1/C45 et CMO-2/C45

L'ensemble des observations faites pour ces deux couples de matériaux conduit également aux mêmes types de descriptions et conclusions quant à la formation de plaques portantes. Les accumulations de poudre sont généralement en appui contre des charges et fibres du composite, obstacles générateurs, qui portent à leurs surfaces des traces de frottement, preuves d'une portance primaire (figure V.35 a et figure V.36 a).

Les microanalyses X-EDS, figure V.35 (b) pour le couple CMO-2 (appauvri en cuivre)/C45, et figure V.9 (b) et figure V.36(b) pour le couple CMO-1 (appauvri en fer)/C45, montrent des compositions élémentaires similaires pour les lits de particules et les plaques portantes de chacun de ces deux couples, naturellement plus riche en fer et sans cuivre dans le 1<sup>er</sup> cas, riche en cuivre et en fer dans le 2<sup>ème</sup> cas, le fer présent étant probablement fourni en bonne partie par le disque.

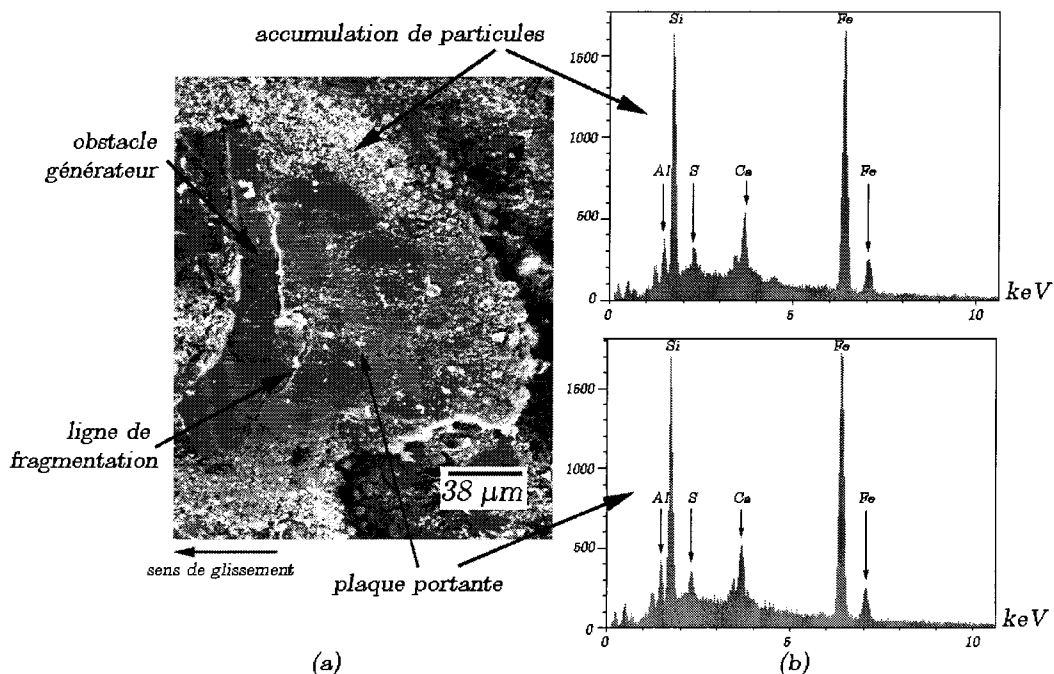


figure V.35 : Observation (a) et spectres de microanalyse X (b) d'une plaque portante et d'une accumulation de particules à la surface du patin-secteur CMO-1 (appauvri en cuivre) ayant frotté contre un disque en C45

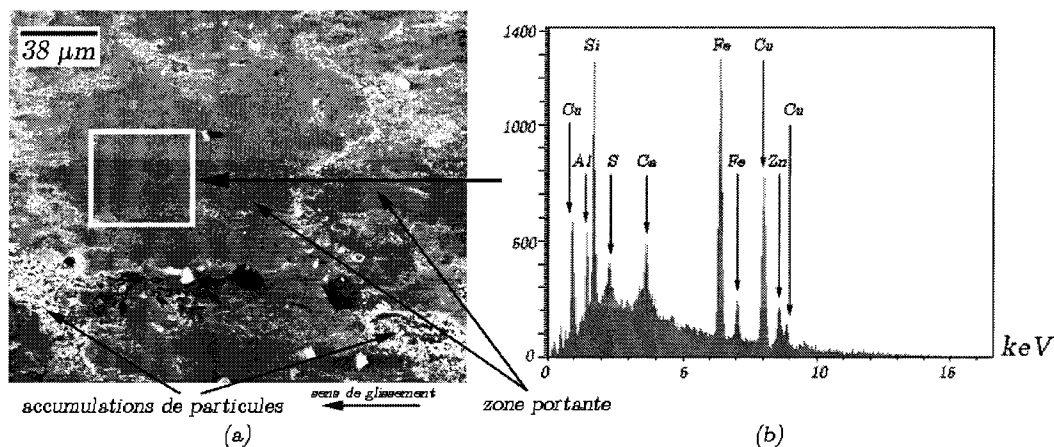


figure V.36 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) d'une plaque portante à la surface du patin-secteur CMO-2 (appauvri en fer) ayant frotté contre un disque en C45

### V.2.5.3 Configuration inverse « couronne 6088/patin-secteur C45 »

#### a. Observation de la surface de la couronne en 6088

L'observation de la surface de la couronne de garniture 6088 ayant frotté contre un patin-secteur en acier C45 en configuration inverse fait apparaître plusieurs zones distinctes. La bande de frottement présente macroscopiquement un caractère hétérogène, tant en termes d'aspect que de couleur, montrant à nouveau le caractère discontinu des zones de portance (figure V.37 a). L'observation (figure V.37 b) des plaques portantes en électrons rétrodiffusés montre qu'elles présentent des compositions hétérogènes comme dans le cas de la configuration classique (cf. paragraphe V.2.3.2).

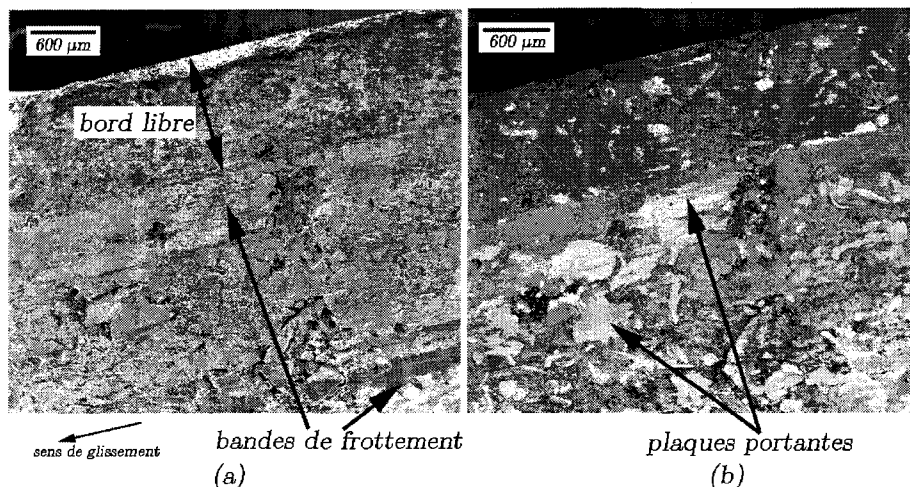


figure V.37 : Observation en électrons secondaires (a) et en électrons rétrodiffusés (b) de la surface de la couronne 6088

De façon synthétique, les observations à plus fort grossissement de la surface du disque-couronne en 6088 ayant frotté en configuration inverse sont semblables à celles réalisées sur la surface du patin-secteur en 6088 ayant frotté en configuration classique (figure V.38 a) ; on retrouve ainsi :

- des fibres arasées et déformées qui ont participé au contact,
- des accumulations de particules dans les dépressions et contre les obstacles,
- des plaques qui ont participé à la portance comme en attestent les lignes de glissement à leur surface.

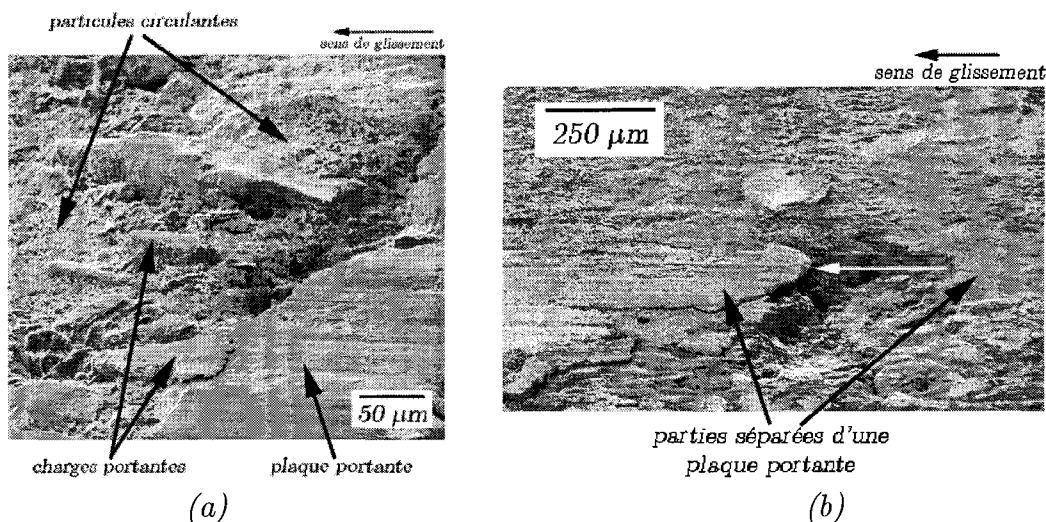


figure V.38 : Observations de la surface du disque-couronne 6088

De façon plus spécifique, la figure V.38 (b) montre le fractionnement d'une plaque portante assez longue circonférentiellement (voir figure V.37), dont deux parties se sont séparées sous l'action du contact, les profils des deux parties étant complémentaires. Il y a donc eu glissement relatif d'une partie de la plaque par rapport à l'autre.

### b. Observation en coupe transversale du disque-couronne 6088

Après nickelage et enrobage de morceaux du disque-couronne de 6088, des coupes transversales au sens de glissement ont été observées au MEB (figure V.39 a). Les microanalyses X menées sur ces coupes montrent que la composition du 3<sup>ème</sup> corps varie dans son épaisseur :

- dans les couches les plus proches de la surface de frottement, le 3<sup>ème</sup> corps est exclusivement constitué d'oxydes de fer (figure V.39 b),
- dans les couches les plus proches du matériau composite, sa composition reste riche en fer mais contient les éléments provenant du composite (figure V.39 c et d).

La couche de 3<sup>ème</sup> corps présente une épaisseur très variable sur la largeur du patin ; quasi inexistante à certains endroits, elle peut atteindre jusque 75  $\mu\text{m}$  dans d'autres. La couche supérieure d'oxydes de fer est plus importante qu'en configuration classique. Ceci s'explique par la température de surface plus élevée en configuration inverse qui favorise les phénomènes d'oxydation.

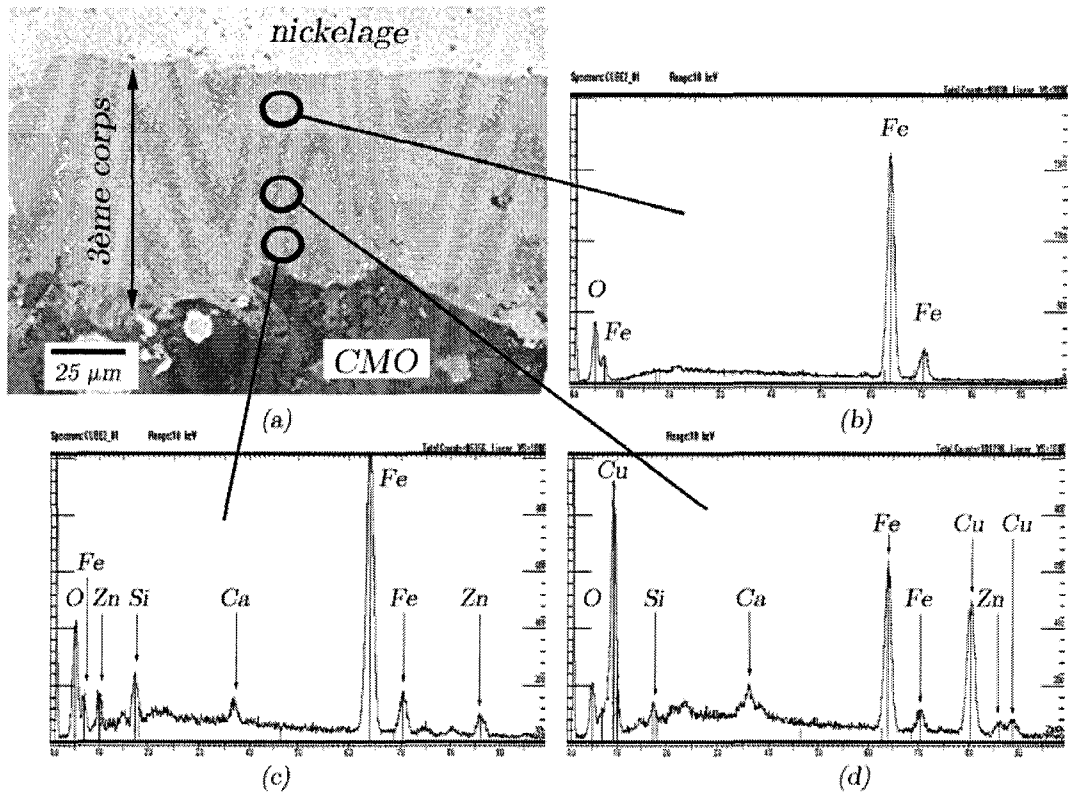


figure V.39 : Observation (a) et spectres de microanalyse X-EDS (b), (c) et (d) le long d'une coupe transversale de la couronne en 6088 ayant frotté contre le patin-secteur en C45

A plus fort grossissement, on peut observer une variation de structure dans l'épaisseur de la couche de 3<sup>ème</sup> corps (figure V.40 a). Elle présente des porosités peu nombreuses et de petite taille dans sa couche supérieure (figure V.40 b), et d'autant plus nombreuses et de plus grandes tailles que l'on se rapproche du substrat composite (figure V.40 c).

Le compactage du lit de poudre est dû évidemment à l'effort normal, mais également au cisaillement consécutif à l'accommodation de vitesse. Ce compactage plus intense peut s'expliquer par un effort de cisaillement plus grand dans les couches supérieures plus proches du patin-secteur en C45.

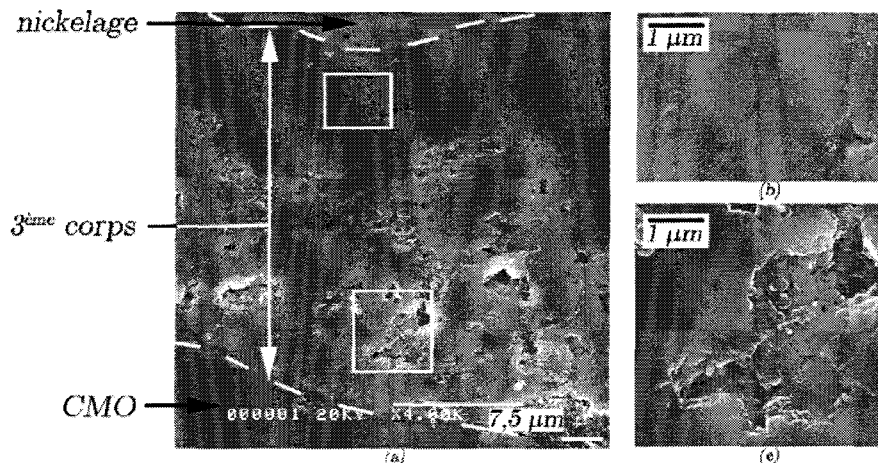


figure V.40 : Variation de structure dans l'épaisseur du 3<sup>ème</sup> corps en configuration inverse

La figure V.41 (a) montre la couche de 3<sup>ème</sup> corps recouvrant une charge de laiton du composite, elle apparaît fragmentée et des particules de diverses tailles sont présentes (figure V.41 b). Des décohésions sont visibles dans certaines zones à l'interface substrat composite – 3<sup>ème</sup> corps, alors que des imbrications plus fortes, apparaissant même comme des sortes de « crampons » apparaissent dans d'autres. De telles décohésions, qui sont à relier à la matrice locale ou plus vraisemblablement à la rugosité locale du composite, peuvent expliquer l'absence de 3<sup>ème</sup> corps à certains endroits du disque-couronne.

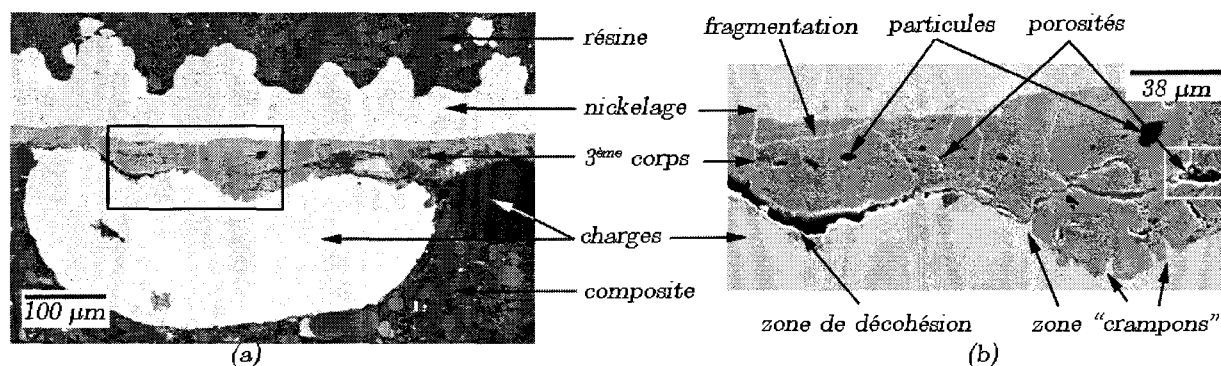


figure V.41 : Observation (a) et détail (b) de la couche de 3<sup>ème</sup> corps formée au dessus d'une charge de laiton

#### V.2.5.4 Discussion sur la cohésion des plaques

Ce paragraphe se veut être une discussion sur la cohésion des plaques et au-delà sur le procédé de formation mis en jeu.

Dans les porosités visibles dans l'épaisseur du 3<sup>ème</sup> corps, on observe la présence de nombreuses formes sphériques le plus souvent fusionnées, mais dont certaines montrent des jonctions fissurées (figure V.42). La porosité de la figure V.42 (a) correspond à la zone encadrée en blanc figure V.41 (b) qui se situe à mi-épaisseur du 3<sup>ème</sup> corps alors que la porosité de la figure V.42 (b) est localisée dans la couche proche du substrat composite.

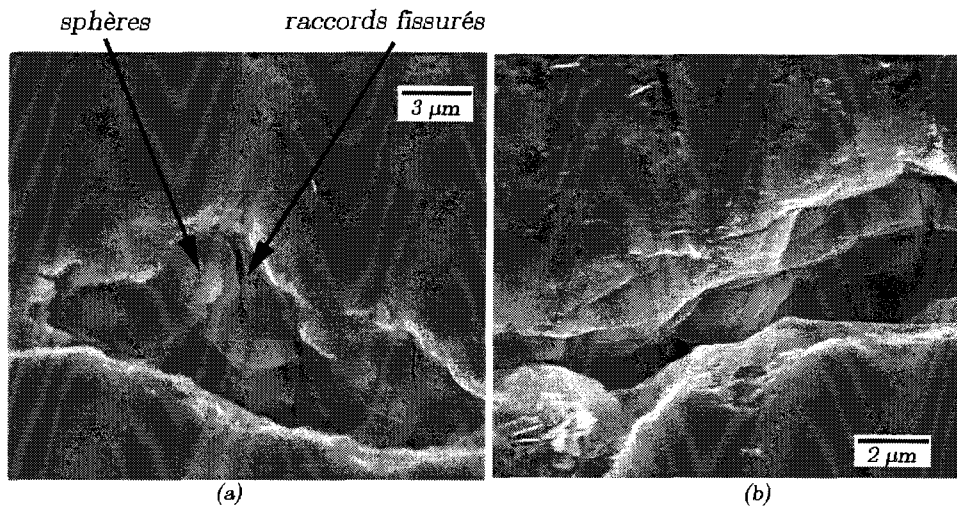


figure V.42 : détails de porosités dans la couche de 3<sup>ème</sup> corps

Le faciès de ces porosités amène à considérer l'hypothèse d'un frittage dans le processus de formation des plaques planes. Le frittage peut être décrit comme le passage d'un compact pulvérulent à un matériau cohérent sous l'action de la chaleur [Bernache-Assolant et al., 2005]. Le frittage en phase solide comprend trois phases principales (figure V.43) :

- phase 1 : établissement de liens entre les différentes particules par création et croissance de ponts de collet, cous ou cols,
- phase 2 : formation de pores plus ou moins cylindriques par extension et jonctions des collets,
- phase 3 : densification par élimination partielle des pores.

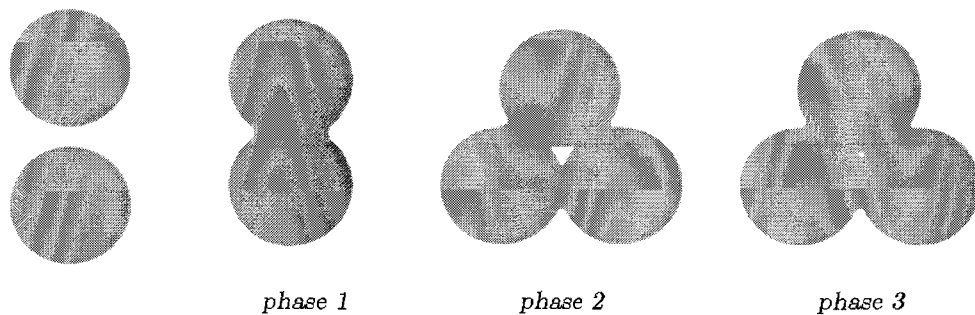


figure V.43 : Les différentes étapes du frittage en phase solide [Gras, 1992]

Différents arguments plaident en faveur de la possibilité du frittage des accumulations compactées de particules. Reprenons les conditions nécessaires au frittage :

- Présence de poudres mélangées : le contact disque-garniture est par nature un mélangeur de particules. Il est de plus un broyeur de particules, la taille des particules qui s'accumulent contre les obstacles générateurs étant généralement de l'ordre de quelques micromètres, voire du micromètre (figure V.9 a). Cette remarque est importante car le fritté obtenu présentera dans ces conditions une microstructure plus fine et plus homogène ;

Il est, à ce titre, intéressant de citer les travaux de Kondoh sur des composites à matrice métallique à base cuivre-étain frottant entre un disque en acier bas carbone [Kondoh et al., 1997]. Cet auteur a introduit une étape supplémentaire dans le procédé de fabrication du composite fritté de façon à d'obtenir une microstructure beaucoup plus fine et homogène que celle obtenue avec le procédé classique. Cette technique, appelée « Mechanical Alloying (MA) », consiste à déformer plastiquement les différentes poudres constituant le composite dans un tonneau vibrant contenant des billes dures de gros diamètre (figure V.44 a).

Lors d'un essai de frottement continu à la vitesse de glissement de 10 m.s<sup>-1</sup> sous une pression de 0,2 MPa, le composite MA révèle un comportement de frottement stable avec un coefficient  $\mu$  qui reste voisin de 0,4/0,5, tandis que le composite fritté traditionnel montre un passage brutal d'une zone de bas frottement (0,3/0,4) à une zone de haut frottement (0,7/0,8) (figure V.44 b). Kondoh impute ce phénomène à la microstructure du fritté traditionnel qui favorise le détachement de particules de FeMo.

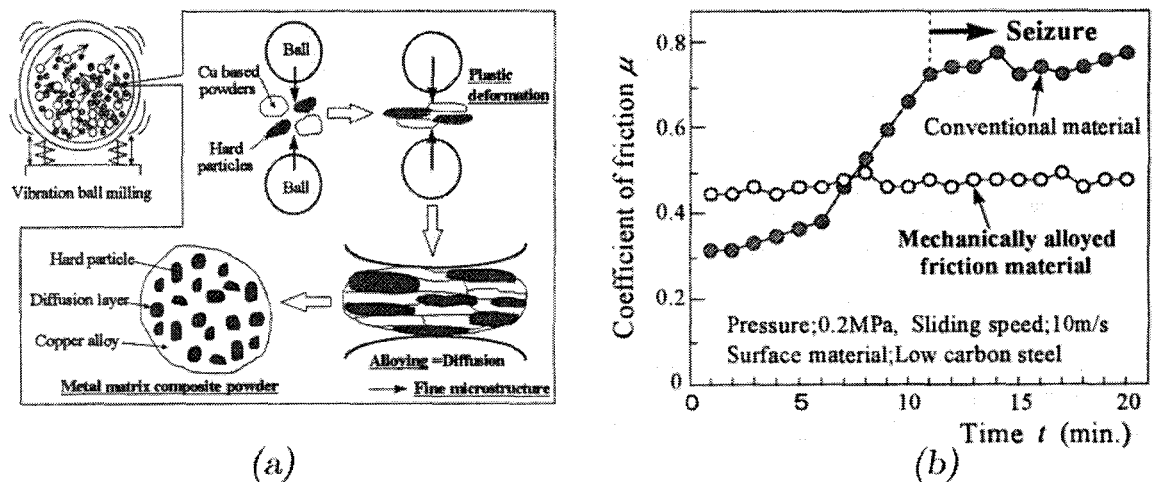


figure V.44 : Avantage en termes de frottement apporté par une étape de Mechanical Alloying dans le processus de frittage [Kondoh et al., 1997]

- Une température supérieure à 3/4 de la température de fusion (en K) des différents éléments à fritter : l'analyse du 3<sup>ème</sup> corps a révélé une composition riche en fer, cuivre, et autres éléments du composite (Si, Al, Ca, Zn...), Bouvard donne pour un mélange acier-cuivre-carbone une température de frittage de l'ordre de 1100°C [Bouvard, 2000]. L'analyse métallurgique sur les couples du patin-secteur en acier C45 montre qu'une température de l'ordre de 1000°C a été atteinte, et qu'elle est peut-être localement plus élevée. Même en configuration classique, il est probable que des températures suffisantes aient été atteintes au moins localement ;
- Un temps de maintien suffisant à la température de frittage : un freinage dure généralement moins d'une minute ce qui, dans des conditions normales est insuffisant. Cet argument est cependant à relativiser car la compaction des particules dans le contact se fait sous pression. Il est bien connu que lorsqu'un matériau fritte difficilement, un moyen efficace pour le densifier totalement consiste à appliquer une pression en même temps que l'on chauffe [Bernache-Assolant et al., 2005]. Dans le cas général, l'application d'une pression



permet d'abaisser sensiblement la température et le temps nécessaires au frittage. Ici, il ne faut pas considérer la pression apparente d'application mais bien la pression qui s'applique localement sur chaque zone de portance. Même si elle ne peut être quantifiée, elle est bien plus élevée que la pression apparente d'application vu toutes les observations faites sur le circuit tribologique.

Il semble donc que l'on puisse considérer que le frittage, associé au « Mechanical Alloying » qui se produit dans le contact, est le mécanisme le plus probable de formation des plaques portantes cohérentes. On peut aussi noter, comme c'est souvent le cas dans les procédés mis en œuvre industriellement, que la présence d'éléments à bas point de fusion comme le zinc et l'étain jouent un rôle favorable dans ce processus puisque ils permettront d'assurer plus rapidement, en passant en phase liquide, une bonne cohésion du mélange.

### V.2.6 Conclusions

Un circuit tribologique se composant de différentes étapes (formation de 3<sup>ème</sup> corps par détachement de particules, création et croissance de plaques portantes, destruction des plaques, élimination d'une partie du 3<sup>ème</sup> corps...) a été proposé (paragraphe V.2.4). Pour chacune des étapes, une description des différents mécanismes activés a été présentée. Les différentes étapes coexistent, à différents stades de développement, en une multitude de contacts localisés à la surface de la garniture. Ceci, d'une part, traduit le caractère dynamique des mécanismes physiques mis jeu au contact, et, d'autre part, permet d'appréhender l'évolution constante de la zone de portance lors d'un freinage.

L'ensemble des observations des mécanismes physiques mis en jeu pour les différents couples de matériaux étudiés, tant en configuration classique qu'en configuration inverse, permet de conclure au caractère général du circuit tribologique proposé.

Nous avons constaté une modification du comportement tribologique du couple de référence (CMO-Réf (6088)/C45) suite à un enrichissement en cuivre et un appauvrissement en fer du composite, qui permettent de se rapprocher du comportement tribologique cible ( $\mu_{moy}^* = 0,35$  et  $\Delta\mu \approx 0$ ). Bien que la morphologie du 3<sup>ème</sup> corps reste similaire, la composition des plaques portantes varie :

- les plaques portantes de 3<sup>ème</sup> corps du couple CMO-1 (riche en fer)/C45, possédant le comportement tribologique le moins intéressant, présentent une composition plus riche en fer et dont le cuivre est absent,
- les plaques portantes de 3<sup>ème</sup> corps du couple CMO-Réf (6088)/C45 présentent une composition riche en fer avec une teneur significative en élément cuivre,
- les plaques portantes de 3<sup>ème</sup> corps du couple CMO-2 (riche en cuivre)/C45, possédant le coefficient de frottement le plus élevé sur la partie stable et présentant une remontée en fin de freinage moins marquée, présentent une composition avec des teneurs importantes en fer et en cuivre.

Quand on conserve pour la garniture le composite de référence, le remplacement du disque riche en fer (acier C45) par un disque riche en cuivre (Glidcop<sup>®</sup>) conduit à un comportement tribologique très proche du comportement cible.



La morphologie du 3<sup>ème</sup> corps reste encore une fois similaire. Relativement à la composition des plaques portantes analysées pour le couple CMO-Réf (6088)/C45 (riches en fer), celles analysées pour le couple CMO-Réf (6088)/Glidcop<sup>®</sup> présentent une inversion marquée avec une teneur importante en cuivre et une teneur plus faible en fer.

Ceci conduit à conclure à une relation entre la modification du comportement tribologique et la composition des plaques portantes de 3<sup>ème</sup> corps. Son enrichissement en élément cuivre, parallèlement à un appauvrissement en fer, a un rôle « stabilisateur » sur le coefficient de frottement.

En configuration inverse, la température de surface plus importante favorise le phénomène d'oxydation et conduit à une couche d'oxydes de fer en surface des plaques portantes plus importante qu'en configuration classique.

Enfin, l'hypothèse d'un mécanisme de frittage, avec une étape préalable s'apparentant à du « mechanical alloying » assuré par le contact, est avancée pour d'expliquer la cohésion des plaques portantes compactées.

### **V.3 Analyse du contact à différentes étapes d'un freinage**

Le circuit tribologique décrit au paragraphe précédent est basé sur les observations et les analyses des éprouvettes issues des différentes campagnes d'essais réalisées dans cette étude tribologique. L'ensemble de ces observations est d'une nature que l'on peut qualifier de « post-mortem » au freinage. C'est à partir de cette vision post-mortem de l'essai que l'on a reconstitué le circuit tribologique d'un mécanisme, le freinage, qui est un phénomène transitoire par définition (évolutions des vitesses, des champs de température...). Il nous apparaît donc nécessaire d'essayer d'appréhender le contact dans cette dimension transitoire et d'y confronter notre description du circuit tribologique.

La difficulté d'appréhension des aspects transitoires d'un contact frottant réside dans l'impossibilité d'observer les mécanismes physiques activés au cours de l'essai lui-même, le contact étant fermé.

Les dispositifs développés spécifiquement mettent le plus souvent en œuvre un premier corps transparent (type saphir). Les moyens d'acquisition d'images permettent aujourd'hui d'envisager ces observations, des descriptions ont été proposées [Wang et al., 1994, Majcherczak, 2003, Descartes et al., 2002 et Eriksson et al., 2001]. Cependant, les exigences tribologiques d'une simulation à échelle réduite imposent de travailler avec des matériaux en contact à l'échelle réduite représentatifs de ceux utilisés à l'échelle 1 (cf. paragraphe II.1II.1.3). Cette technique n'est donc pas applicable à notre étude.

Parmi les techniques respectant les matériaux aux deux échelles, on peut citer la technique mise en œuvre par François qui observe la surface du disque pendant l'essai au moyen d'une caméra vidéo à acquisition rapide [François et al., 2005]. Une autre approche, qui n'est pas non plus exempte d'inconvénients puisqu'elle nécessite l'ouverture du contact et éventuellement le recours à plusieurs éprouvettes, consiste à mener une série d'essais interrompus à diverses étapes d'un freinage type et d'analyser à chaque étape la morphologie du contact. C'est cette méthode qui est présentée ici, pour le couple « 6088/acier » en configuration classique.

### V.3.1 Campagne d'essais de freinages interrompus

Les éprouvettes utilisées pour cette campagne correspondent aux géométries définies au paragraphe III.3, respectivement figure III.5 pour les patins-secteurs et figure III.6 pour le disque-couronne. Cinq patins-secteurs ont été usinés dans une même plaque de matériau composite 6088 afin de garantir une homogénéité de composition et de traitement des échantillons. Le même disque-couronne en acier C45 a été utilisé pour l'ensemble de cette campagne. Les paramètres d'essais retenus à l'échelle réduite sont ceux du compromis 4 du tableau III.11, qui vise à simuler un freinage d'arrêt d'urgence déclenché à 140 km.h<sup>-1</sup> sous une pression de 0,8 MPa. Rappelons que ces paramètres offrent l'intérêt majeur de respecter les densités de flux et d'énergie dissipés dans le disque et dans la garniture aux deux échelles, donc la sévérité de la sollicitation thermique.

Chaque freinage interrompu ( $Fi$ ) a été précédé d'une campagne préliminaire de rodage identique afin d'assurer un même historique de sollicitation à toutes les éprouvettes. Pour chaque éprouvette, le programme expérimental est constitué des 103 freinages suivants (tableau V.2) :

- 90 freinages de rodage ( $R$ ), à faible vitesse initiale, visant à assurer une portée correcte patin-disque en début de campagne,
- un premier freinage d'arrêt ( $FA$ ) à pleine puissance,  $FA_{01}$ , assurant le « rodage thermique » du matériau de la garniture,
- une deuxième série de 5 freinages de rodage,  $R_{91}$  à  $R_{95}$ , à faible énergie,
- un deuxième freinage d'arrêt pleine puissance,  $FA_{02}$ ,
- une troisième série de 5 freinages de rodage,  $R_{96}$  à  $R_{100}$ , à faible énergie
- un freinage d'arrêt pleine puissance interrompu,  $Fi_{XX}$ .

Les cinq éprouvettes ont ainsi successivement subi le même freinage d'arrêt, interrompu respectivement à 10, 20, 40, 60 et 97 % de la durée de freinage  $T_f$  constatée lors du freinage  $FA_{02}$ . Ces essais sont notés respectivement  $Fi_{10}$ ,  $Fi_{20}$ ,  $Fi_{40}$ ,  $Fi_{60}$  et  $Fi_{97}$  dans la suite.

Freinage n°	Vitesse (m.s <sup>-1</sup> )	Pression (MPa)	Température initiale (°C)
R01-R90	9	1,11	20-100
FA01	30,6	1,11	50-60
R91-R95	9	1,11	20-100
FA02	30,6	1,11	50-60
R96-R100	9	1,11	20-100
Fi <sub>XX</sub>	30,6	1,11	50-60

tableau V.2 : Programme expérimental « freinages interrompus »

### V.3.2 Résultats

#### V.3.2.1 Comportement tribologique

La figure V.45 présente, pour les cinq freinages interrompus, l'évolution du coefficient de frottement instantané  $\mu$  en fonction de la variable  $\tau$ , fraction de la durée de freinage  $T_f$  ( $\tau$  exprimé en pourcentage,  $\tau \approx 0\%$  au début du freinage,  $\tau \approx 100\%$  à l'arrêt complet).

On constate que le comportement tribologique est assez reproductible d'un essai à l'autre. On retrouve le comportement du couple acier C45/6088 décrit plus haut, à savoir que le coefficient de frottement instantané oscille de façon plus ou moins marquée dans la plage 0,25/0,30 pour les quelques 35-40 premiers pourcents de la durée de freinage, puis se stabilise jusqu'à 60-65% avant de remonter de façon monotone pour atteindre 0,4 à 97% de  $T_f$ . Le choix d'une interruption à 97% de  $T_f$  présente l'avantage d'éviter les instabilités souvent observées dans les derniers instants avant l'arrêt complet.

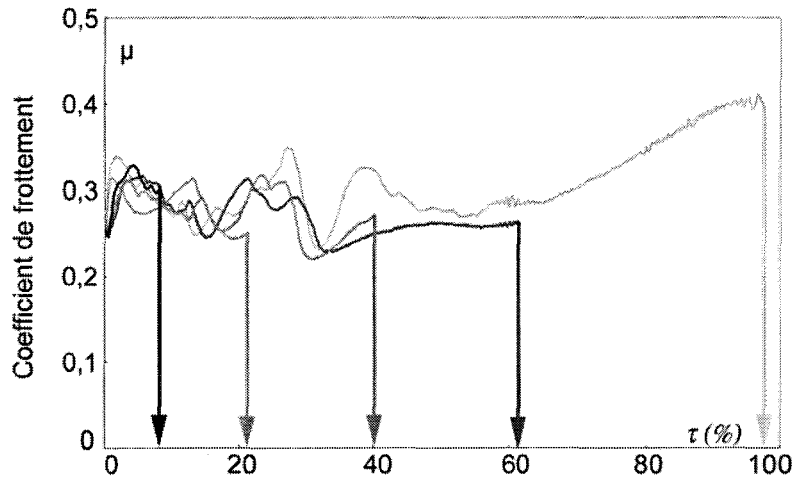


figure V.45 : Evolution du coefficient de frottement lors de 5 freinages interrompus ( $\tau \approx 0\%$  au début du freinage,  $\tau \approx 100\%$  à l'arrêt complet) [Roussette et al., 2005]

### V.3.2.2 Comportement thermique

#### a. Mesure de la température de surface du disque par pyrométrie infrarouge

La figure V.46 présente pour les 5 essais les courbes d'évolution de la température de surface du disque mesurée par le pyromètre infrarouge sur le rayon moyen de frottement ( $R_{moy} = 86$  mm). Les cinq courbes présentent des allures similaires.

L'allure des 5 courbes est en bon accord avec la description du comportement thermique du couple « acier C45/6088 » (cf. paragraphes III.4.3 et IV.1.1.3). On retrouve le phénomène de localisation du contact, variable au cours du temps, qui se caractérise par la présence de fluctuations et de pics en début de freinage autour d'une valeur moyenne identique pour les différents essais. Ces pics sont plus ou moins brefs et varient en intensité et en nombre selon l'essai. Il est intéressant de noter, pour les 4 essais  $F_{i_{10}}$ ,  $F_{i_{40}}$ ,  $F_{i_{60}}$  et  $F_{i_{97}}$ , la présence d'un pic élevé de température (jusque  $430^{\circ}\text{C}$ ) à  $\tau = 7\%$ . Seule la courbe de  $F_{i_{20}}$  ne présente pas ce pic, cependant elle présente une élévation continue de température pour atteindre un maximum vers  $\tau = 20\%$ , comme constaté de manière plus ou moins marquée pour les 4 autres essais.

L'absence de pic à  $\tau = 7\%$  pour l'essai  $F_{i_{20}}$  peut être mise en relation avec la baisse relative que présente au même moment le coefficient de frottement instantané  $\mu$ , contrairement aux essais  $F_{i_{10}}$ ,  $F_{i_{40}}$ ,  $F_{i_{60}}$  et  $F_{i_{97}}$  qui ne présentent pas cette baisse mais plutôt un pic à 0,3/0,34 à cet instant (figure V.45).

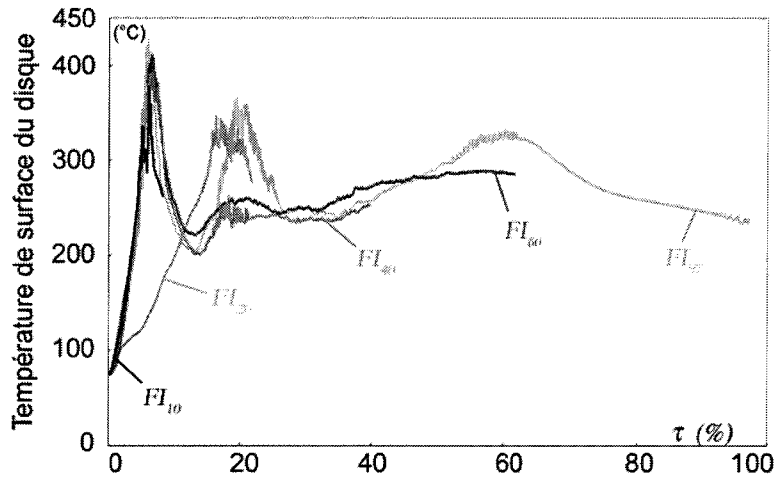


figure V.46 : Evolution de la température de surface mesurée par pyrométrie sur le rayon moyen de la surface frottée du disque lors des 5 freinages interrompus [Roussette et al., 2005]

### b. Description des gradients thermiques en surface du disque en acier C45

L'observation de la piste de frottement à l'aide de la caméra infrarouge pendant les essais nous a permis de visualiser l'évolution du champ de température de la surface frottée du disque et ainsi de conforter la description de la localisation de contact proposée à partir de la mesure pyrométrique.

L'émissivité de la surface frottée du disque étant variable localement au cours d'un freinage, il est difficile d'évaluer avec certitude la température de surface par thermographie. Aussi, les thermogrammes des figures suivantes sont donnés volontairement en degré de luminance, sans échelle de température. Ils permettent de suivre, au cours du freinage, les zones les plus chaudes et leur déplacement, donc de suivre la localisation du contact sur la surface du disque, sans leur affecter une valeur de la température atteinte qui serait dépendante du choix de la valeur du coefficient d'émissivité.

La figure V.47 présente, à titre d'exemple, des thermogrammes pris à différents instants lors de l'essai  $F_{i_{60}}$ . Ces thermogrammes montrent bien les forts gradients thermiques présents sur la piste frottée au début du freinage (le tiret indique la largeur de cette piste).

Sur les thermogrammes a, b et c, on observe une bande chaude qui se déplace radialement à partir de l'extérieur vers l'intérieur de la piste de frottement. La bande chaude, plutôt uniforme au départ, se transforme pour prendre l'aspect d'un chapelet de localisations proches les unes des autres. Ces localisations se déplacent ensuite radialement, cette fois de l'intérieur vers l'extérieur de la piste de frottement, et évoluent pour former des points chauds (thermogrammes d, e et f). Les points chauds augmentent alors en taille jusqu'à atteindre la largeur de la piste frottée et se fixent en son centre (thermogramme g). Ainsi, la température de surface de la piste frottée s'homogénéise en même temps que la puissance dissipée décroît (thermogrammes f, g et h). Ce type de comportement a également été observé lors des essais  $F_{i_{10}}$ ,  $F_{i_{40}}$  et  $F_{i_{97}}$ .

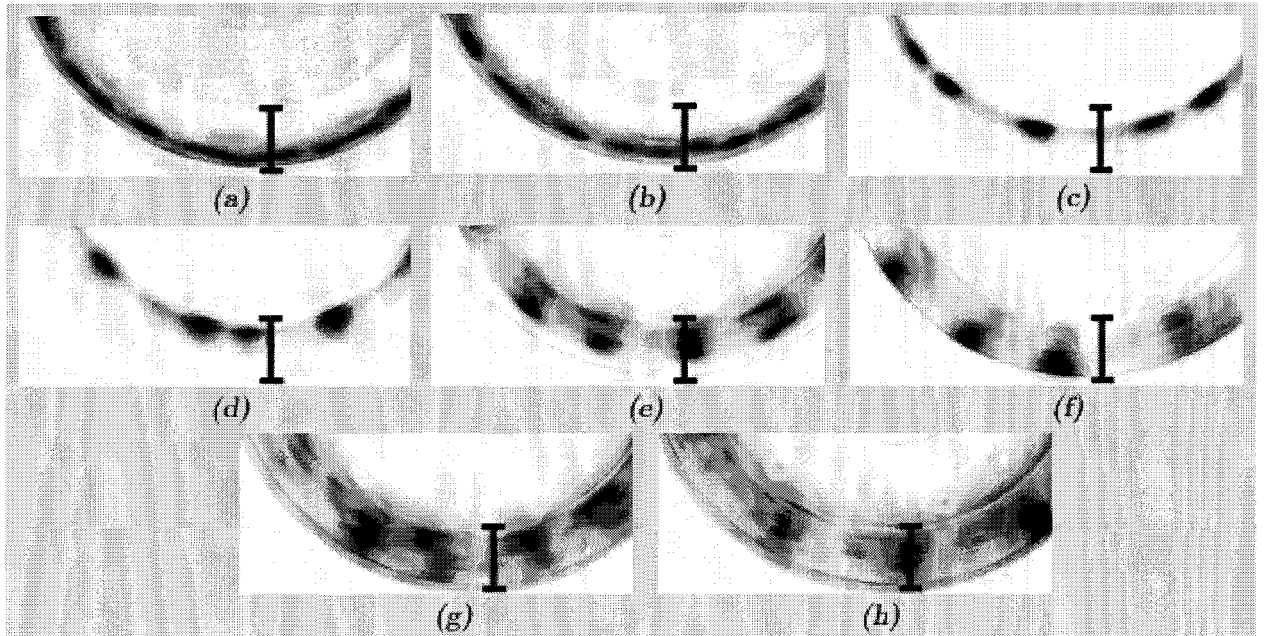


figure V.47 : Thermogrammes de la piste de frottement du disque à différents instants de l'essai  $Fi_{60}$  ( $\tau = 1\%$  (a),  $\tau = 5\%$  (b),  $\tau = 8\%$  (c),  $\tau = 12\%$  (d),  $\tau = 17\%$  (e),  $\tau = 26\%$  (f),  $\tau = 42\%$  (g),  $\tau = 54\%$  (h)) [Roussette et al., 2005]

La figure V.48 présente des thermogrammes pris à différents instants lors de l'essai  $Fi_{20}$ . Pour ce freinage, le comportement observé est différent du précédent. En début de freinage (thermogramme a), on note bien une bande localisée sur le bord extérieur de la piste frottée. Mais, contrairement au comportement précédent, cette bande ne migre pas. Sur les thermogrammes b et c, on observe qu'elle se transforme en un chapelet de localisations qui reste toujours sur le bord extérieur, et qu'un second chapelet apparaît simultanément sur le bord intérieur de la piste. Le chapelet intérieur devient prédominant, alors que le chapelet extérieur disparaît progressivement sur les thermogrammes d et e. Il y a donc un basculement du contact de la partie extérieure vers la partie intérieure de la piste de frottement pendant ces premiers instants du freinage. La mesure par pyromètre étant réalisée sur le rayon moyen, ce basculement de portée explique l'absence de pic à  $\tau = 7\%$  pour l'essai  $Fi_{20}$  (figure V.46). Sur le thermogramme f, on retrouve à partir de  $\tau = 17\%$  la formation des points chauds observés lors des autres freinages interrompus (figure V.47 e), phénomène responsable du second pic sur les courbes de température de surface mesurée par pyrométrie (figure V.46).

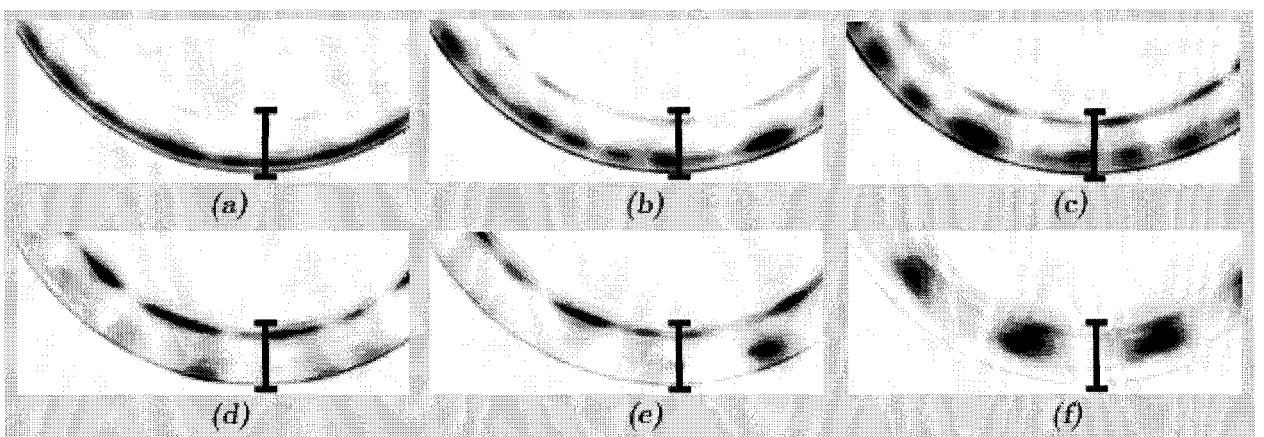


figure V.48 : Thermogrammes de la piste de frottement du disque à différents instants de l'essai  $Fi_{20}$  ( $\tau = 1\%$  (a),  $\tau = 5\%$  (b),  $\tau = 7\%$  (c),  $\tau = 9\%$  (d),  $\tau = 11\%$  (e),  $\tau = 18\%$  (f))

Ainsi, pour l'ensemble des essais, le début du freinage est marqué par des gradients thermiques élevés sur la surface frottée du disque, conduisant à la formation de points chauds (vers  $\tau \sim 20\%$ ). L'augmentation de la taille de ces points chauds conduit ensuite à une homogénéisation de la température de surface en fin de freinage, en même temps que la puissance dissipée décroît.

Si les thermogrammes présentés ci-dessus traduisent bien la mobilité radiale des localisations de contact au cours des freinages, la reconstitution du thermogramme de la surface complète du disque à différents instants de l'essai permet d'observer la position circonférentielle des points chauds.

A titre d'exemple, la figure V.49 (a) présente la reconstitution <sup>(3)</sup> des thermogrammes du disque complet lors de l'essai  $F_{i_{97}}$  à  $\tau \approx 30\%$  (couronne extérieure) et  $\tau \approx 50\%$  (couronne intérieure). Elle montre que les points chauds sont fixes angulairement sur le disque et quasiment répartis uniformément sur la circonférence.

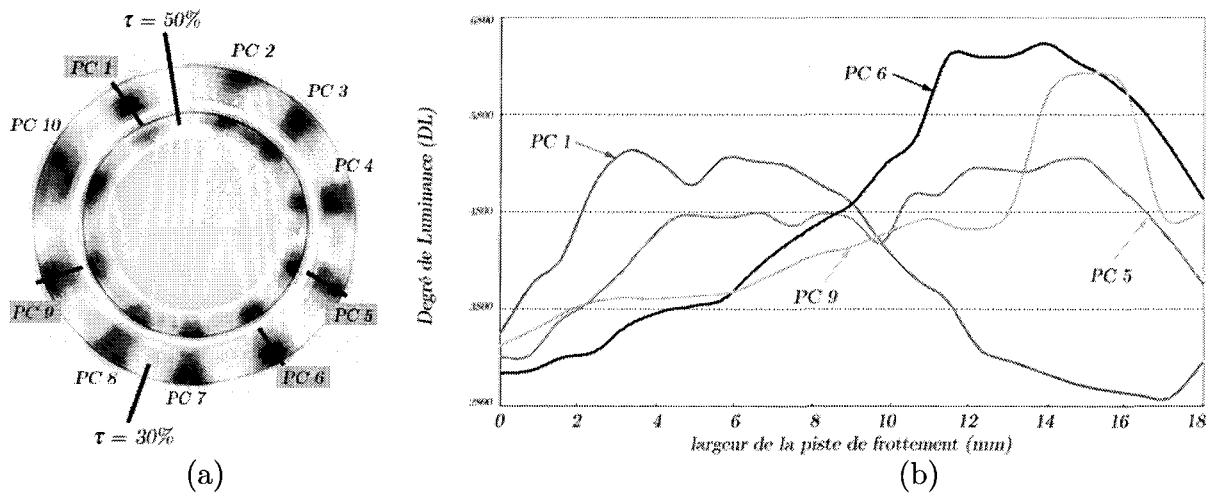


figure V.49 : Reconstitution du thermogramme du disque complet lors de l'essai  $F_{i_{97}}$  à  $\tau \approx 30\%$  (thermogramme extérieur) et à  $\tau \approx 50\%$  (thermogramme intérieur) (a) et profils radiaux au droit des points chauds PC 1, PC 5, PC 6 et PC 9 à  $\tau \approx 30\%$  (b)

La figure V.49 (b) présente les profils radiaux au droit des quatre points chauds PC 1, PC 5, PC 6 et PC 9. Ces profils donnent l'intensité du rayonnement infrarouge de la surface du disque (degré de luminosité) en fonction de la position le long d'un rayon ( $x = 0$  correspondant au rayon intérieur de la piste de frottement,  $x = 18$  au rayon extérieur). Le long d'un profil, les valeurs de luminosité entre les points les plus chauds et les moins chauds varient du simple au double. Les profils présentent des allures différentes : PC 1 est localisé dans la moitié intérieure alors que PC 6 et PC 9 le sont dans la moitié extérieure de la piste de frottement. Le profil de PC 9 traduit un gradient plus intense que celui du point chaud 6, plus diffusif. Enfin le PC 5 est réparti sur la quasi-totalité de la piste frottée.

<sup>(3)</sup> Une telle reconstitution est possible grâce à la haute fréquence d'acquisition de la caméra qui conduit à ce que les points chauds se retrouvent sur les images consécutives. Dix images consécutives suffisent pour une reconstitution.

On rencontre ce problème de gradients thermiques dans le freinage, qu'il soit ferroviaire [Dufrénoy et al., 2002] ou automobile [Anderson et al., 1990] et aussi pour d'autres systèmes mécaniques où il y a frottement de pièces tournantes tels que les embrayages hydrauliques [Zagrodzki et al., 2003].

Ils ont fait l'objet de nombreuses études [Lee et al., 1993, Fan et al., 1996 et Kao et al., 2000] et plusieurs théories existent quant à leur origine, dont celle des instabilités thermo-élastiques (TEI) qui incrimine les imperfections dans le contact [Barber, 1969] et celle des déformations ondulatoires progressives qui invoque la déformation structurale du disque [Panier et al., 2004]. L'objet du présent travail n'étant pas les gradients thermiques, nous n'irons pas plus avant dans cette analyse. On peut toutefois noter que les présentes observations sont en bon accord avec les descriptions proposées dans la littérature, et notamment avec les observations de Panier lors d'essais réalisés sur un banc à l'échelle 1 [Panier et al., 2004]. On peut les synthétiser comme suit :

- les gradients thermiques changent de forme et de taille tout au long du freinage,
- les gradients thermiques se déplacent radialement au cours de cette évolution,
- les points chauds présentent une répartition circonférentielle uniforme et fixe,
- le nombre de points chauds observés correspond au ratio entre la circonférence du disque et la longueur du patin-secteur (dans notre cas 10), cette relation ayant été expérimentalement et numériquement vérifiée par Panier.

### V.3.3 Description et analyse des surfaces frottantes aux différentes interruptions

La figure V.50 présente les thermogrammes de la piste frottée au moment l'interruption de chaque essai. On constate que :

- le thermogramme (a), interruption de l'essai  $F_{i_{10}}$ , présente une bonne correspondance avec le thermogramme (c) de la figure V.47 ( $\tau = 8\%$ ,  $F_{i_{60}}$ ) : à cet instant, la piste de frottement a été partiellement traversée par la bande chaude qui est apparue sur le rayon extérieur, seul l'intérieur de la piste n'a pas été sollicité ;
- le thermogramme (b), interruption de l'essai  $F_{i_{20}}$ , est cohérent avec le thermogramme (e) de la figure V.47 ( $\tau = 17\%$ ,  $F_{i_{60}}$ ) : il correspond au début de la formation des points chauds. Rappelons que préalablement à la formation de ces points chauds, la localisation de contact lors de cet essai a présenté un « basculement » d'une bande chaude extérieure à une bande chaude intérieure ;
- les thermogrammes (c), (d) et (e), respectivement interruption des essais  $F_{i_{40}}$ ,  $F_{i_{60}}$  et  $F_{i_{97}}$ , montrent l'évolution des points chauds, fixés au centre de la piste frottée, s'élargissant progressivement à toute la largeur de la piste jusqu'à ce qu'une sollicitation thermique de surface relativement homogène soit atteinte.

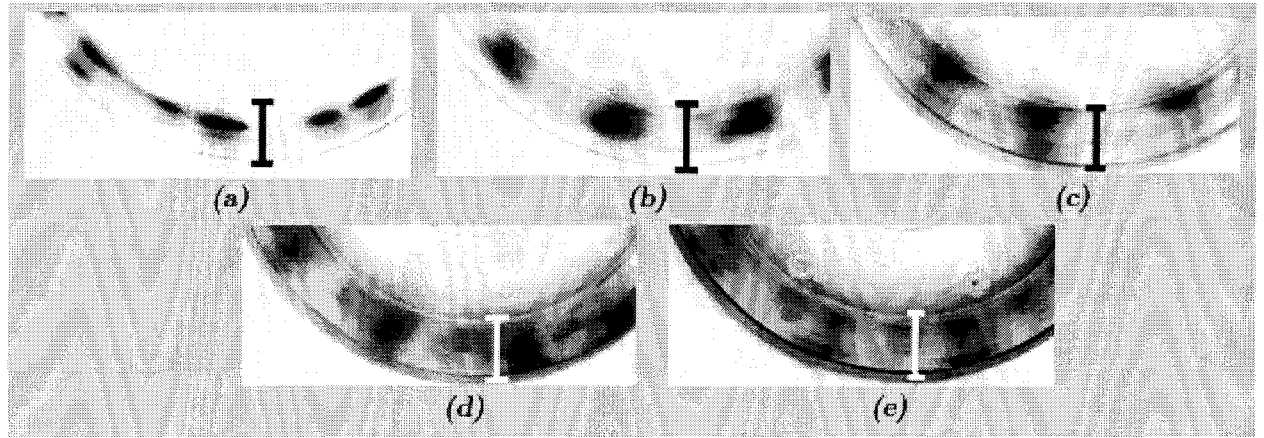


figure V.50 : Thermogrammes de la piste de frottement du disque juste avant l'interruption des freinages  $F_{i_{10}}$  (a),  $F_{i_{20}}$  (b),  $F_{i_{40}}$  (c),  $F_{i_{60}}$  (d) et  $F_{i_{97}}$  (e) [Roussette et al., 2005]

Parallèlement, nous avons observé à la loupe binoculaire la surface de frottement des 5 patins-secteurs. La figure V.51 en présente des vues d'ensemble.

Il apparaît immédiatement que les surfaces des patins-secteurs  $F_{i_{10}}$  et  $F_{i_{20}}$  présentent des zones singulières, tandis que celles des patins-secteurs  $F_{i_{40}}$ ,  $F_{i_{60}}$  et  $F_{i_{97}}$  sont plus homogènes :

- la surface du patin-secteur  $F_{i_{10}}$  comporte trois zones : la première, sur à peu près un tiers de la largeur à partir du rayon intérieur, est recouverte de poudre ; la seconde, sur à peu près deux tiers de la largeur à partir du rayon extérieur, correspond à la migration de la bande chaude localisée et laisse apparaître le matériau composite avec des constituants très apparents ; la troisième, située entre les deux premières, est une bande continue sur quasiment toute la longueur du patin-secteur ;
- la surface du patin-secteur  $F_{i_{20}}$  comporte 3 zones. Deux zones, de part et d'autre d'une sorte d'arc de couleur sombre, présentent un faciès proche de celui de la zone du patin-secteur  $F_{i_{10}}$  balayée par la localisation. L'arc sombre, qui s'étend sur toute la longueur du patin-secteur, présente un aspect poudreux à l'exception de la zone d'entrée du contact. Couplée à l'analyse des thermogrammes, cette observation permet de proposer le déroulement suivant : toute la surface du patin-secteur  $F_{i_{20}}$ , à l'exception de la trace sombre poudreuse, a participé au contact, mais en différents instants de l'essai. La localisation sur la bande chaude extérieure d'abord, la localisation intérieure puis la migration et la croissance des points chauds ensuite, ont en quelque sorte confiné le lit de poudre présent à la surface au déclenchement de l'essai, en le réduisant à la trace sombre observée.
- les surfaces des patins-secteurs  $F_{i_{40}}$ ,  $F_{i_{60}}$  et  $F_{i_{97}}$  présentent des faciès aux caractéristiques identiques qui vont en s'accroissant avec la durée de freinage. On commence à distinguer des structures planes et de zones riches en poudre à la surface du patin-secteur  $F_{i_{40}}$ , puis de plus en plus jusqu'à  $F_{i_{97}}$ .



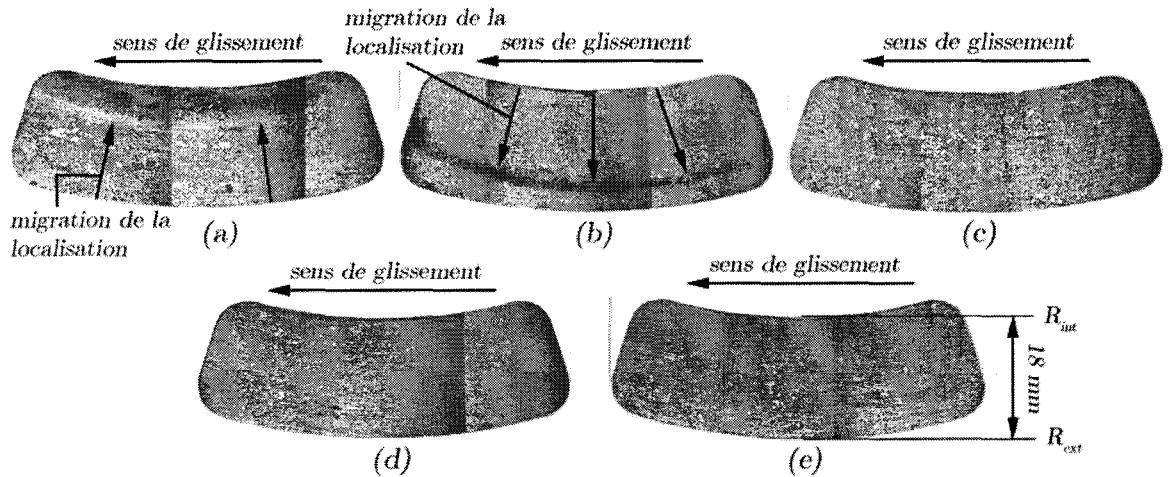


figure V.51 : Observations des surfaces des patins-secteurs en 6088 mis en œuvre lors des essais  $Fi_{10}$  (a),  $Fi_{20}$  (b),  $Fi_{40}$  (c),  $Fi_{60}$  (d) et  $Fi_{97}$  (e)

La surface de frottement de chaque patin-secteur a ensuite été observée au microscope électronique à balayage. Des bandes radiales, de largeur 2 mm et s'étendant du rayon intérieur au rayon extérieur, ont été observées de manière systématique. Elles sont espacées de 6 mm dans la circonférence, ainsi réparties de l'entrée à la sortie du contact. En gardant à l'esprit les effets de bords inévitables en entrée, sortie et sur les bords latéraux des surfaces, nous présentons ici la synthèse de ces observations. Les observations sont à chaque fois associées au thermogramme de la piste de frottement du disque au moment de l'interruption de l'essai.

### V.3.3.1 Freinage interrompu à 10% de $T_f$

Rappelons que dans cette première partie de l'essai, le coefficient de frottement est très fluctuant et présente de nombreuses variations très rapides. D'un point de vue thermique, on est dans la phase où l'on observe une élévation importante de la température moyenne de surface du disque mesurée par pyrométrie.

La figure V.52 montre le thermogramme du disque (figure a) ainsi que les profils radiaux de points chauds (figure b) au moment de l'interruption. A cet instant, la bande chaude, qui a pris naissance sur le bord extérieur, a parcouru les 2/3 de la largeur de la piste et est transformée en un chapelet de points chauds. Les profils radiaux montrent que le phénomène de localisation thermique est très intense et très localisé radialement.

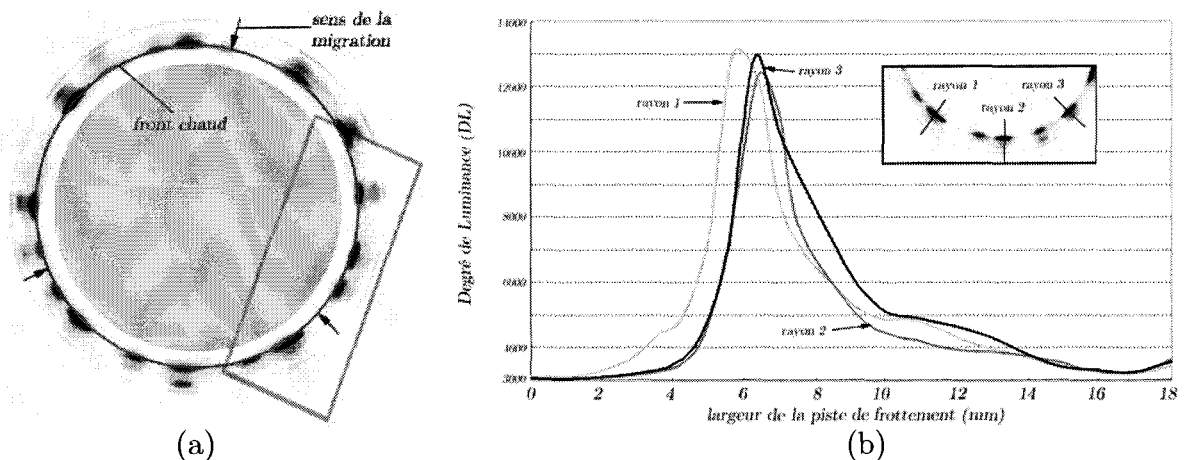


figure V.52 : Reconstitution du thermogramme du disque complet (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) à l'interruption de l'essai  $Fi_{10}$

A cet instant, on définit une « zone chaude » correspondant à la surface de la piste du disque parcourue par la bande chaude et, par opposition, une « zone froide » correspondant au reste de la surface. Les 2 zones peuvent être transposées sur la surface de frottement du patin-secteur. Elles correspondent aux zones observées en microscopie optique (figure V.51 a). A fort grossissement (figure V.53), on distingue très nettement que ces deux zones sont séparées par une bande quasi continue, appelée « zone de transition ».

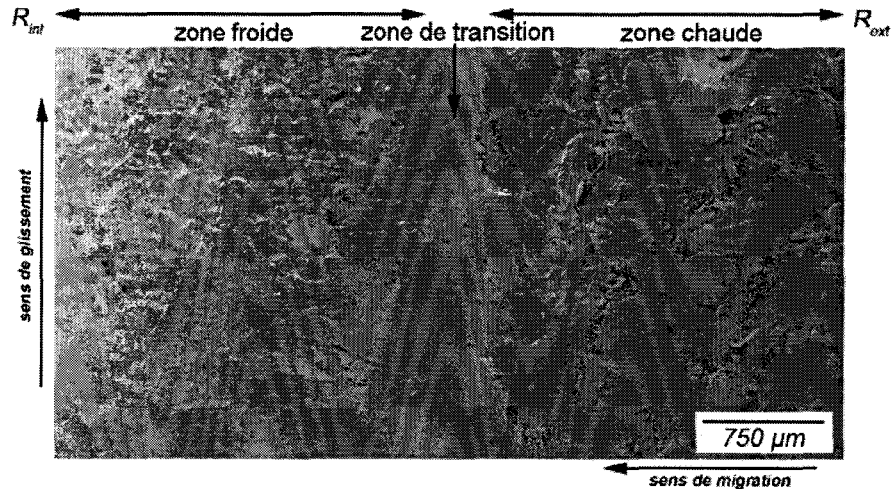


figure V.53 : Zone froide, de transition et chaude de la surface du patin-secteur  $Fi_{10}$

#### a. Observations de la zone froide à la surface du patin-secteur $Fi_{10}$

La zone froide se caractérise par une très forte densité de poudre non compactée, qui recouvre quasi intégralement la surface (figure V.54 a). On y distingue des charges du composite arasées et déformées, ainsi que quelques plaques planes émergeantes du lit de poudre (figure V.54 b). Ces observations, en accord avec l'analyse des thermogrammes, permettent de déduire que la zone froide n'a pas encore participé à la portance au moment de l'interruption.

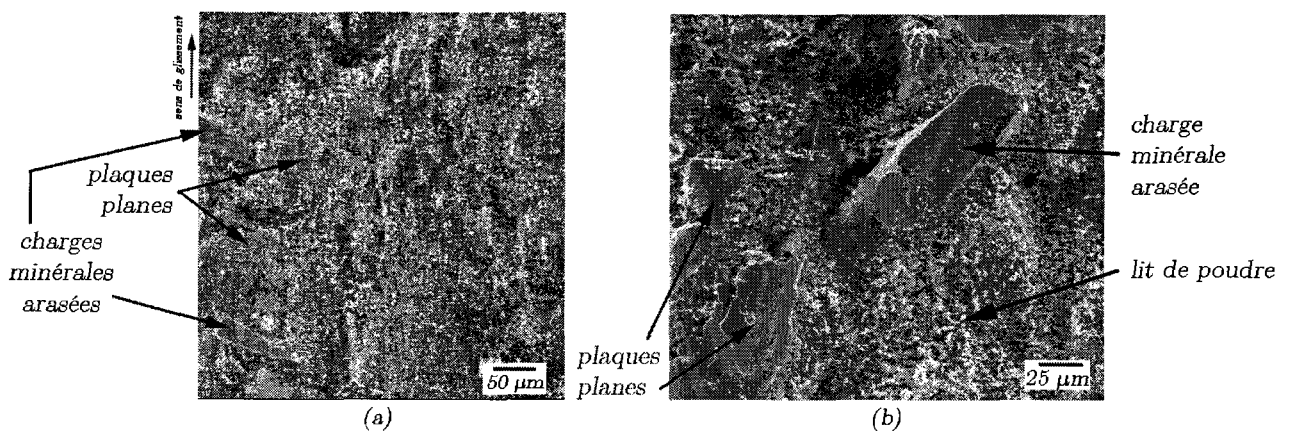


figure V.54 : Observations de la zone froide du patin-secteur  $Fi_{10}$

Les lits de poudre sont très denses et la taille des particules qui les composent varie de quelques micromètres pour les plus grandes à une taille submicronique pour les plus petites (figure V.55 a et b). La composition du lit de poudre est très riche en fer et contient des éléments provenant du matériau composite (figure V.55 b).

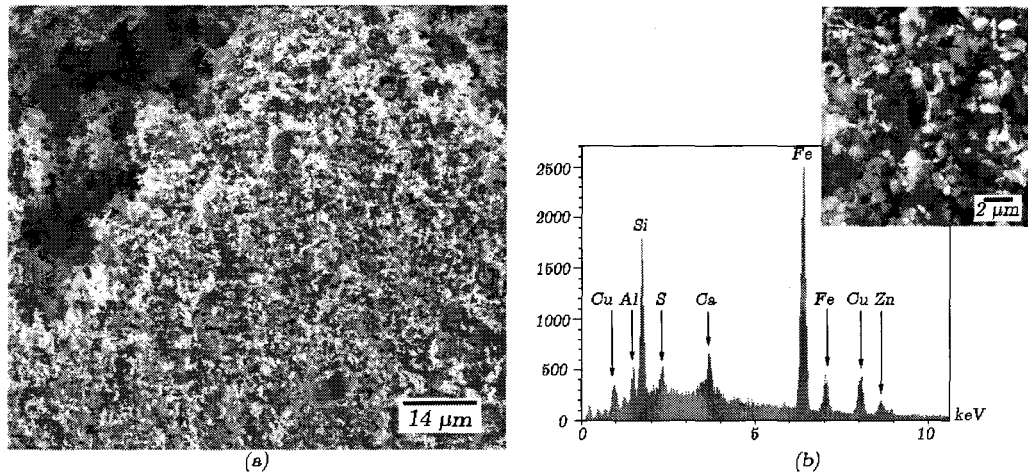


figure V.55 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) du lit de poudre de la zone froide

### b. Observations de la zone chaude à la surface du patin-secteur $Fi_{10}$

Contrairement au faciès de la zone froide, la zone chaude se caractérise par le fait que la structure du matériau composite, telle qu'elle apparaît avant tout frottement, y est très apparente (figure V.56 a). On y retrouve néanmoins des éléments caractéristiques du circuit tribologique proposé (cf. paragraphe V.2) : de nombreuses charges et fibres qui présentent des traces de frottement, arasées et/ou déformées vers l'aval, ainsi que quelques plaques planes portantes (figure V.56 a).

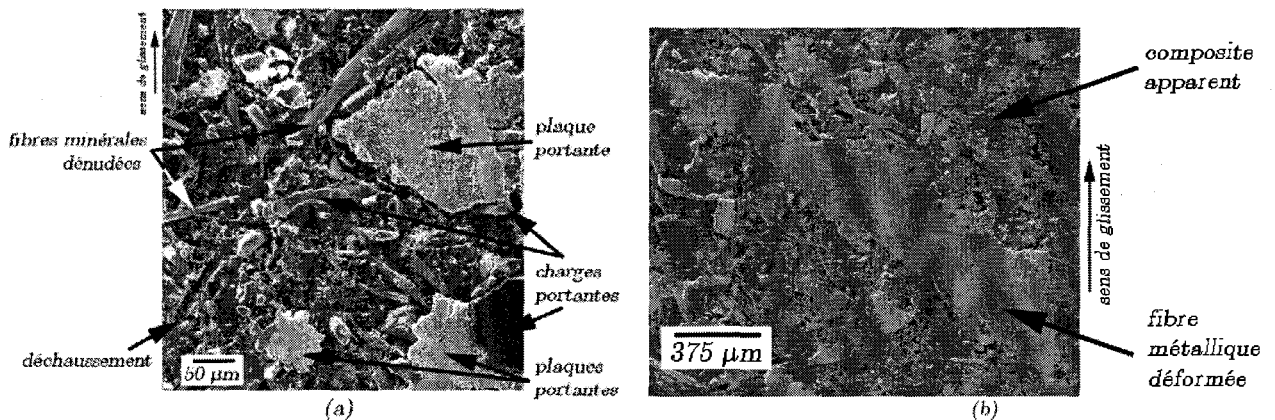


figure V.56 : Observation (a) et détail (b) de la zone chaude du patin-secteur  $Fi_{10}$

On observe que de nombreuses fibres minérales et métalliques semblent très apparentes, comme dénudées de la matrice organique, sans qu'elles ne présentent de traces apparentes de frottement (figure V.56 a). Sous l'effet de la température, il est ainsi probable que la matrice organique ait été transformée et dégradée faisant apparaître les fibres et les charges seules en surface. Quelques plaques planes en amont des fibres arasées sont disséminées dans la zone chaude (figure V.57 a). Elles présentent le faciès et la composition typiques des accumulations de particules compactées sous l'action du contact (figure V.57 b).

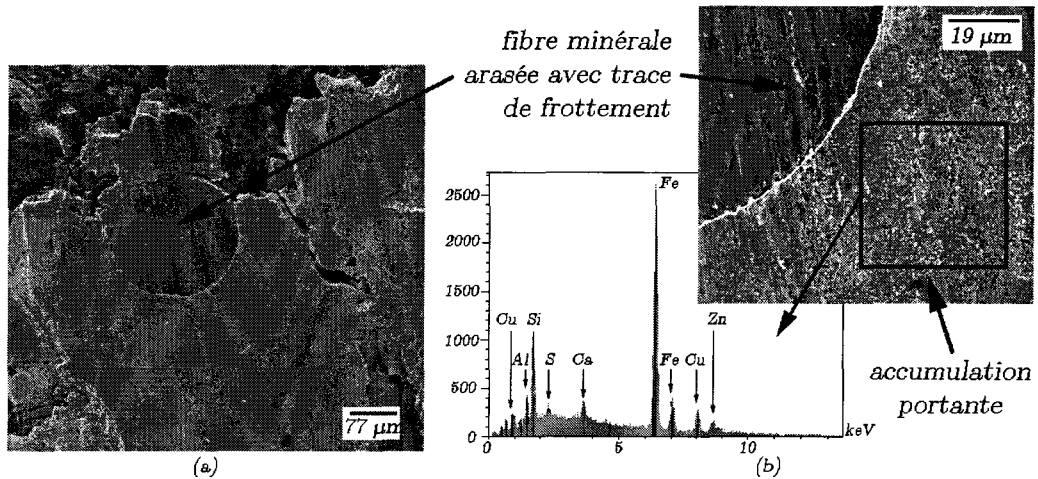


figure V.57 : Observation (a) et spectre de microanalyse X (b) d'une plaque portante dans la zone chaude

Ces observations montrent bien que cette zone présente les caractéristiques du circuit tribologique que nous avons proposé plus haut, à l'exception notable des lits de poudre quasiment absents de la surface. Dès lors on peut s'interroger sur le devenir des particules produites par le frottement et des débits associés.

Les travaux de Matthieu François apportent un début de réponse [François et al., 2005b]. Il a observé la surface de frottement du disque pendant les essais sur le tribomètre de freinage simultanément en thermographie et en vidéo rapide. Il a ainsi pu suivre la migration de la bande chaude en début de freinage et y associer l'évolution d'une zone de la surface du disque. La figure V.58 montre la superposition de ces observations dans le cas d'un disque en fonte frottant sur le même matériau composite organique que celui de la présente étude. Les conditions de freinage sont proches de celles des freinages interrompus. L'image vidéo a montré qu'un débit externe de 3<sup>ème</sup> corps se forme à la surface de la zone chaude du disque et suit le déplacement radial de la bande chaude. Ainsi, les particules produites par le frottement ne sont pas piégées à la surface du patin-secteur mais une fraction d'entre elles est recirculée par le disque.

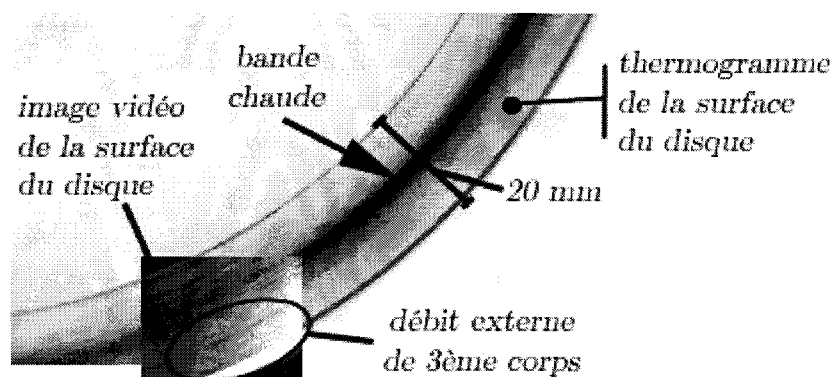


figure V.58 : Observations en vidéo rapide à un instant  $t$  de la surface d'un disque corrélée à son thermogramme [François et al., 2005b]

### c. Observations de la zone de transition à la surface du patin-secteur $Fi_{10}$

La zone de transition, qui est continue sur pratiquement toute la longueur circonférentielle du patin-secteur, est une bande de 3<sup>ème</sup> corps compacte d'une largeur moyenne de 700  $\mu\text{m}$  (figure V.53 et figure V.59 a). Cette bande de 3<sup>ème</sup> corps, dont la position coïncide avec la bande chaude observée sur la surface du disque, a migrée pendant le freinage.

Les observations à plus fort grossissement révèlent sa structure granulaire (figure V.59 b), multicouche (figure V.59 c), et des traces de frottement multiples. La composition de cette bande obtenue par microanalyse X-EDS (figure V.59 d) est similaire à celles des plaques disséminées dans la zone chaude. Ces observations et analyses permettent de déduire que cette bande de 3<sup>ème</sup> corps est formée de façon dynamique par compactage des particules présentes dans le contact.

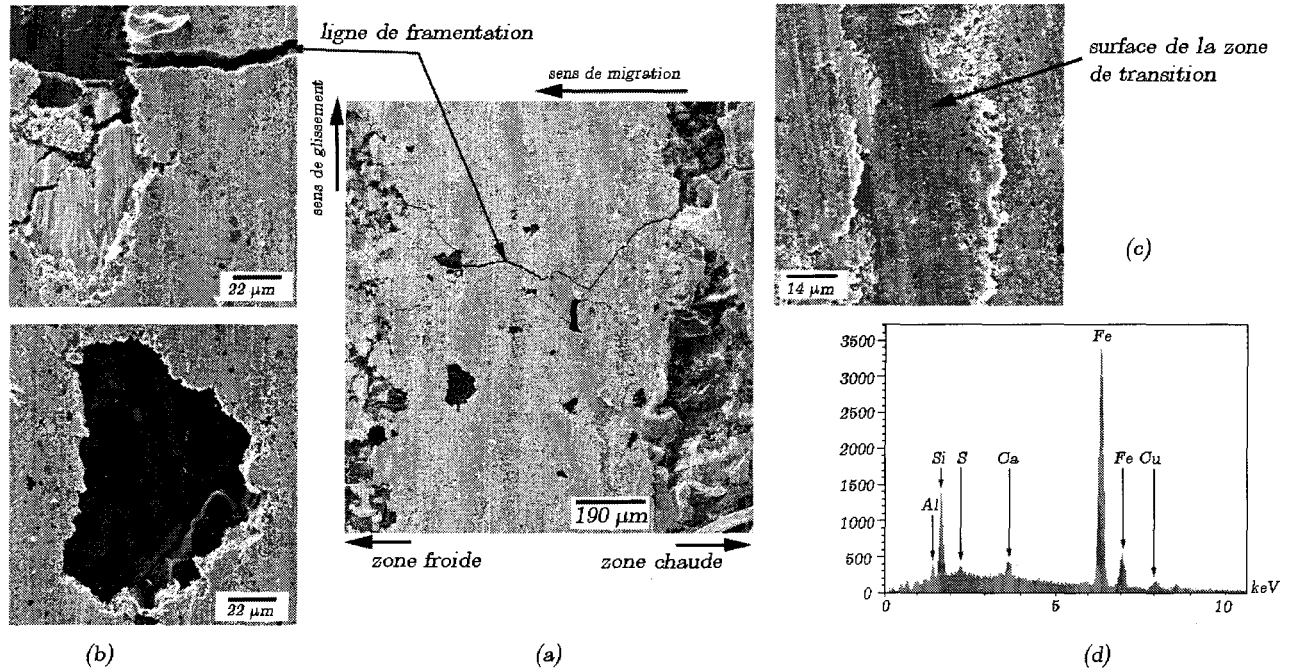


figure V.59 : Observations et spectre de microanalyse de la zone de transition

Cette bande de 3<sup>ème</sup> corps présente sur toute sa longueur des lignes multiples de fragmentation globalement transverses au sens de glissement. Ces lignes de fragmentation semblent dans certains cas s'amorcer ou, plus généralement, présentent en trajet ponctué par des particules du matériau composite qui sont littéralement englobées dans la bande (figure V.60).

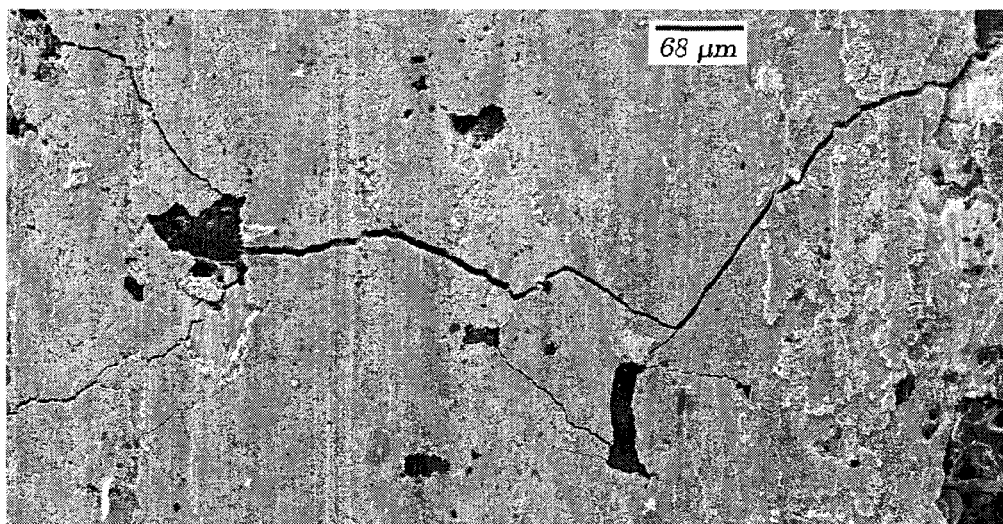


figure V.60 : Détail des lignes de fragmentation dans la bande de 3<sup>ème</sup> corps dans la zone de transition



A la surface de la bande de 3<sup>ème</sup> corps, on observe le déplacement de fragments dans le sens de glissement disque/garniture (figure V.61 et figure V.62 a). Les traces d'écoulement dans le sens du glissement, bien visibles sur cette figure, témoignent également de la forte sollicitation en cisaillement.

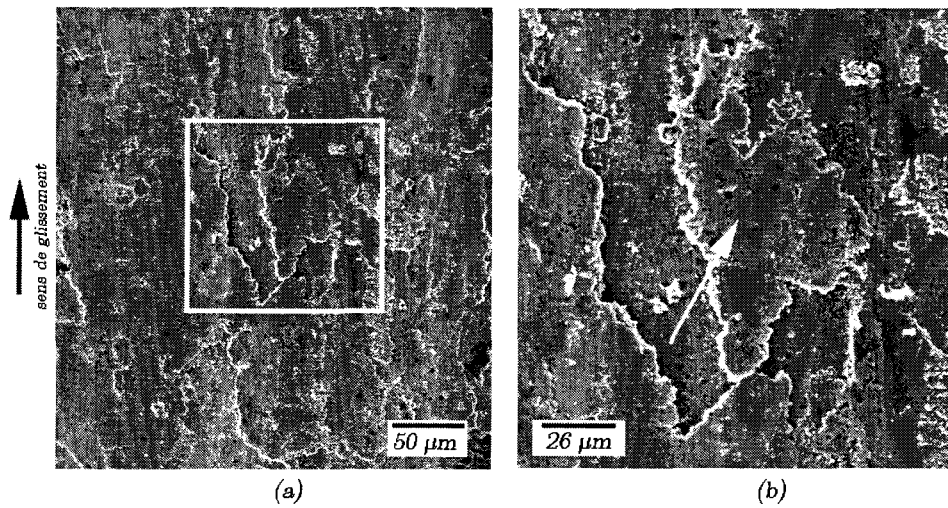


figure V.61 : Observations de glissements au niveau des couches superficielles dans la zone de transition

Il apparaît clairement que cette bande de 3<sup>ème</sup> corps assure l'essentiel de la portance et permet l'accommodation de la vitesse dans les différentes couches de son épaisseur et particulièrement dans la couche supérieure.

Sur cette bande de 3<sup>ème</sup> corps, qui se déplace avec la migration de la bande chaude, on définit un « front d'entrée » de la migration qui forme la frontière avec la zone froide et un « front de sortie » de la migration en limite de la zone chaude.

Le « front d'entrée » révèle dans son épaisseur une structure stratifiée, avec des couches très compactées près de la surface de frottement superposées à des couches de moins en moins compactées au fur et mesure que l'on s'approche de la surface du composite (figure V.62 b et c). On observe également les charges du composite englobées dans l'épaisseur de la bande de 3<sup>ème</sup> corps (figure V.62 a).

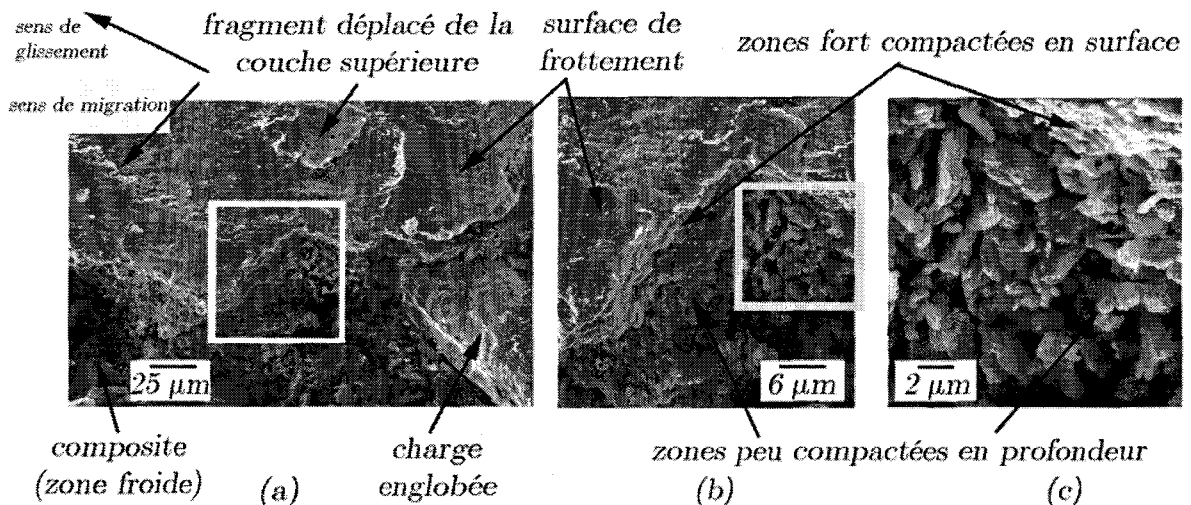


figure V.62: Détails dans l'épaisseur du front d'entrée de la bande de 3<sup>ème</sup> corps

L'observation du « front de sortie » montre quant à lui des détachements de fragments de la bande de 3<sup>ème</sup> corps (figure V.63 a). La bande de 3<sup>ème</sup> corps se désagrège, en libérant les charges qu'elle avait englobé (figure V.63 b). A l'interruption, la charge sombre (détail b haut) est située sur le « front de sortie » de la bande de 3<sup>ème</sup> corps, alors que la particule grise (détail b bas) est déjà dans la zone chaude. Ces deux particules portent sur leur sommet des traces de frottement qui montrent qu'elles ont participé au contact. Des fragments de la bande de 3<sup>ème</sup> corps accrochés à la charge grise forment les plaques planes de la zone chaude. Ce mécanisme d'« ancrage » peut expliquer la présence des plaques disséminées dans cette zone.

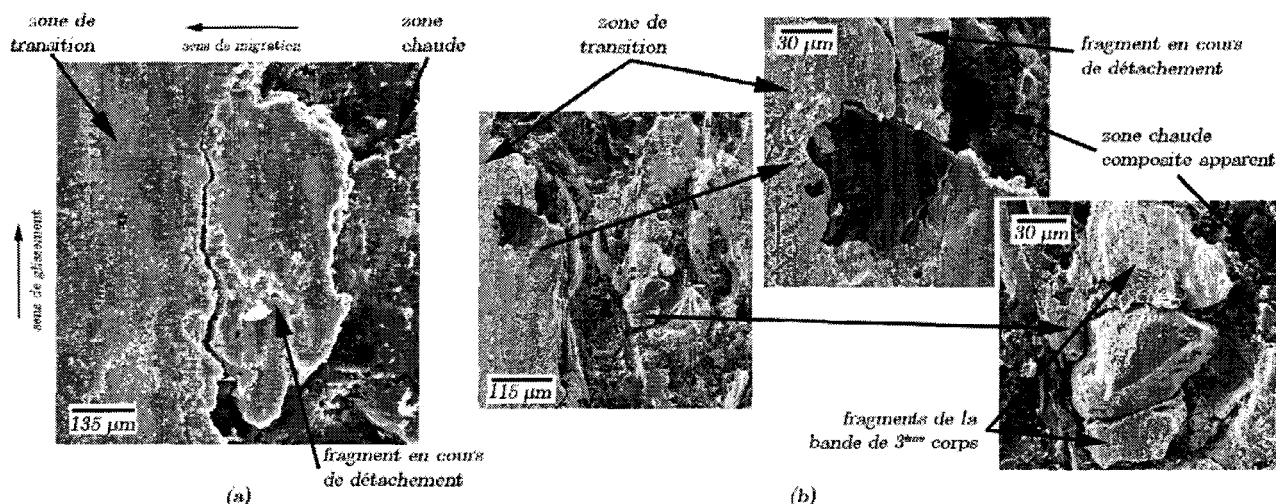


figure V.63 : Fragment en cours de détachement (a) et détails (b) du « front de sortie » de la bande de 3<sup>ème</sup> corps

### V.3.3.2 Freinage interrompu à 20% de $T_f$

Dans cette partie de l'essai, le coefficient de frottement reste fluctuant, ses fluctuations étant cependant moins marquée que dans les dix premiers pour cent. On est dans la phase où l'on observe une seconde élévation importante de la température moyenne de surface du disque mesurée par pyrométrie.

La figure V.64 montre le thermogramme (figure a) ainsi que les profils radiaux de points chauds (figure b) au moment de l'interruption à  $\tau = 20\%$ . Les points chauds proviennent de la migration d'une bande chaude qui a pris naissance sur le rayon intérieur de la piste de frottement, après le basculement de la bande qui s'était formée sur l'extérieur de la piste au début du freinage. Les profils radiaux montrent que les phénomènes de localisation thermique sont très sévères, mais toutefois moins intenses et moins localisés qu'au moment de l'interruption à 10% de  $T_f$ .

Ainsi, par transposition à la surface du patin-secteur  $Fi_{20}$ , la partie extérieure a été balayée par une première bande chaude jusqu'au moment du basculement. Ensuite, sa partie intérieure a été balayée par la migration des points chauds.

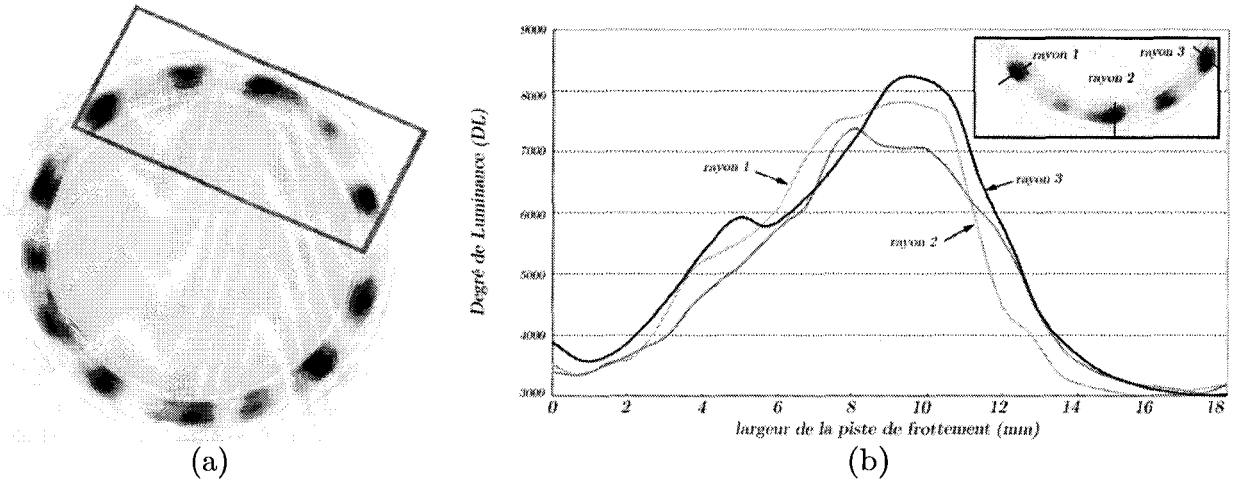


figure V.64 : Reconstitution du thermogramme du disque complet (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai  $Fi_{20}$

La surface du patin-secteur  $Fi_{20}$  présente, à faible grossissement un faciès apparemment plus uniforme que celle du patin-secteur  $Fi_{10}$  marqué par une trace poudreuse (figure V.51). A plus fort grossissement, la figure V.65 montre, à 3-4 mm du bord extérieur, la trace poudreuse sur une largeur de 1 à 1,5 mm. Les deux zones de part et d'autre de cette trace présentent des surfaces aux caractéristiques assez similaires dans lesquelles on distingue des charges portantes, quelques plaques planes, ainsi que la matrice du composite.

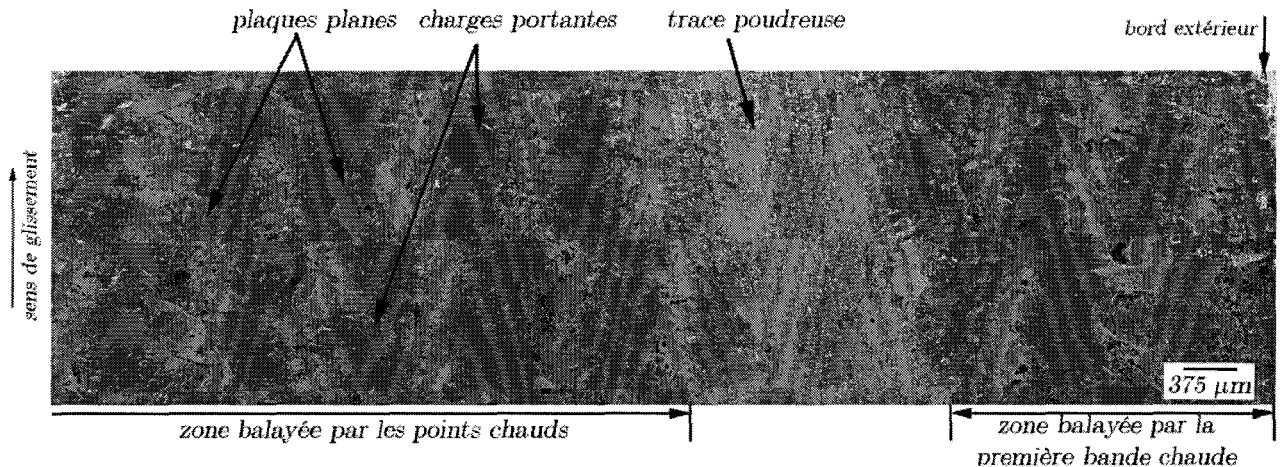


figure V.65 : Observation de la surface du patin-secteur  $Fi_{20}$

Il n'y a pas de différence significative entre la surface balayée par la première bande chaude et la surface balayée par les points chauds. On y observe des plaques planes très disséminées sur la surface, le matériau composite étant très apparent et très peu de poudres. De nombreuses fibres du composite ont participé à la portance dans le contact : les fibres métalliques déformées (figure V.66 a et figure V.67 a) et les fibres minérales arasées (figure V.66 a et figure V.67 b) ont permis le développement des plaques planes.



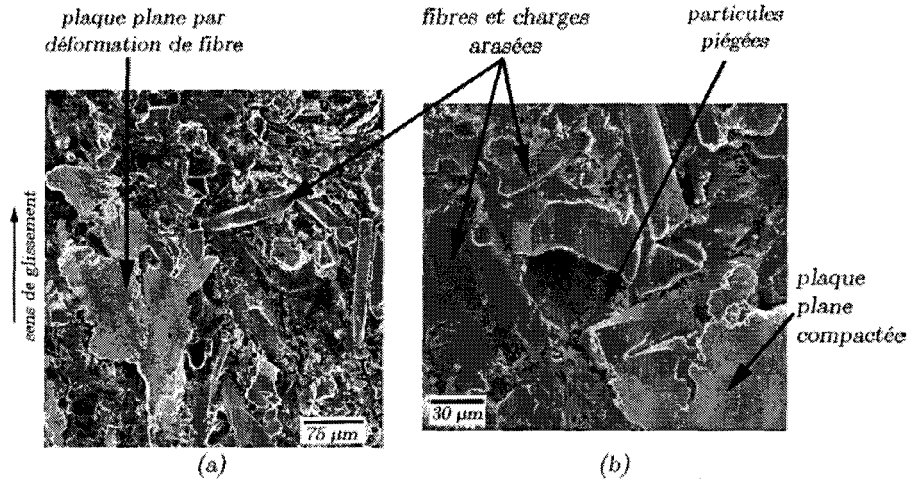


figure V.66 : Détails de la surface du patin-secteur  $Fi_{20}$  dans la zone balayée par les points chauds

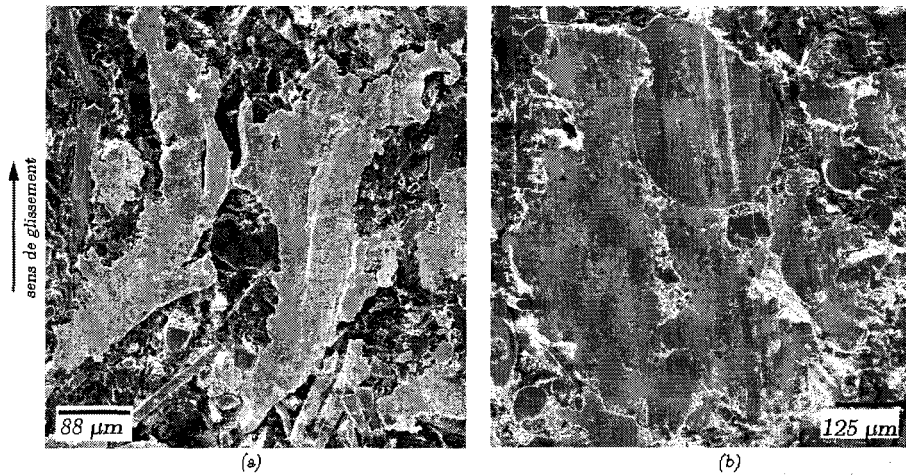


figure V.67 : Détails d'une fibre déformée (a) et d'une plaque plane portante à l'amont d'une fibre minérale arasée (b) dans la zone balayée par la 1<sup>ère</sup> bande chaude

La trace poudreuse est constituée de fines particules qui recouvrent le matériau composite. Ce lit de poudre est dense et apparemment peu cohérent (figure V.68 a). La microanalyse X-EDS révèle une composition riche en fer et en éléments du composite (figure V.68 b), composition habituelle des lits de poudre.

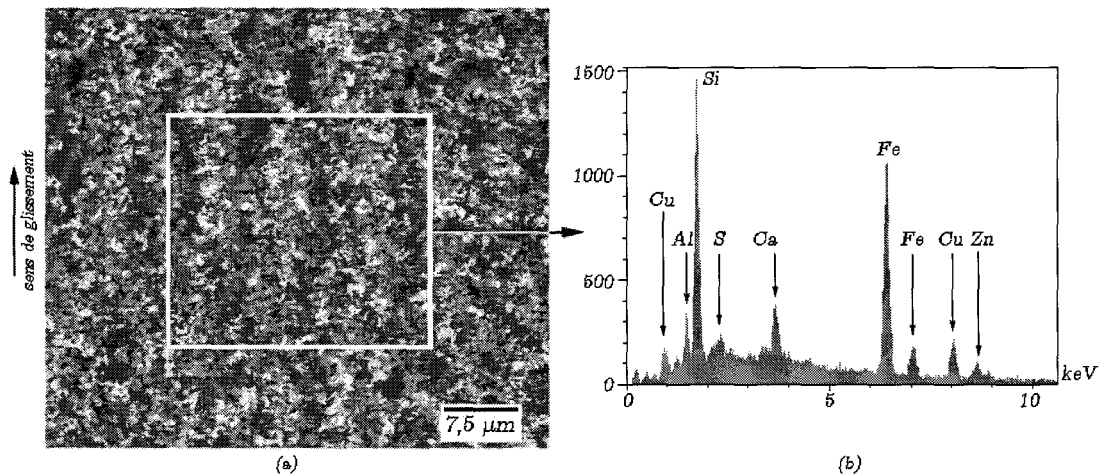


figure V.68 : Détail (a) et spectre de microanalyse X (b) du lit de poudre à la surface du patin-secteur  $Fi_{20}$

### V.3.3.3 Freinage interrompu à 40% de $T_f$

Quarante pour cent de temps de freinage marquent le début de la période de stabilisation du coefficient de frottement. D'un point de vue thermique, il s'agit également d'une période où la température de surface du disque, de l'ordre de 250°C par pyrométrie, devient plus stable. Toute la piste de frottement du disque a alors été balayée par les bandes chaudes et points chauds. Au moment de l'interruption, la moitié intérieure de la piste de frottement présente des gradients thermiques plus importants que la moitié extérieure comme le montre les profils radiaux au droit des points chauds (figure V.69 b). Notons que les gradients thermiques de la moitié intérieure présentent, comparativement à l'interruption précédente, une intensité atténuée.

Ainsi, après transposition à la surface du patin-secteur  $Fi_{40}$ , sa moitié intérieure de la surface de frottement sera nommée « zone plus chaude » et la moitié extérieure « zone moins chaude ».

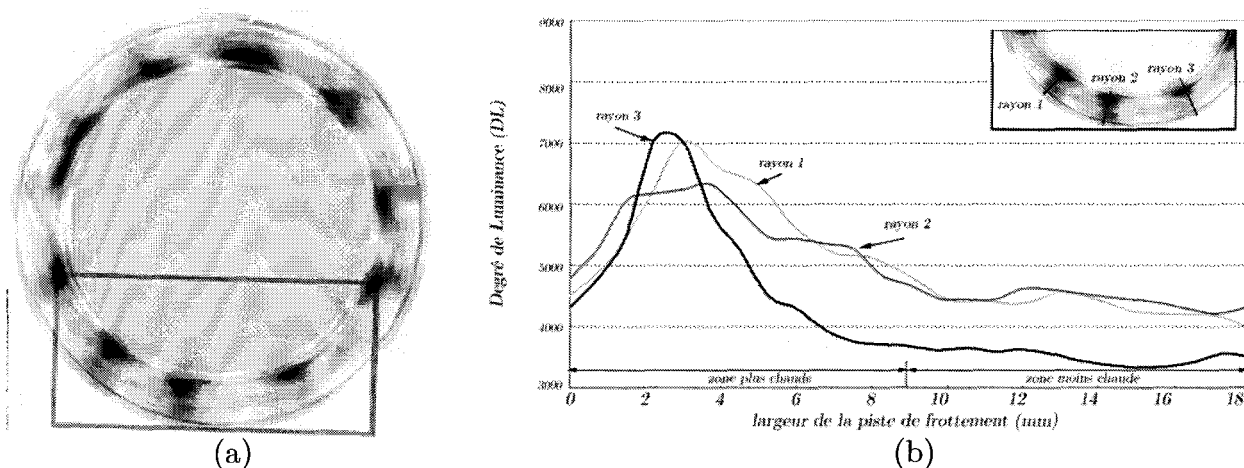


figure V.69 : Reconstitution du thermogramme du disque complet (a) et profils radiaux au droit de points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai  $Fi_{40}$

L'observation de la surface du patin-secteur après  $Fi_{40}$  à faible grossissement ne permet pas de distinguer de différence marquée entre la « zone plus chaude » et la « zone moins chaude » (figure V.51).

A plus fort grossissement, la surface des 2 zones présente un faciès relativement homogène avec une présence de plaques portantes plus nombreuses et de tailles plus variées que celles observées aux interruptions à  $\tau = 10\%$  et  $\tau = 20\%$ . Deux zones contiguës d'une même bande d'observation située au centre du patin-secteur sont présentées, la première appartient à la « zone plus chaude » (figure V.70) et la seconde à la « zone moins chaude » (figure V.71). Il apparaît assez nettement qu'une décroissance de taille des plaques planes s'établit de la « zone plus chaude » à la « zone moins chaude ».

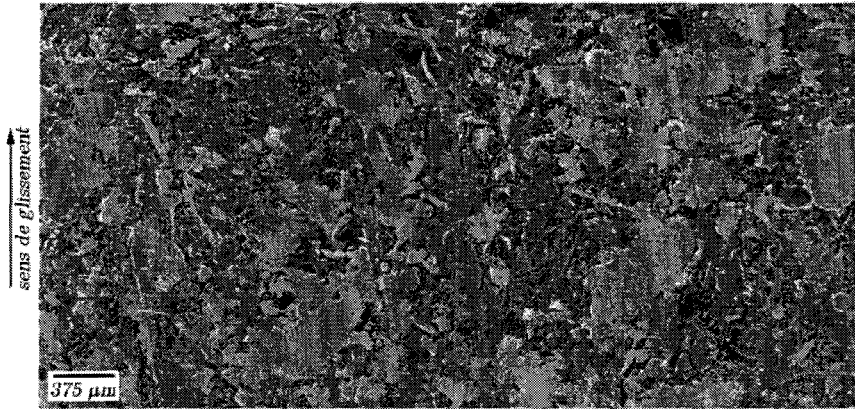


figure V.70 : Observation de la « zone plus chaude » du patin-secteur  $Fi_{40}$

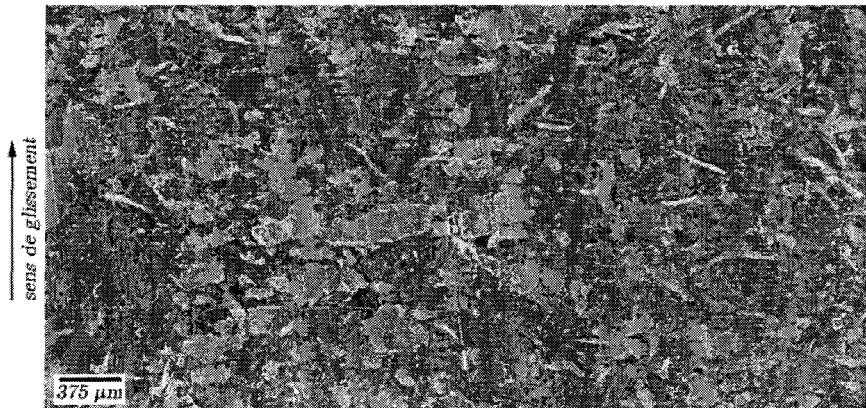


figure V.71 : Observation de la « zone moins chaude » du patin-secteur  $Fi_{40}$

Dans la « zone plus chaude » qui a donc participé au contact plus récemment, les plaques planes se sont plus développées sous des conditions de contact moins sévères que celles des plaques de la « zone moins chaude ». En effet, la « zone moins chaude », qui a participé au contact plus tôt dans le freinage, a subi les conditions de contact plus sévères comme décrit précédemment.

Enfin, même si la matrice est encore très apparente, on observe dans la « zone plus chaude », la présence de particules de tailles variées et comparativement plus nombreuses que sur les échantillons  $Fi_{10}$  et  $Fi_{20}$  (figure V.72).

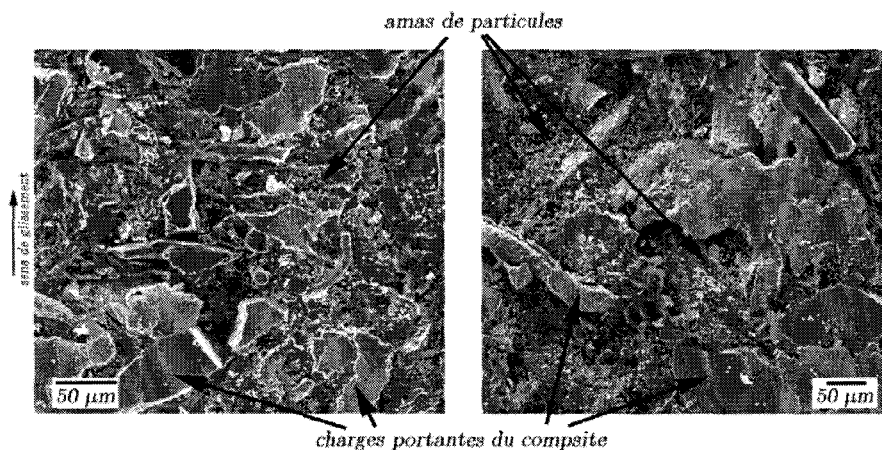


figure V.72 : Amas de particules circulantes dans la « zone plus chaude » de la surface du patin-secteur  $Fi_{40}$

Les conditions de contact moins sévères, accompagnés d'une température plus basse, semblent donc favorables au piégeage des particules dans le contact et au développement des plaques planes par compactage des poudres.

### V.3.3.4 Freinages interrompus à 60% et 97% de $T_f$

Les soixante pour cent de temps de freinage marquent la fin de la période de stabilisation du coefficient de frottement et le début de la phase de remontée finale, plutôt monotone jusqu'à 97% de  $T_f$ . La température moyenne de surface du disque aux interruptions à 60% et 97% de  $T_f$  est sensiblement identique, de l'ordre de 250°C par pyrométrie.

La figure V.73 (a) et la figure V.74 (a) traduisent bien le fait que l'on se situe dans la phase de fixation des points chauds au centre de la piste de frottement et de leur diffusion, donc de l'homogénéisation de la sollicitation thermique de surface. L'équilibre entre flux thermique produit à l'interface et diffusion dans le volume du disque est telle que la réponse de la caméra infrarouge se situe dans le bas de la gamme de mesure, elle est donc plus difficilement exploitable, notamment à  $\tau = 97\%$  (figure V.74 b).

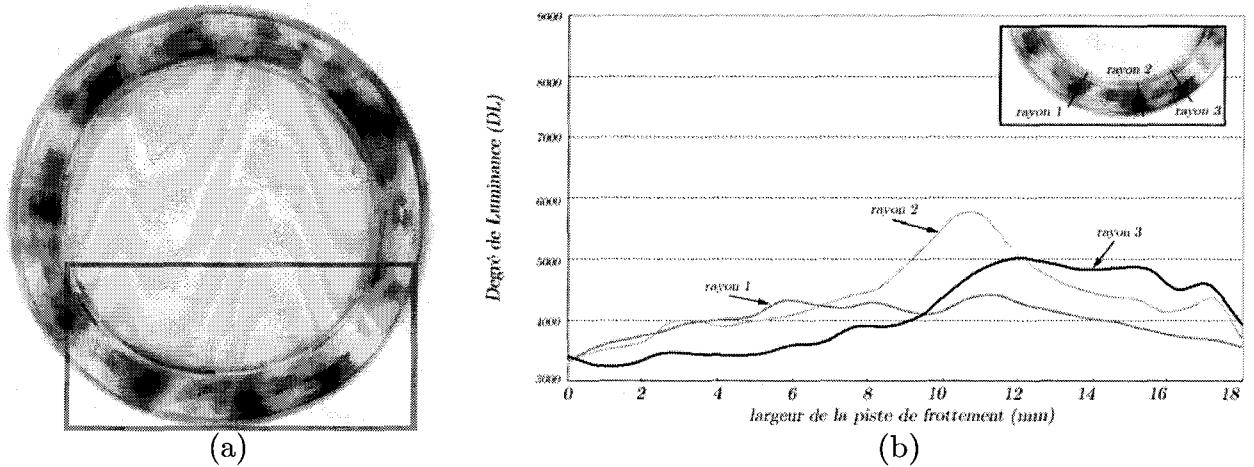


figure V.73 : Reconstitution du thermogramme du disque complet du disque (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai  $F_{i60}$

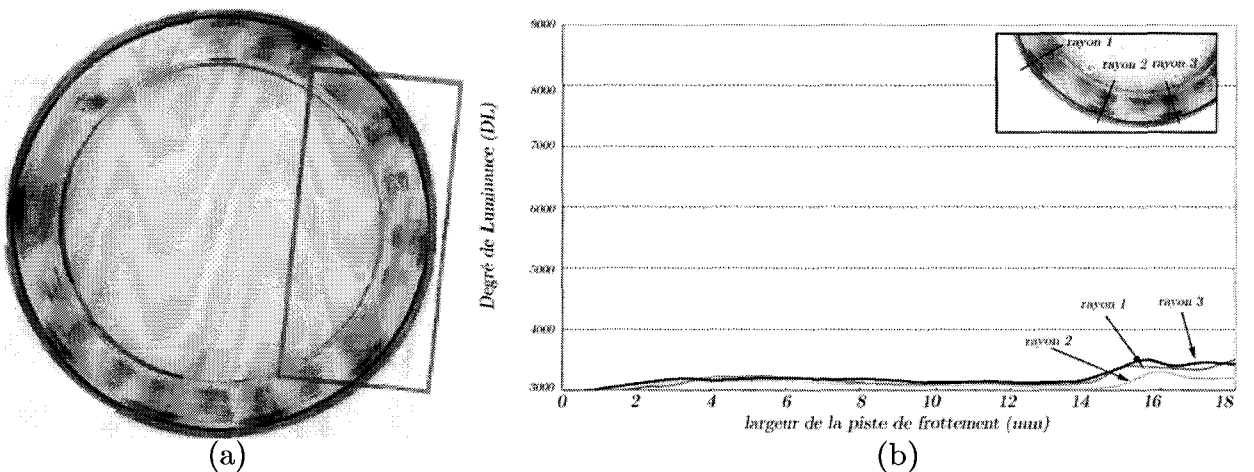


figure V.74 : Reconstitution du thermogramme du disque complet du disque (a) et profils radiaux au droit de 3 points chauds (b) lors de l'interruption de l'essai  $F_{i97}$

A plus fort grossissement, les observations des patins-secteurs  $F_{i_{60}}$  et  $F_{i_{97}}$  ont permis de révéler, à partir de ces 2 instants du freinage, la réinstallation progressive du 3<sup>ème</sup> corps dans le contact pendant cette seconde moitié du freinage d'urgence, au fur et à mesure de l'homogénéisation de la sollicitation thermique de surface, devenue moins sévère que dans la première moitié du freinage d'urgence ( $F_{i_{10}}$ ,  $F_{i_{20}}$  et  $F_{i_{40}}$ ). Aussi, afin de faire ressortir cette progression, ces observations sont regroupées, en s'intéressant d'abord aux lits de poudre, puis aux zones portantes. Enfin, la zone d'entrée du contact pour  $F_{i_{97}}$ , qui présente un caractère particulier, est présentée séparément.

### a. Progression des lits de poudre

La figure V.75 montre 3 zones de la surface du patin-secteur  $F_{i_{60}}$  à l'entrée (photo a), au milieu (photo b) et à la sortie (photo c) du contact. Ces observations révèlent la présence importante d'accumulation de particules sur toute la surface du patin-secteur. Les particules sont accumulées dans les porosités du matériau composite, entre les plaques planes et les fibres arasées. Elles forment des amas dont la taille, petite à l'entrée du contact, devient importante au voisinage de la sortie.

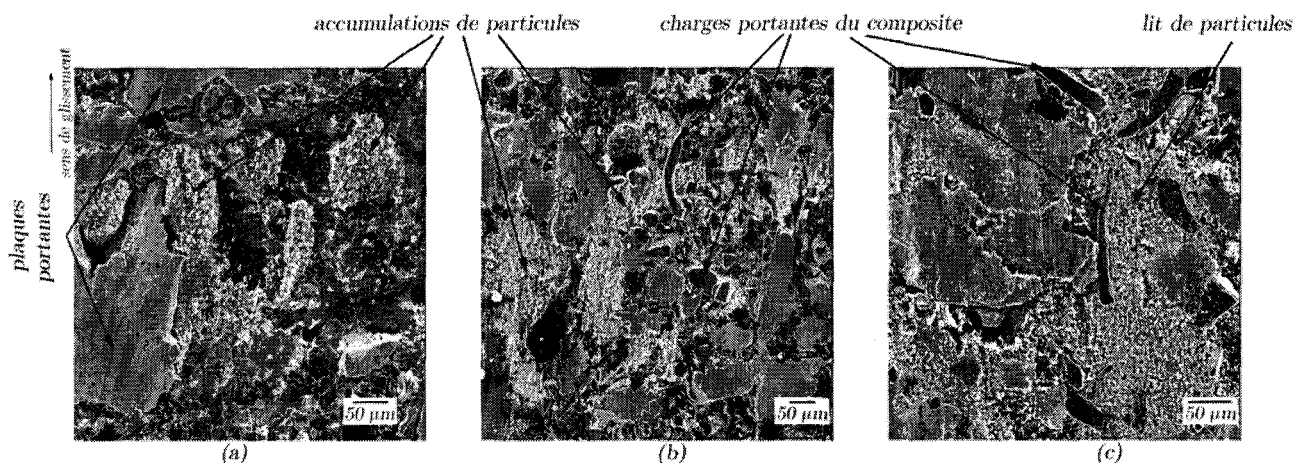


figure V.75 : Détails de la surface du patin-secteur  $F_{i_{60}}$

Pour le patin-secteur  $F_{i_{97}}$  (figure V.76 a), les particules sont présentes en plus grand nombre, formant des lits de poudre qui remplissent toutes les porosités, recouvrant presque entièrement la surface du matériau composite. La figure V.76 (b) montre par l'observation en électrons rétrodiffusés de la même accumulation que sa composition est homogène.

Il y a donc eu un piégeage important de particules dans la seconde moitié du freinage, ces particules provenant sans doute d'un débit source et du débit de recirculation important mis en évidence par Matthieu François [François et al., 2005b]. Il a d'ailleurs observé que ce débit de recirculation diminuait en fin de freinage, ce qui est cohérent avec le piégeage observé ici.

Le cadre blanc de la figure V.76 (a) présente la surface présentée plus en détail figure V.77.



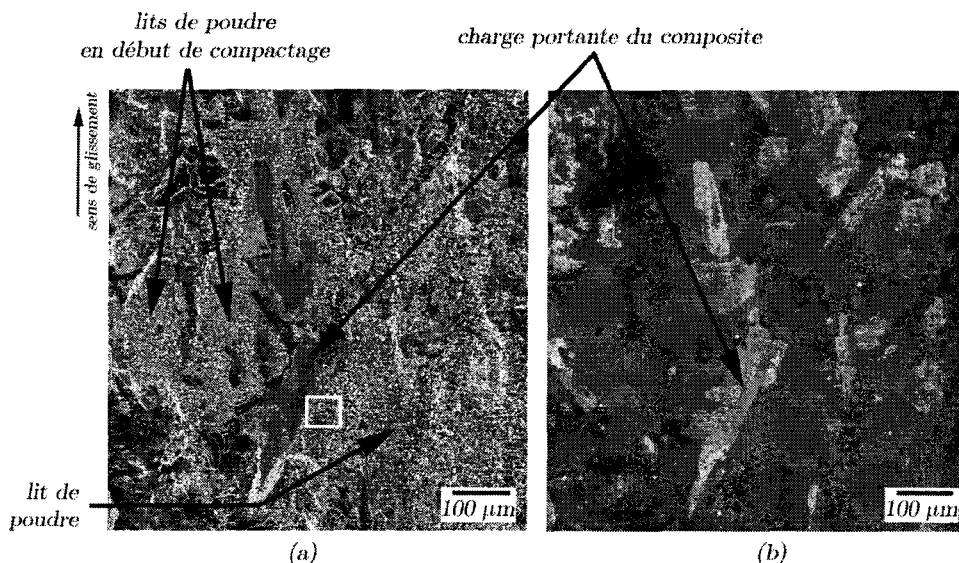


figure V.76 : Observation en électrons secondaires (a) et rétrodiffusés (b) de lits de poudre à la surface du patin-secteur  $Fi_{97}$

Les observations à fort grossissement des lits de poudre et leurs microanalyses X-EDS (figure V.77) ont montré une même structure de très fines particules et une même composition aux deux interruptions, cette structure et cette composition étant similaire à celles des lits de poudre observés dans la zone froide du patin-secteur  $Fi_{10}$ .

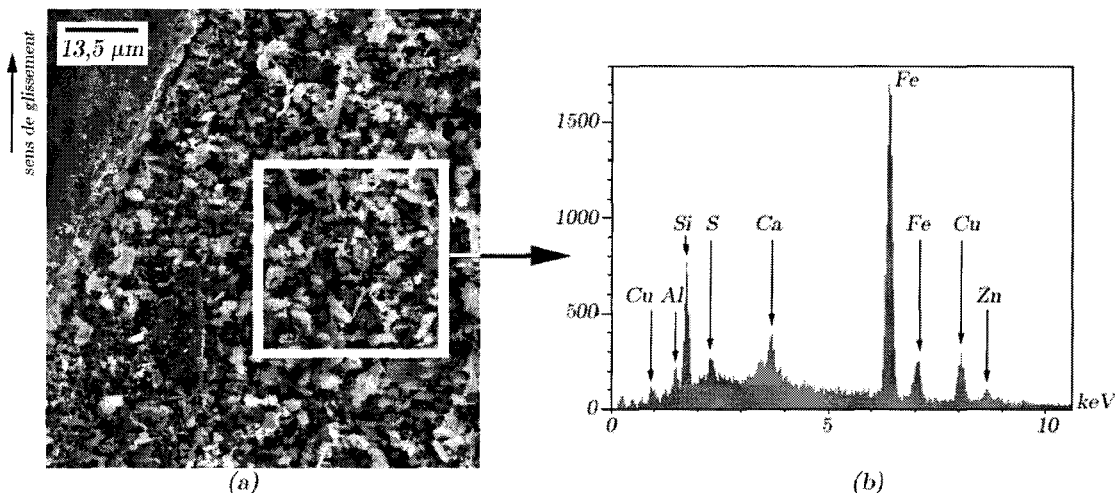


figure V.77 : Détail (a) et micro-analyse X-EDS (b) de lits de poudre à la surface du patin-secteur  $Fi_{97}$

### b. Progression des zones portantes

Les observations du patin-secteur  $Fi_{60}$  ont révélé une surface parcellée de zones portantes de taille importante, couvrant une grande partie de la surface et réparties de manière homogène sur toute la surface (figure V.78). La taille des plaques planes observées et leurs mécanismes de formation sont comparables à ceux de la zone la plus chaude du patin-secteur  $Fi_{40}$  : les plaques de quelques centaines de micromètres sont formés par accumulation puis compactage des lits de poudre piégés par les fibres arasées constituant une portance primaire (figure V.79). La population de plaques planes paraît plus dense à la surface de  $Fi_{60}$  qu'à celle de  $Fi_{40}$ .



figure V.78 : Surface majoritairement recouverte de zones portantes à la surface du patin-secteur  $Fi_{60}$

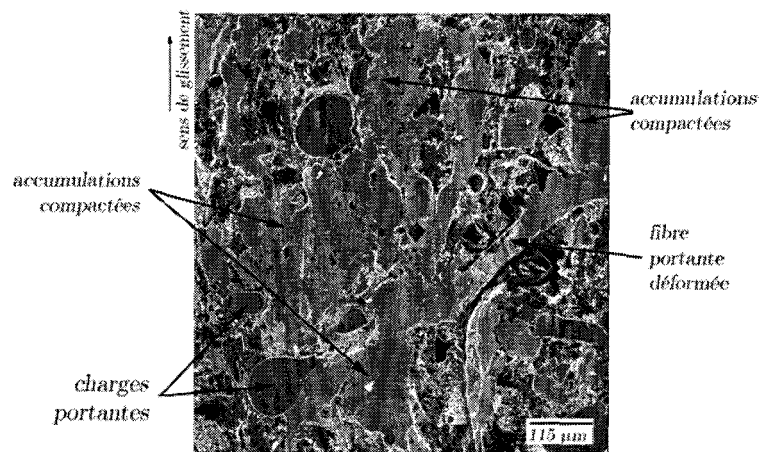


figure V.79 : Détail d'une zone de contact à la surface du patin-secteur  $Fi_{60}$

Les observations du patin-secteur  $Fi_{97}$  (figure V.80) ont révélé une progression de la taille des plaques par rapport aux observations du patin-secteur  $Fi_{60}$ , par croissance et coalescence des plaques qui recouvrent ainsi une plus grande partie de la surface. Cette progression est cohérente avec les débits de troisième corps importants pendant cette seconde moitié du freinage.

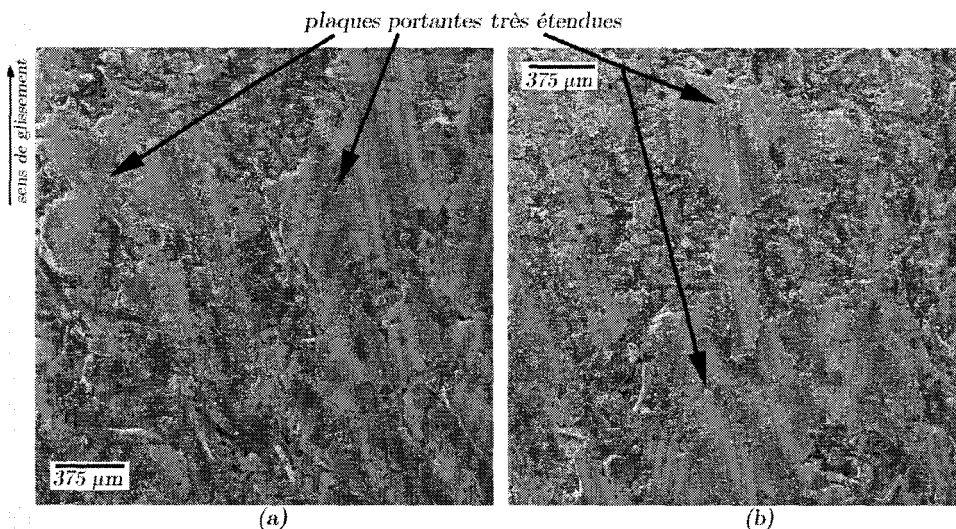


figure V.80 : Zones de portance très étendues à la surface du patin-secteur  $Fi_{97}$

Ainsi, la seconde moitié du freinage est marquée par la réinstallation progressive des plaques planes de troisième corps dans le contact. Pendant cette période, les mécanismes de destruction des zones portantes sont également présents comme le montre, par exemple, la figure V.81. Il s'agit de la perte de l'obstacle générateur d'une plaque plane (photo a). La plaque plane, qui est partiellement restée en place, laisse apparaître l'empreinte de forme sphérique de la charge qui s'est détachée, le matériau composite restant visible au fond de cette empreinte. Les observations à fort grossissement des bords de l'empreinte (photos b et c) révèlent la structure stratifiée de l'épaisseur de la plaque plane, peu compressée et fort granuleuse en profondeur au voisinage du matériau composite, plus compactée et lisse en surface.

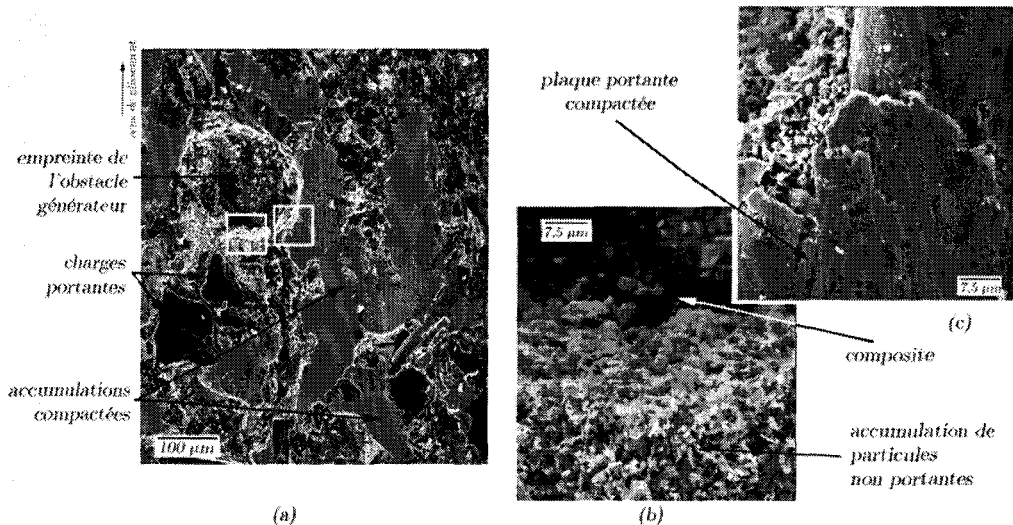


figure V.81 : Observation du mécanisme de destruction d'une plaque portante par perte de l'obstacle générateur à la surface du patin-secteur  $Fi_{60}$

### c. Observation de l'entrée du contact du patin-secteur $Fi_{97}$

L'observation de la partie d'entrée du contact du patin-secteur  $Fi_{97}$  présente un cas extrême de densification des plaques portantes. La zone grisée du schéma (figure V.82 a) représente schématiquement la zone du patin-secteur presque totalement recouverte. La matrice du matériau composite y est pratiquement totalement recouverte par les plaques planes qui forment ainsi une couche quasi continue (figure V.82 b). Cette couche a même tendance à se soulever et se craqueler, probablement sous l'effet de contraintes thermiques lors du refroidissement après freinage. Cette couche est parsemée de charges portantes du composite qui en émergent (figure V.83 a). Elle présente un aspect le plus souvent lisse et parfois granulaire (figure V.83 b). Sa composition est similaire à celle du 3<sup>ème</sup> corps analysé plus haut (figure V.83 c). Les lits de poudre, déjà plus importants, viennent s'accumuler en entrée de contact par recirculation. Les conditions de contact plus homogènes et moins sévères permettent la création de cette zone de recouvrement.



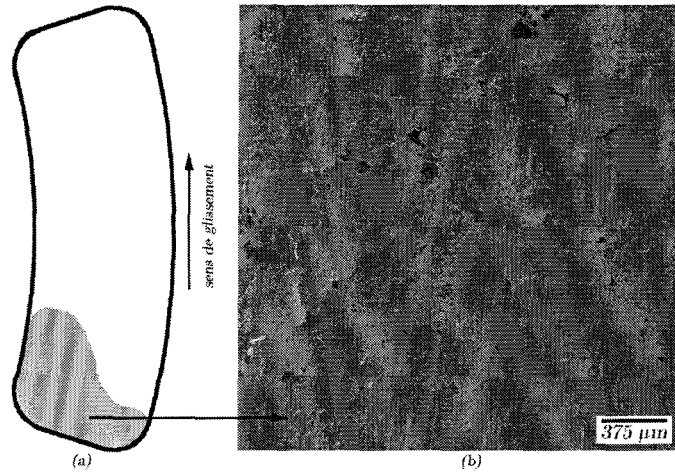


figure V.82 : Recouvrement de la partie avant du patin-secteur  $Fi_{97}$

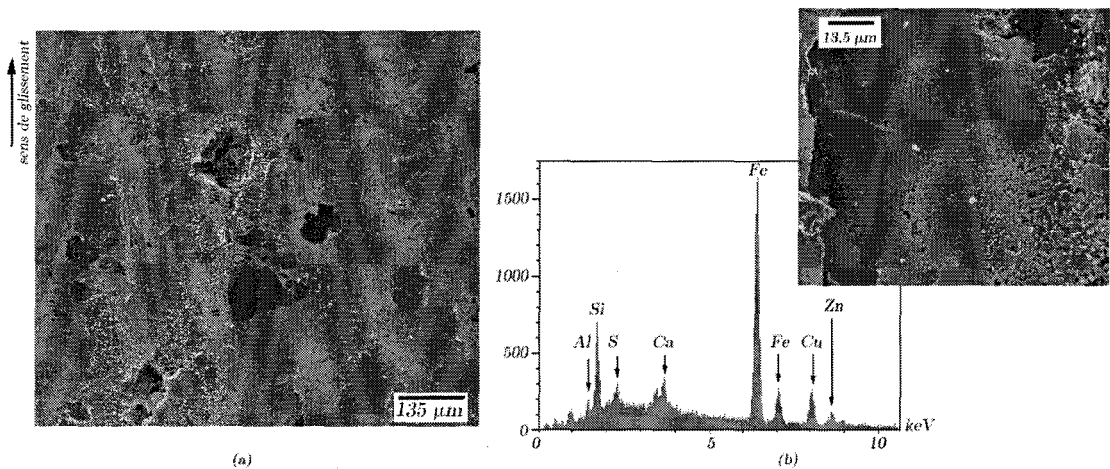


figure V.83 : Détail de la couche qui recouvre la partie avant du patin-secteur  $Fi_{97}$

### V.3.4 Conclusions

Cette campagne de 5 essais interrompus à différents instants d'un même freinage à haute énergie a permis de mettre en évidence que le contact est le siège de nombreux phénomènes transitoires. Le comportement tribologique et thermique du couple de matériaux « composite à matrice organique 6088/acier C45 » a été décrit en regard des gradients thermiques de surface mesurés par thermographie infrarouge de la surface frottée du disque.

La partie la plus instable de l'évolution de coefficient de frottement dans la première moitié du freinage correspond à la présence de phénomènes thermiques intenses et mobiles en surface de disque. Les pics de température de surface du disque mesurée par pyrométrie ont pu être reliés à la formation, la migration et l'évolution de ces phénomènes. Par la suite, à mesure que les conditions thermiques de surface se dirigent vers une homogénéisation sur toute la surface du disque, le coefficient de frottement et l'évolution de la température moyenne de surface présentent un comportement plus stable.

La mobilité radiale et leur évolution de ces phénomènes thermiques sont très probablement le résultat de la compétition entre les déformations thermomécaniques du disque et du patin-secteur et les phénomènes d'usure locale.

Les observations de la surface frottante des patins-secteurs après interruption des essais ont permis de corréler les différentes étapes de la vie du 3<sup>ème</sup> corps à la sollicitation thermique de surface et de mettre en évidence les phénomènes de localisation du contact :

- le début de freinage jusqu'à 10% du freinage, caractérisé par une puissance et un niveau de température élevés, est le siège d'une localisation de la portée. A  $\tau = 10\%$ , elle est essentiellement assurée par une bande de 3<sup>ème</sup> corps compacte de moins d'un millimètre de largeur et d'une longueur légèrement plus courte que la longueur circonferentielle du patin-secteur, qui migre radialement en concordance avec la bande chaude observée sur la piste de frottement du disque. La migration radiale de cette bande de 3<sup>ème</sup> corps est permise conjointement par l'alimentation en 3<sup>ème</sup> corps sur son front d'entrée et par la fragmentation et le détachement de débris dur le front de sortie. Le balayage de la surface du patin-secteur  $F^{i_{10}}$  par la bande de 3<sup>ème</sup> corps laisse la matrice du composite très apparente avec des fibres et des charges du composite localement dénudées par rapport à la matrice avoisinante. L'absence de poudre dans cette zone chaude montre que les particules du débit de recirculation important ne sont pas piégées dans le contact.
- à  $\tau = 20\%$  de  $T_f$ , les points chauds de la piste de frottement du disque constituent des phénomènes de localisation thermique encore très sévères. Les zones de la surface du patin-secteur balayées par ces points chauds présentent un faciès similaire à celles décrites à  $\tau = 10\%$  de  $T_f$ . Les particules de recirculation ne sont pas piégées là non plus ;

A partir de  $\tau = 40\%$  de  $T_f$ , les conditions de contact deviennent progressivement plus homogènes, les phénomènes de gradients thermiques moins sévères. L'observation de la surface de chacun des patins-secteurs  $F^{i_{40}}$ ,  $F^{i_{60}}$  et  $F^{i_{97}}$  révèle un faciès relativement homogène, traduisant que toute la surface a participé au contact. Ces faciès se caractérisent par la présence de plaques planes et de fines particules, dont les proportions évoluent en fonction de la durée de l'essai :

- à  $\tau = 40\%$  de  $T_f$ , le contact est encore relativement localisé et va aborder la phase d'homogénéisation. Des plaques portantes compactées sont présentes. Les fines particules, bien que plus nombreuses qu'à la surface des patins-secteurs  $F^{i_{10}}$  et  $F^{i_{20}}$ , sont encore peu présentes à la surface du patin-secteur ;
- de  $\tau = 60\%$  de  $T_f$  à  $\tau = 97\%$  de  $T_f$ , la présence de poudre s'accroît encore jusqu'à former des lits de poudre en surface, traduisant un piégeage important du débit de recirculation. Les plaques portantes deviennent progressivement de plus en plus nombreuses et de tailles de plus importantes.

Il apparaît qu'à mesure que les conditions de contact deviennent plus homogènes et moins sévères, les particules recirculantes sont de plus en plus piégées. Les plaques planes de 3<sup>ème</sup> corps se reconstituent progressivement sur toute la surface frottante.

Cette étude du contact à partir d'essais interrompus montre la variabilité dans le temps et dans l'espace de conditions locales de contact ainsi que le rôle joué par le 3<sup>ème</sup> corps lors des phénomènes de localisation de la portée disque-garniture. Cette étude souligne l'importance de prendre en compte les différentes phases d'un freinage et la totalité des surfaces frottantes lors de l'analyse du comportement tribologique du contact disque/garniture en freinage.

## Conclusions générales et perspectives

Les travaux de recherche présentés dans ce mémoire concernent l'étude tribologique du contact disque-garniture dans le cadre du développement d'un concept innovant de frein à disque comportant un refroidissement actif des patins par un fluide caloporteur. Un tel frein permettrait de lever le verrou technologique que constitue le système actuel de frein à disque, fonctionnant en puits de chaleur, dans le développement d'équipements ferroviaires à capacités accrues indispensables face à la demande croissante en exploitation urbaine-suburbaine.

Par son caractère sécuritaire, le frein à disque est incontournable dans une architecture de freinage ferroviaire qui conjugue classiquement différents systèmes de freinage dont nous avons présenté les caractéristiques. Le frein FAPA devant posséder ce caractère sécuritaire, le développement de son concept d'inversion du partage des flux thermiques et d'inversion des matériaux du disque et du patin passe par un programme multidisciplinaire dont les différentes tâches présentent des couplages multiples.

L'étude tribologique de ce projet a été réalisée en mettant en œuvre des essais de freinages à échelle réduite sur le tribomètre du Laboratoire de Mécanique de Lille et les diverses techniques d'analyse offertes à l'Ecole Centrale de Lille. L'intérêt des essais à échelle réduite réside dans leur souplesse et leur disponibilité, dans la maîtrise des paramètres et conditions de freinage offerte, et enfin par l'instrumentation fine qu'ils permettent d'implanter. Cette démarche expérimentale a permis d'aborder la problématique du freinage sous un double objectif :

- le premier, à caractère applicatif, par la réponse à la problématique industrielle,
- le second, à caractère plus fondamental, par une description approfondie des mécanismes physiques mis en œuvre au contact.

Le travail présenté montre que ces deux approches se nourrissent mutuellement par bien des aspects et doivent, à ce titre, être menées parallèlement à chaque fois que cela s'avère possible afin de rendre compte le plus correctement possible de la physique mise en jeu dans le contact.

Différents couples de matériaux ont été sélectionnés dans une phase préliminaire : d'un côté le composite à matrice organique 6088, sélectionné dans la phase préliminaire de l'étude tribologique, et de l'autre côté trois matériaux métalliques, l'acier C45 (considéré comme matériau de référence), le Glidcop® et le TZM, matériaux qui présentent des propriétés thermiques supérieures mais dont on ne connaît pas d'application en frottement.

Face à la nécessité de les tester, tant en configuration classique qu'en configuration inverse, sous des sollicitations à l'échelle réduite représentatives d'un freinage ferroviaire très sévère, notamment en termes de représentativité thermique, de nouvelles règles de changement d'échelle portant sur le triplet de paramètres (pression apparente  $P$ , vitesse initiale de glissement  $V_0$  et durée de freinage  $T_f$ ) et une nouvelle géométrie de contact à l'échelle réduite (« patin-secteur / disque-couronne ») ont été définies et validées.

La nature des résultats justifie, pour plus de clarté, de scinder les conclusions et perspectives que l'on peut dresser de ce travail en deux parties.

D'un point de vue industriel :

L'approche expérimentale développée a permis d'obtenir à l'échelle réduite une sollicitation thermique de surface proche de celle de l'échelle 1, mais également de reproduire des phénomènes de localisation thermique (type bandes chaudes et points chauds) observés lors de freinages ferroviaires. Cet acquis nous a permis de tester la faisabilité du concept FAPA sous les conditions d'exploitation les plus contraignantes, à savoir lors de la défaillance du système de refroidissement (dit mode dégradé).

La caractérisation du comportement tribologique et thermique des différents couples de matériaux sous sollicitations sévères de freinage a permis d'aboutir aux résultats suivants :

- l'inversion des matériaux conduit à un comportement tribologique dégradé et à un comportement thermique mal adapté pour le couple de référence, limitant le potentiel du concept FAPA au seul aspect « succession de freinages », le frein FAPA présentant un comportement moins bon que le système classique lors d'un freinage isolé. L'endommagement constaté à la surface du patin-secteur C45 montre qu'il a préservé l'intégrité du disque-couronne en composite, en « sacrifiant » ses propres couches de surface. L'état du couple de matériaux permettrait toutefois, à l'échelle 1, d'envisager la remise en route du système afin d'évacuer la rame du réseau d'exploitation par ses propres moyens ;
- l'introduction de matériaux métalliques plus effusifs, notamment le Glidcop<sup>®</sup>, présente, en configuration classique, le double intérêt d'un comportement tribologique et thermique très intéressant comparativement au couple de référence, et cela même dans le cas d'un freinage isolé. En configuration inverse, la saturation thermique rapide du contact conduit toutefois à un endommagement du disque-couronne composite, couplé à l'apparition de dégagements de poussières, fumées et flammes, rendant inenvisageable une exploitation commerciale qui nécessiterait de garantir absolument l'efficacité permanente du refroidissement actif.

Il serait donc intéressant de poursuivre ce travail suivant les perspectives suivantes :

- s'affranchir du cadre imposé dès la définition des objectifs du concept FAPA d'une intégration du frein FAPA sur matériel existant, qui, en raison des contraintes d'implantation, n'a pas permis de sortir d'une conception de type « disque-garniture ». Même si cela pose un certain nombre de problèmes, le passage à une géométrie de contact de type « disque-disque », comme c'est le cas en freinage aéronautique, devrait permettre de pallier la relative inefficacité du couple de référence constaté lors d'un freinage isolé. Cette technologie offrirait très certainement une avancée d'un potentiel bien plus considérable,
- investiguer plus avant le comportement tribologique de matériaux cuivreux, comme le Glidcop<sup>®</sup>, au vu des comportements tribologique et thermique particulièrement intéressants obtenus en configuration classique. On pense ici à des applications de freinages « haute puissance » où l'utilisation de matériaux plus effusifs pourraient apporter une réponse aux problèmes actuels d'endommagement des disques de freins.

### D'un point de vue fondamental :

L'analyse « classique » du contact après l'arrêt complet des différentes éprouvettes mis en œuvre a permis de reconstituer un circuit tribologique complet, en bon accord avec la bibliographie existante, qui présente un caractère généralisable, tant en configuration classique qu'en configuration inverse. Il présente les différentes étapes suivantes :

- portance « primaire » assurée par les fibres et charges du composite ;
- formation d'un débit source de 3<sup>ème</sup> corps par détachement de particules provenant de la garniture et du disque ;
- création et croissance d'accumulations de lits de poudre par les débits interne et de circulation contre les fibres et charges du composite qui jouent le rôle d'« obstacle générateur » ;
- densification de ces lits de poudres qui conduit à la formation de plaques compactées qui vont assurer une « portance secondaire » ;
- destruction par fragmentation et contournement ou perte de l'obstacle générateur et renouvellement d'une partie de ce 3<sup>ème</sup> corps.

Ces différentes étapes coexistent, à différents stades et en une multitude de contacts localisés à la surface de contact, illustrant le caractère dynamique de ces mécanismes physiques.

Différents mécanismes d'accommodation de vitesse sont activés dans ce circuit avec une prédominance du glissement à la surface des plaques planes.

L'influence de différents constituants (éléments fer et cuivre en particulier) du composite sur le comportement tribologique global du couple de matériaux a pu être appréhendée par la modification de la formulation du composite. La morphologie des différents 3<sup>ème</sup> corps observés présente les caractéristiques décrites ci-dessus du circuit tribologique proposé. La micro-analyse X-EDS des compositions des plaques portantes et des lits de poudre révèle une modification de composition pouvant être corrélée aux comportements tribologiques observés : un enrichissement en cuivre parallèlement à un appauvrissement en fer conduit à un comportement tribologique plus stable.

Cinq essais simulant un même freinage sévère à l'échelle 1 ont été interrompus à différentes fractions de la durée de freinage. L'observation continue durant ces essais par thermographie infrarouge de la surface frottée du disque, siège de phénomènes de localisation thermique, est couplée à l'observation et l'analyse de la surface des patins-secteurs. Cette procédure expérimentale a permis de compléter la description proposée des mécanismes physiques en y intégrant cette fois la dimension temporelle.

Les phénomènes de localisation thermique en surface du disque sont corrélés à des phénomènes de localisation du contact en surface des patins-secteurs. Ceci entraîne que le circuit tribologique décrit plus haut, qui avait été élaboré à partir d'observation « post-mortem » après la fin des freinages, n'est pas encore établi dans les premières phases du freinage. Des phénomènes de localisation de portée intenses, brefs et mobiles y sont observés. Ainsi, la portée est d'abord essentiellement assurée par une bande très étroite de 3<sup>ème</sup> corps compacté. Le passage de la localisation de portée laisse derrière elle le substrat composite très apparent, traduisant un débit de recirculation peu piégé dans le contact, associé à un débit externe très important.

C'est le retour à des conditions de contact plus homogènes et moins sévères permettant le piégeage progressif des particules recirculantes dès lors retenues dans le contact qui va mettre en place le circuit tribologique précédemment décrit. Le débit source, i.e. les lits de poudre, devenant de plus en plus important, on assiste à la reconstitution progressive des plaques planes de 3<sup>ème</sup> corps jusqu'à l'arrêt.

Ainsi, on met en évidence que la reconstitution des plaques planes de 3<sup>ème</sup> corps est fonction des conditions locales de contact, variables dans le temps et dans l'espace. Cette étude souligne l'importance de prendre en compte les différentes phases d'un freinage et la totalité de la surface frottante lors de l'analyse du comportement tribologique du contact disque/garniture en freinage.

Les perspectives envisageables à plus ou moins courte échéance sont multiples avec un large champ d'application, ainsi :

- l'approche expérimentale originale développée ici constitue un outil d'analyse prometteur qu'on pourra utiliser afin de caractériser l'influence de différents paramètres sur le comportement tribologique d'un couple « disque-garniture » ;
- cette approche permettra, par la reproduction sur le tribomètre du LML des phénomènes de localisation thermique observés à l'échelle 1, d'envisager à court et moyen terme, une meilleure description des couplages multiples des différentes disciplines intervenant dans l'étude d'un contact frottant (en particulier le couplage entre thermique, thermomécanique et tribologie) avec la mise en œuvre de campagnes d'essais et de moyens de mesure spécifiques en laboratoire ;
- la physico-chimie du 3<sup>ème</sup> corps devra faire l'objet d'investigations plus spécifiques. Une étude préliminaire de développement d'essais sous atmosphère contrôlée a d'ailleurs débuté lors de ce travail. L'objectif à moyen terme est d'étudier l'influence de l'absence d'oxygène dans l'environnement sur la formation de 3<sup>ème</sup> corps qui, comme on l'a vu, est essentiellement constitué d'oxydes en environnement standard. Il sera également intéressant d'observer si la production des volatils consécutive de la dégradation de la matrice organique lors d'un freinage sévère joue un rôle dans la composition du 3<sup>ème</sup> corps ;
- dans cette étude, le choix a été fait de porter les observations et analyses sur le patin, qu'il soit composite ou métallique, et assez rarement sur le disque lui-même. Il faudra évidemment compléter dans les prochaines études les observations du patin par celles du disque avec, là aussi, la prise en compte des aspects transitoires. C'est le propos des travaux commencés au laboratoire par François Matthieu ;
- enfin, la description complète des mécanismes physiques aux différentes échelles intégrant le caractère transitoire du contact, devrait permettre à plus lointaine échéance une prise en compte plus « réaliste » de la physique du 3<sup>ème</sup> corps dans les modélisations proposées.

## Bibliographie

- [Abdel-Aal, 2000] **Abdel-Aal H.A.**, « The correlation between thermal property variation and high temperature wear transition of rubbing metals », *Wear*, vol. 237 (2000), pp. 147-151.
- [Anderson et al., 1990] **Anderson A.E. et Knapp R.A.**, « Hot spotting in automotive friction systems », *Wear*, vol. 135 (1990), pp. 319-337.
- [Arnaud et al., 1985] **Arnaud D., Barbery J., Biais R., Farguette B et Naudot P.**, « Propriétés du cuivre et de ses alliages », *Techniques de l'Ingénieur, Traité Matériaux métalliques* (1985), M 430, 45 p.
- [Arvind-Singh et al., 2002] **Arvind-Singh R., Narasimhan G.S.V.L. et Biswak S.K.**, « Estimation of surface temperature of a pin wearing on a disk », *Tribology Letters*, vol. 12, n°4 (2002), pp. 203-207.
- [Aucouturier, 1991] **Aucouturier D.**, « Evaluation des températures dans les disques de frein haute puissance », Document interne ALSTOM DTR MTF (1991), 30 p.
- [Barber, 1969] **Barber J.R.**, « Thermoelasticity instabilities in the sliding of conforming solids », *Proceeding of the Royal Society*, vol. A 312 (1969), pp. 381-394.
- [Bazaille, 1998] **Bazaille A.**, « Projet MI2N : note de calcul de freinage », Document Alstom 11-3555 253 (MI2N 011) REV 12 (1998), 9 p.
- [Benseddiq, 1997] **Benseddiq N.**, « Optimisation des garnitures composites pour les freins à disques ferroviaires », Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille (1997), 156 p.
- [Bernache-Assollant et al., 2005] **Bernache-Assollant D. et Bonnet J.P.**, « Frittage : aspects physico-chimiques », *Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie énergétique* (2005), AF 6 620, pp. 1-20 et AF 6 621, pp. 1-12.
- [Berthier et al., 1992] **Berthier Y., Vincent L. et Godet M.**, « Velocity accommodation sites and modes in tribology », *European Journal of Mechanics, A/Solids*, vol.11, n°1 (1992), pp.35-47.
- [Berthier, 1988] **Berthier Y.**, « Mécanismes et tribologie », Thèse d'état, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (1988), 120 p.
- [Berthier, 1992] **Berthier Y.**, « Tribologie : science carrefour », *Journées Européennes du Freinage JEF 92*, Lille, 3-4 décembre 1992, Actes in "JEF'92" (1992) 26 p.
- [Berthier, 1996] **Berthier Y.**, « Maurice Godet's third body approach », *Proceedings of 22nd Leeds-Lyon Symposium, The third body concept : interpretation of tribological phenomena*, D. Dowson et al (Eds), Elsevier (1996), pp. 21-30.

- [Blau et al., 2003] **Blau P.J. et Meyer H.M.**, « Characteristics of wear particles produced during friction tests of conventional and unconventional disc brake materials », *Wear*, vol. 255 (2003), pp. 1261-1269.
- [Bodovillé, 2001] **Bodovillé G.**, « Modélisation thermomécanique de disques de frein de TGV et simulation à échelle réduite », Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille (2001), 120 p.
- [Boiteux, 1987] **Boiteux M.**, « Semelles de frein », Chapitre 4, Freinage des véhicules ferroviaires, Direction du Matériel SNCF (1987), 11 p.
- [Boiteux, 1998] **Boiteux M.**, « Le problème de l'adhérence en freinage », *Chemin de Fer*, vol. 45 (1998), pp.28-40.
- [Bourgés Monnier, 1998] **Bourgés Monnier C.**, « Propriétés du molybdène et des alliages à base de molybdène », *Techniques de l'Ingénieur, Traité Matériaux métalliques* (1998), M 565, 13p.
- [Bouvard, 2000] **Bouvard D.**, « Frittage des poudres métalliques et céramiques », Cours à l'ENSHMG et à l'ENSPG option matériaux de Structure (2000), 112 p.
- [Bowden et al., 1950] **Bowden F.P. et Tabor D.**, « The friction and lubrication of solids », (1950), Clarendon Press – Oxford.
- [Brisou, 1994] **Brisou F.**, « Contact roue-rail », *Le freinage ferroviaire, Tome I, partie 3-5, 2ème édition* (1994), 26 pages.
- [Carré, 1989] **Carré J.J.**, « La théorie du freinage », *Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie énergétique, B 5 570* (1989), pp. 1-20.
- [Carslaw et al., 1959] **Carslaw H.S. et Jaeger J.C.**, « Conduction of heat in solids », Second Edition, (1959), Clarendon Press – Oxford.
- [Cartigny, 2004] **Cartigny F.**, « Etude thermique d'un frein ferroviaire refroidi par circulation liquide », Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis (2004), 212 p.
- [Copin, 2000] **Copin R.**, « Etude du comportement tribologique de couples de matériaux industriels sur tribomètre reproduisant les conditions de freinage ferroviaire », Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille (2000), 243 p.
- [Czichos, 1995] **Czichos H., Klaffke D., Santner E. et Woydt M.**, « Advances in tribology : the materials point of view », *Wear*, vol. 190 (1995), pp. 155-161.
- [Davion, 1998] **Davion P.**, « Quand les disques atteignent leurs limites », *Actes des Journées Européennes de Freinage 1995, Lille, GRRT ed.* (1995), pp. 353-361.



- [Day et al., 1984] **Day A.J. et Newcomb T.P.**, « The dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake », Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 198, n°11 (1984), pp. 201-209.
- [Day, 1990] **Day A.J.**, « Brake interface temperature prediction », Second One-Day Workshop, Disc and drum brake performance, 29 Novembre 1990, University of Bradford (1990), 18 p.
- [Denape et al., 2000] **Denape J. et Laraqui N.**, « Aspect thermique du frottement : mise en évidence expérimentale et éléments de modélisation », Mécanique & Industries, vol. 1, n°6 (2000), pp. 563-579.
- [Descartes et al., 2002] **Descartes S., et Berthier Y.**, « Rheology and flows of solid third bodies: background and application to an MoS<sub>1.6</sub> coating », Wear, vol. 252 (2002), pp. 540-556.
- [Desplanques et al., 1996] **Desplanques Y. et Degallaix G.**, « Qualification du tribomètre de freinage », Pôle Frein : Rapport final convention de recherche Région Nord - Pas de Calais n°95-11-000-1 (1996), 32 p.
- [Desplanques et al., 2001] **Desplanques Y., Degallaix G., Copin R. et Berthier Y.**, « A tribometer for the study of materials under railway braking conditions », Proceedings of 27th Leeds-Lyon Symposium, Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem, G. Dalmaz et al. (Eds.), Elsevier (2001), pp. 381-391.
- [Desplanques, 2004] **Desplanques Y.**, « De la fatigue en ambiance cryogénique à la tribologie appliquée au freinage : contribution à la caractérisation du comportement de matériaux », Habilitation à diriger des recherches, Université des Sciences et Technologies de Lille (2004), 96 p.
- [Develay, 1992] **Develay R.**, « Aluminium et alliages d'aluminium corroyés : propriétés métalliques », Techniques de l'Ingénieur, Traité Matériaux métalliques (1992), M 438, 21p.
- [Dubourg et al., 2002] **Dubourg M-C., Vallet F. et Floquet A.**, « Formation et evolution de bandes chaudes au cours d'un freinage. Modélisation 3D d'un frein », Actes des Journées Européennes de Freinage 2002, Lille, GRRT ed. (2002), pp. 147-154.
- [Duchamp, 2005] **Duchamp C.**, « Bilan technico-économique », partie II.3, Rapport fin de contrat PREDIT FAPA (2005), pp. 154-158.
- [Dufrénoy et al., 2001] **Dufrénoy P., Bodovillé G. et Degallaix G.**, « Damage mechanisms and thermomechanical loading of brake discs », Temperature-Fatigue interaction, L.Rémy et J. Petit (Eds), Esevier (2002), pp. 167-176.
- [Dufrénoy et al., 2002] **Dufrénoy P., Degallaix G., Bumbieler F., Viet J.J. et Raison J.**, « Mécanismes de fissuration des disques de frein : Analyse expérimentale et étude numérique », Actes des Journées Européennes de Freinage 2002, Lille, GRRT ed. (2002), pp. 111-122.

- [Dufrénoy, 1995] **Dufrénoy P.**, « Etude du comportement thermomécanique des disques de freins vis-à-vis des risques de défaillance : Application au domaine ferroviaire », Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille (1995), 208 p.
- [Dufrénoy, 2003] **Dufrénoy P.**, « Two-/three-dimensional hybrid model of the thermomechanical of disc brake », *Journal of rail and rapid transit*, vol. 218 (2003), pp. 17-30.
- [Dusautois, 2002] **Dusautois L.**, « Mise en œuvre d'essais tribologique sous atmosphère contrôlée », *Projet de fin d'étude*, Polytech'Lille (2002), 34 p.
- [El Abdi et al., 1999] **El Abdi R. et Samrout H.**, « Effet de la distribution du flux dans un disque de frein sous sollicitations thermomécaniques », *Mécanique industrielle et Matériaux*, vol. 52, n°1 (1999), pp. 25-30.
- [Eriksson et al., 2001] **Eriksson M., Lord J. et Jacobson S.**, « Wear and contact conditions of brake pads: dynamical in situ studies of pad on glass », *Wear*, vol. 249 (2001), pp. 272-278.
- [Eriksson et al., 2000] **Eriksson M. et Jacobson S.**, « tribological surfaces of organic brake pads », *Tribology International*, vol. 33 (2000), pp. 817-827.
- [Eriksson et al., 1999] **Eriksson M., Bergman F. et Jacobson S.**, « Surface characterisation of brake pads after running silent and squealing conditions », *Wear*, vol. 232 (1999), pp. 163-167.
- [Fan et al., 1996] **Fan X. et Lippmann H.**, « Elastic-plastic buckling of plates under residual stress », *Advances in Engineering Plasticity and its Application*, Pergamon Press (1996), pp. 95-100.
- [Feeny et al., 1996] **Feeny B., Guran A., Hinrichs N. et Popp K.**, « A historical review on dry friction and stick-slip phenomena », *Applied Mechanical Review*, vol.51 n°5 (1998), pp. 321-341.
- [Filip et al., 2002] **Filip P., Weiss Z., et Rafaja D.**, « On friction layer formation in polymer matrix composite materials for brake applications », *Wear*, vol. 252 (2002), pp. 189-198.
- [Foulon et al, 1995] **Foulon D., Watremez M. et Bricout J.P.**, « Disques de frein ferroviaire multimatériaux », *Actes des Journées Européennes de Freinage 1995*, Lille, GRRT ed. (1995), pp. 135-144.
- [François et al., 2005] **François M., Desplanques Y. et Degallaix G.**, « Correlation between the dynamics of third body and the severity of rubbing during braking tests », *Proceedings of 32th Leeds-Lyon Symposium*, (2005), sous presse.
- [François et al., 2005b] **François M., Bulthé A.L., Desplanques Y. et Degallaix G.**, « Experimental Device for in vivo observation of rubbing surface during braking tests », *TriboTest Journal*, (2005), sous presse.

- [Godet et al., 1991] **Godet M., Berthier Y. et Lancaster J.**, « Wear modelling: using fundamental understanding or practical experience », *Wear*, vol. 149 (1991), pp. 325-340.
- [Godet, 1982] **Godet M.**, « Extrapolation in tribology », *Wear*, vol. 77 (1982), pp. 29-44.
- [Godet, 1984] **Godet M.**, « Third body approach: a mechanical view of wear », *Wear*, vol. 100 (1984), pp. 437-452.
- [Gras, 1992] **Gras R.**, « La tribologie des conditions extrêmes : adhérence et frottement des métaux à haute température », *European Journal of Mechanical Engineering*, vol. 37 (1992), pp. 243-257.
- [Grimault, 1994] **Grimault D.**, « Organes de puissance - Dissipateurs couple semelle/roue », Document Alstom Transport, Le Freinage Ferroviaire, Tome II, Partie 5-2.1, seconde édition (1994), 28 p.
- [Grimault, 1994b] **Grimault D.**, « Organes de puissance - Dissipateurs couple disque/garniture », Document Alstom Transport, Le Freinage Ferroviaire, Tome II, Partie 5-2.2, seconde édition (1994), 26 p.
- [Gudmand-Hoyer et al., 1999] **Gudmand-Hoyer L., Bach A., Nielsen G.T. et Morgen P.**, « Tribological properties of automotive disc brakes with solid lubricants », *Wear*, vol. 232 (1999), pp.168-175.
- [Guérin et al., 1997] **Guérin J.D., Bricout J.P., Laden K. et Watremez M.**, « High thermal diffusivity for railway brake discs », *Tribology Letters*, vol. 3 (1997), pp. 257-267.
- [Gumez, 1995] **Gumez H.**, « Frein carbone modulo-axial », Actes des Journées Européennes de Freinage 1995, Lille, GRRT ed. (1995), pp. 343-350.
- [Heunet, 2001] **Heunet N.**, « Modélisation thermique et mise en oeuvre expérimentale à échelle réduite d'essais de frottement représentatifs de freinage ferroviaire sous sollicitations très sévères », DEA de Mécanique, Ecole Centrale de Lille (2001), 80 p.
- [Iordanoff et al., 2002] **Iordanoff I., Berthier Y., Descartes S. et Heshmat H.**, « A review of recent approaches for modelling solid third bodies », *Journal of Tribology*, vol. 124 (2002), pp. 725-733.
- [Jang et al., 2004] **Jang H., Ko K., Kim S.J., Basch R.H. et Fasch J.W.**, « The effect of metal fibers on the friction performance of automotive brake friction materials », *Wear*, vol. 256 (2004), pp. 406-414.
- [Jang et al., 2000] **Jang H. et Kim S.J.**, « The effects of antimony trisulfide ( $Sb_2S_3$ ) and zirconium silicate ( $ZrSiO_4$ ) in the automotive brake friction material on friction characteristics », *Wear*, vol. 239 (2000), pp. 229-236.

- [Kao et al., 2000] **Kao T., Richmond J.W. et Douarre A.**, « Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study », *International Journal of Vehicle Design*, vol. 23 (2000), pp. 276-296.
- [Kim et al., 1998] **Kim H.S et Huh J.S.**, « Role of ceramics fillers in the friction and wear behaviour of phenolics resin composites », *Journal of Materials Science Letters*, vol. 17 (1998), pp. 501-502.
- [Kim et al., 2000] **Kim S.J. et Jang H.** « Friction and wear of friction materials containing two different phenolic resins reinforced with aramid pulp », *Tribology International*, vol. 33 (2000) pp. 477-484.
- [Ko, 1997] **Ko P.L.**, « Wear of power plant components due to impact and sliding », *Applied Mechanical Review*, vol. 50 n°7 (1997), pp. 387-411.
- [Kondoh et al., 1997] **Kondoh K., Takano Y. et Takeda Y.**, « Friction and wear properties of integrated composite copper-based friction materials », *Society of Automotive Engineers*, paper n°970979 (1994), pp. 1837-1846.
- [Korn, 1988] **Korn C.**, « Aspects expérimentaux et modélisation de la durée de vie en fatigue thermomécanique dans le cas des aciers Cr-Mo-V, 316L et de l'alliage de TZM », Thèse de doctorat, Université des Sciences de Metz (1988), 171 p.
- [Laden et al., 2000] **Laden K., Guérin J.D., Watremez M. et Bricout J.P.**, « Frictional characteristics of Al-SiC composite brake discs », *Tribology Letters*, vol. 8 (2000), pp. 237-247.
- [Laraqui, 1996] **Laraqui N.**, « Phénomène de constriction thermique dans les contacts glissants », *International Journal of Heat Mass Transfert*, vol. 39, n°17 (1996), pp. 3717-3724.
- [Lee et al., 1993] **Lee K. et Barber J.R.**, « Frictionally excited thermoelastic instability in automotive disk brakes », *Journal of Tribology*, vol. 115 (1993), pp. 607-614.
- [Lepré et al., 1995] **Lepré N. Robbe-Valloire F., Alleaume D. et Bouquet G.**, « Recherche et caractérisation d'une garniture de frein à tambour », *Actes des Journées Européennes de Freinage 1995*, Lille, GRRT ed. (1995), pp. 301-310.
- [Li et al., 2000] **Li G., Thomas B.G. et Stubbins J.F.**, « Modeling creep and fatigue of copper alloys », *Metallurgical and Materials Transactions A*, vol. 31A (2000), pp. 2491-2502.
- [Lim et al., 1987] **Lim S.C. et Ashby M.F.**, « Wear-mechanism maps », *Acta Metallurgica*, vol. 35, n°8 (1987), pp. 1-24.
- [Lim et al., 1989] **Lim S.C., Ashby M.F. et Brunton J.H.**, « The effects of sliding conditions on the dry friction of metals », *Acta Metallurgica*, vol. 37 (1989), pp.767-772.

- [Limpert, 1992] **Limpert R.**, « Thermal analysis of friction brakes », Chapitre 3, Brake design and safety, Society of Automotive Engineers ed., Warrendale (1992), 460 p.
- [Ludema, 1996] **Ludema K.C.**, « Mechanism-based modeling of friction and wear », *Wear*, vol. 200 (1996), pp. 1-7.
- [Majcherczak et al., 2005] **Majcherczak D., Dufrénoy P. et Naït-Abdelaziz M.**, « Third body influence on thermal friction contact problems : application to braking », *Journal of tribology*, vol. 127 (2005), pp. 89-95.
- [Majcherczak, 2003] **Majcherczak D.**, « Etude thermique d'un contact glissant : approche numérique et expérimentale », Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 126 p. (2003).
- [Maratray, 1992] **Maratray F.**, « Molybdène et alliages », *Techniques de l'Ingénieur, Traité Matériaux métalliques* (1992), M 2 374, 10p.
- [Martin et al., 2005] **Martin O. et Avoine J.**, « Pré-sélection des matériaux du disque garni », partie II.2, Rapport fin de contrat PREDIT FAPA (2005), pp. 21-25.
- [Morgan et al., 1972] **Morgan S. et Dennis R.W.**, « A theoretical prediction of disk brake temperatures and a comparison with experimental data », *Society of Automotive Engineers Transactions*, paper 20090 (1972), 8p.
- [Mosleh et al., 2004] **Mosleh M., Blau P.J. et Dumitrescu D.**, « Characteristics and morphology of wear particles from laboratory testing of disk brake materials », *Wear*, vol. 11-12 (2004), pp. 1128-1134.
- [Newcomb et al., 1967] **Newcomb T.P. et Spurr R.T.**, « Braking of road vehicles », Chapman and Hall Limited, (1967).
- [Newcomb, 1959] **Newcomb T.P.**, « Transient temperatures attained in disk brakes », *British Journal of Applied Physics*, vol. 10 (1959), pp. 339-340.
- [NF, 1991] **Norme française**, « Garnitures de frein à disques en matériaux composites », NF, 1<sup>er</sup> tirage (1991), 11p.
- [Nili Ahmadabadi et al., 1999] **Nili Ahmadabadi M., Ghasemi H.M. et Osia M.**, « Effects of successive austempering on the tribological behaviour of ductile cast iron », *Wear*, vol. 231 (1999), pp. 293-300.
- [Noll, 1997] **Noll N.**, « Conception et Naissance d'un contact tribologique : rôle des écrans de surface », Thèse de doctorat, INSA Lyon, (1997), 250 p.
- [Osterle et al., 2001] **Osterle W., Griepentrog M., Gross T. et Urban I.**, « chemical and microstructural changes induced by friction and wear of brakes », *Wear*, vol. 251 (2001), pp. 1469-1476.

- [Osterle et al., 2005] **Osterle W. et Urban I.**, « Third body formation on brake pads and rotors », Tribology International, sous presse.
- [Pajani, 1989] **Pajani D.**, « Mesure par thermographie infrarouge », ADD Editeur, 1<sup>ère</sup> édition (1989), 418 p.
- [Panier et al., 2004] **Panier S., Dufrenoy P. et Weichert D.**, « An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes », Wear, vol. 256 (2004), pp. 764-773.
- [Petit, 1994] **Petit J.M.**, « Efforts retardateurs », Document Alstom Transport, Le Freinage Ferroviaire, Tome I, Partie 5-2, seconde édition (1994), 46 p.
- [Petit, 2002] **Petit J.M.**, « Matériels roulants ferroviaires : besoins en freinage », Actes des Journées Européennes de Freinage 2002, Lille, GRRT ed. (2002), pp. 3-10.
- [Pochon, 1995] **Pochon R.**, « Ralentisseurs hydrodynamiques pour autorails », Actes des Journées Européennes de Freinage 1995, Lille, GRRT ed. (1995), pp. 153-161.
- [Pyryev et al., 2000] **Pyryev Y. et Yevtushenko A.**, « The influence of the brakes friction elements thickness on the contact temperature and wear », Heat and Mass Transfert, vol. 36 (2000), pp. 319-323.
- [Raison, 1991] **Raison J.**, « Les matériaux de freinage », La Revue de Métallurgie, vol. 01 (1991), pp. 1195-1204.
- [Raynaud, 1997] **Raynaud M.**, « Le problème inverse de conduction de la chaleur », Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie énergétique (1997), BE 8 265, pp. 1-17 et Doc - BE 8 265, pp. 1-2.
- [Rhee, 1974] **Rhee S.K.**, « Friction properties of a Phenolic resin filled with iron and graphite - Sensitivity to load, speed and temperature », Wear, vol. 28 (1974), pp. 277-281.
- [Riahi et al., 2003] **Riahi A.R. et Alpas A.T.**, « Wear map for grey cast iron », Wear, vol. 255 (2003), pp. 401-409.
- [Roussette et al., 2001] **Roussette O., Desplanques Y., Degallaix G., Gallo Y. et Avoine J.**, « Comportement tribologique en freinage à haute énergie de garnitures en matériaux organiques », Actes des Journées Internationales Francophones de tribologie 2001, Obernay, SIRPE ed. (2002), pp. 36-48.
- [Roussette et al., 2002] **Roussette O., Desplanques Y., Degallaix G., Gallo Y. et Petit P.**, « Essais tribologiques représentatifs d'une sollicitation thermique de surface très sévère en freinage ferroviaire », Actes des Journées Européennes de Freinage 2002, Lille, GRRT ed. (2002), pp. 339-350.

- [Roussette et al., 2003] **Roussette O., Desplanques Y. et Degallaix G.**, « Représentativité thermique d'essais tribologique à échelle réduite », *Comptes Rendus Mécanique*, vol. 331 (2003), pp. 343-349.
- [Roussette et al., 2005] **Roussette O., Desplanques Y. et Degallaix G.**, « Comportement tribologique en freinage : étude du contact disque/garniture à différents instants du freinage pour le couple C45-composite à matrice organique », *Actes des Journées Internationales Francophones de tribologie 2005*, Tarbes, PPUR ed., sous presse.
- [Roussette et al., 2005b] **Roussette O., Desplanques Y. et Degallaix G.**, « Comportement tribologique et analyse du contact sous sollicitations thermiques sévères en freinage », *Actes du 17<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique*, Troyes, CD des actes (2005), communication 1027.
- [Sanders et al., 2001] **Sanders P.G., Dalka T.M. et Basch R.H.**, « A reduced-scale dynamometer for friction characterisation », *Tribology International*, vol. 34 (2001), pp. 609-615.
- [Satapathy et al., 2002] **Satapathy B.K. et Bijwe J.**, « Analysis of simultaneous influence of operating variables on abrasive wear of phenolic composites », *Wear*, vol. 253 (2002), pp. 787-794.
- [Scibetta et al., 2000] **Scibetta M., Chaouadi R. et Puzzolante J.L.**, « Analysis of tensile and fracture toughness results on irradiated molybdenum alloys, TZM and Mo-5%Re », *Journal of Nuclear Materials*, vol. 283-287 (2000), pp. 455-460.
- [SCM, 1994] **SCM Metal product.**, « Documentation technique sur le Glidcop<sup>®</sup> », (1994).
- [Severin et al., 2001] **Severin D. et Dörsch S.**, « Friction mechanism in industrial brakes », *Wear*, vol. 249 (2001), pp. 771-779.
- [Shi et al., 1996] **Shi H.J., Korn C. et Pluvinage G.**, « High temperature isothermal and thermomechanical fatigue on molybdenum-based alloy », *Materials Science and Engineering A*, vol. 247 (1998), pp. 180-186.
- [Spurr et al., 1956] **Spurr R.T. et Newcomb T.P.**, « The variation of friction with velocity », *Proceedings of Physical Society, série B*, vol 70 (1956), pp. 198-200.
- [STIF, 2002] **Syndicat des Transports d'Ile de France**, « Les transports en Ile de France : mémento de statistiques, juin 2002 », (2002), (disponible sur <http://www.stif-idf.fr/chiffres/transit/f-set.htm>), 94 pages.
- [Stott, 2002] **Stott F.H.**, « High-temperature sliding wear of metals », *Tribology International*, vol. 35 (2002), pp. 489-495.

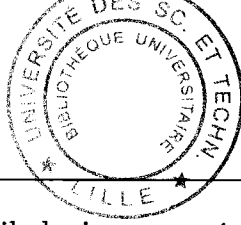
- [UIC, 1993] **Norme UIC**, « Frein. Frein à disques et garnitures de frein à disques. Conditions générales pour les essais au banc. », Norme UIC 541-3, 4ème édition (1993), 58 p.
- [Upadhyaya et al., 1995] **Upadhyaya A. et Upadhyaya G.S.**, « Sintering of copper alumina composites through blending and mechanical alloying powder metallurgy routes », *Materials & Design*, vol. 16 (1995), pp. 41-45.
- [Vanhemelryck, 1994] **Vanhemelryck A.**, « Frein électromagnétique », *Le freinage ferroviaire*, Tome II, partie 5-4, 2ème édition (1994), 6 pages.
- [Wang et al., 1994] **Wang W., et Wen S.**, « In situ observation and study of the unlubricated wear process », *Wear*, vol. 171 (1994), pp. 19-23.
- [Watel et al., 1995] **Watel B., Harmand S. et Desmet B.**, « Refroidissement d'un disque de frein TGV par caloduc », *Actes des Journées Européennes de Freinage 1995*, Lille, GRRT ed. (1995), pp. 191-200.
- [Watremez et al., 1996] **Watremez M., Bricout J.P., Marguet B. et Oudin J.**, « Friction, temperature and wear analysis for ceramic coated brake disks », *Journal of tribology*, vol. 118 (1996), pp. 457-465.
- [Watson, 2002] **Watson J.**, « Save today – pay tomorrow? Life cycle cost will help », *Actes des Journées Européennes de Freinage 2002*, Lille, GRRT ed. (2002), pp. 287-294.
- [Wirth, 1995] **Wirth X.**, « Aluminium brake discs for rail car applications », *Actes des Journées Européennes de Freinage 1995*, Lille, GRRT ed. (1995), pp. 321-330.
- [Wirth, 1998] **Wirth X.**, « High performance brake pad isobar », *Actes des Journées Européennes de Freinage 1998*, Lille, GRRT ed. (1998), pp. 287-294.
- [Yevtushenko et al., 1999] **Yevtushenko A.A., Ivanyk E.D. et Yevtushenko O.O.**, « Exact formulae for determination of the mean temperature and wear during braking », *Heat and Mass Transfert*, vol. 35 (1999), pp. 163-169.
- [Youssef, 1991] **Youssef H.**, « Advanced technology in disc brakes: consideration on friction mechanism », *Journées d'étude SFM*, (1991), 10 p.
- [Zagrodzki et al., 2003] **Zagrodzki P. et Truncone S.A.**, « Generation of hot spots in a wet multidisk clutch during short-term engagement », *Wear*, vol. 254 (2003), pp. 474-491.
- [Zaïdi et al., 1999] **Zaïdi H. et Senouci A.**, « Thermal tribological behaviour of composite carbon metal/steel brake », *Applied Surface Science*, vol. 144-145 (1999), pp. 265-271.



[Zambelli, 1998]

**Zambelli G.**, « Performances tribologiques et essais », Chapitre 11, Matériaux et contacts, Zambelli G. et Vincent L. (Eds), Presses polytechniques et universitaires romandes (1998), Lausanne, 337 p.





Résumé

---

Cette thèse traite de l'étude tribologique menée dans le cadre du développement d'un Frein A Performances Améliorées (FAPA) par le refroidissement actif du patin. Ce concept implique l'inversion des matériaux du disque et du patin afin de diriger le flux dissipé vers le patin. L'étude, qui repose sur des essais à échelle réduite sur un tribomètre de freinage, comporte trois parties.

La première concerne la représentativité des essais à échelle réduite compte tenu de la sévérité de la sollicitation thermique. Des règles de changement d'échelle sont développées et validées expérimentalement.

La seconde concerne la caractérisation tribologique de plusieurs couples de matériaux, tant en configuration classique (disque métallique - patin composite à matrice organique (CMO)) qu'en configuration inverse (disque CMO - patin métallique). Elle a permis d'étudier d'une part l'influence de l'inversion des matériaux et d'autre part l'emploi de matériaux métalliques à haute diffusivité thermique.

La troisième, à caractère plus fondamental, concerne l'influence de la composition du matériau CMO sur le comportement tribologique et la compréhension des mécanismes physiques de frottement activés en freinage. Un 3ème corps, essentiellement composé de plaques planes et de lits de poudre, est mis en évidence. Le circuit tribologique proposé présente un caractère général, valable pour l'ensemble des matériaux étudiés. Le caractère transitoire du freinage est étudié à partir d'essais interrompus et de l'observation in situ en thermographie de la piste de frottement. Les phénomènes physiques de frottement sont corrélés aux phénomènes de localisation thermique.

Mots clefs : Frein à disque, freinage ferroviaire, contact à trois corps, tribologie, frottement, thermographie, mécanique du contact, matériaux composites organiques, 3ème corps.

---

“Tribological study of pairs of materials under severe braking loadings.  
Application to a railway brake with improved performances.”

---

This PhD thesis is concerned with the tribological study, which has been led in the frame of the development of a Brake With Improved Performances (BWIP). Based on an active cooling of the pad, this concept implies the disc and pad materials inversion in order to lead the dissipated flux towards the pad. Reduced scale tests have been performed on a braking tribometer. The study is made up of three parts:

Due to the involved very high thermal loadings, the first part aims at the representativeness of the tests at the reduced scale. Upscaling rules are developed and experimentally validated.

The second is relative to the tribological characterization of various pairs of materials, in classical configuration (metallic disc – organic matrix composite (OMC) pad) as well as in inverse configuration (OMC disc – metallic pad). The experimental analysis allowed us to study, on the one hand, the influence of the material inversion and, on the other hand, the use of metallic materials with high thermal diffusivity.

The third part aims at understanding the fundamentals of this tribological study. It focuses on the influence of OMC composition on the tribological behaviour and the description of physical mechanisms of friction activated during braking. The observed 3rd body is essentially made up of plane plates and powder beds. Moreover, the relevancy of the proposed tribological circuit is successfully confirmed on the studied materials. The transient nature of braking is investigated through interrupted tests and in situ thermography observation of the friction track. At last, the physical phenomena of friction are correlated with thermal localization phenomena.