



HAL
open science

ANALYSE DE L'ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE THERMIQUE ET MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE DE COUPLES DISQUES-GARNITURES DE TYPE TGV

Jonathan Wong

► **To cite this version:**

Jonathan Wong. ANALYSE DE L'ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE THERMIQUE ET MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE DE COUPLES DISQUES-GARNITURES DE TYPE TGV. Mécanique [physics.med-ph]. Ecole Centrale de Lille, 2007. Français. NNT: . tel-00222866

HAL Id: tel-00222866

<https://theses.hal.science/tel-00222866>

Submitted on 29 Jan 2008

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

compN° d'ordre 70

ECOLE CENTRALE DE LILLE

THESE

présentée en vue
d'obtenir le grade de

DOCTEUR

en

Spécialité : MECANIQUE

par

JONATHAN WONG

DOCTORAT DELIVRE PAR L'ECOLE CENTRALE DE LILLE

Titre de la thèse :

**ANALYSE DE L'ENDOMMAGEMENT PAR FATIGUE THERMIQUE ET
MODELISATION DU COMPORTEMENT THERMOMECHANIQUE DE
COUPLES DISQUES-GARNITURES DE TYPE TGV**

Soutenue le 17 décembre 2007 devant le jury d'examen :

Président du Jury	Cetin Morris SONSINO	Professeur, LBF Fraunhofer Institute, Darmstadt, Germany
Rapporteur	Fahrad REZAI-ARIA	Professeur, Ecole des Mines d'Albi-Carmaux
Rapporteur	Stéphane CHAPULIOT	Docteur HDR, DEN-DM2S-SEMT-LISN, CEA Saclay
Membre du jury	Marko TIROVIC	Professeur, Cranfield University, Cranfield, Great Britain
Membre du jury	Jean-Jacques VIET	Chef de mission Matériels, Direction Audits Sécurité, SNCF, Paris
Membre du jury	Danilo CENTAZZO	Docteur-Ingénieur, Riganti Spa, Solbiate Arno, Italy
Directeur de thèse	Gérard DEGALLAIX	Professeur, Ecole Centrale de Lille, Villeneuve d'Ascq
Directeur de thèse	Philippe DUFRENOY	Professeur, USTL – Polytech'Lille, Villeneuve d'Ascq

Thèse préparée dans le LABORATOIRE DE MECANIQUE DE LILLE

Ecole Doctorale SPI 072 (Lille I, Lille III, Artois, ULCO, UVHC, EC Lille)

A mes parents

Table des matières

Introduction	9
Chapitre 1 – Problématique	13
1.1 Retour d’expérience, fissuration en service en 2002	13
1.1.1 Fissuration des disques en service	13
1.1.2 Expertise de disques fissurés retirés du service	14
1.2 Fissuration et fatigue thermique	17
1.2.1 Types de fissures	17
1.2.2 Observations des réseaux de fissures dans les applications industrielles	18
1.2.3 Origine des fissures de faïençage	21
1.2.4 La fatigue thermique	22
1.3 Analyse de la fissuration des disques de frein du TGV (Campagne expérimentale au banc de 2001)	24
1.3.1 Description des essais	25
1.3.2 Résultats des essais au banc	26
1.3.3 Etude du faïençage	29
1.3.4 Fissures macroscopiques	37
1.3.5 Etude de la microstructure	39
1.3.6 Synthèse de la campagne d’essais de 2001	44
1.4 Les sollicitations dans les disques de frein	45
1.4.1 Aspects Tribologiques	45
1.4.2 Aspects thermiques	49
1.5 Modélisation	54
1.5.1 Modèles sans gradient thermique angulaire	54
1.5.2 Modèles avec gradient thermique angulaire	55
1.5.3 Modèle thermique avec 3ème corps	58
1.6 Synthèse et stratégie	58
1.6.1 Synthèse	58
1.6.2 Stratégie globale	60
Chapitre 2 – Campagne expérimentale	61
2.1 Présentation des essais	61
2.1.1 Présentation du banc	61
2.1.2 Thermographie infrarouge : méthode expérimentale	64
2.2 Etude expérimentale du comportement des garnitures	64
2.2.1 Coefficient de frottement moyen	64
2.2.2 Mesures de températures dans les plots de garnitures	65

2.3	Signatures thermiques des garnitures sur le disque	67
2.3.1	Observations	68
2.3.2	L'émissivité, une inconnue	72
2.3.3	Estimation de l'émissivité durant un freinage	73
2.4	Conclusion du chapitre	80
Chapitre 3 – Sollicitation thermomécanique et endommagement		81
3.1	Modélisation	81
3.2	Modélisation du disque	82
3.2.1	Symétries et conditions aux limites	82
3.2.2	Loi de comportement	83
3.2.3	Convection et rayonnement	84
3.3	Modèle avec chargements thermiques modèles typiques	85
3.3.1	Méthode	85
3.3.2	Freinage isolé	85
3.3.3	Cas de séquence de freinages	89
3.4	Modèle avec chargements thermiques issus des thermographies infrarouges	91
3.4.1	Principe	91
3.4.2	Influence de la zone choisie	91
3.4.3	Analyse des contraintes et des déformations	92
3.5	Comparaison avec l'endommagement observé sur les disques	101
3.5.1	Principe	101
3.5.2	Cas de freinages isolés	102
3.5.3	Cas de séquence de freinages	104
3.6	Conclusion du chapitre	109
Chapitre 4 – Développement de garnitures optimisées		111
4.1	Modèle prédictif thermomécanique 3D complet	111
4.1.1	Problématique	111
4.1.2	Caractérisation des matériaux des garnitures	111
4.1.3	Géométrie et mode d'assemblage des garnitures	120
4.1.4	Modèle thermomécanique 3D complet type « cercles chauds »	122
4.2	Modèles simplifiés	130
4.2.1	Influence des propriétés thermiques	130
4.2.2	Influence des caractéristiques mécaniques	132
4.2.3	Synthèse des influences des caractéristiques mécaniques et thermiques des garnitures	135
4.3	Résultats du calcul 3D pour une configuration optimisée	136
4.3.1	Prototype GO1 : Plaque épaisse et module de compression de faible	136
4.3.2	Prototype GO2 : Utilisation d'une sous-couche	138
4.3.3	Prototype GO3 : Garniture avec une sous-couche et un module de compression faible	141
4.4	Conclusion du chapitre	142
Conclusion générale et perspectives		143
Bibliographie		147

Annexes	155
Annexes 1 – Caractéristiques des caméras infrarouge	155
Annexes 2 – Caractéristiques et informations sur la composition des garnitures	157
Annexes 3 – Propriétés du disque (28CrMoV5-8) en température	158
Annexes 4 – Détails des chargements modèles appliqués sur le disque	159

Introduction

Le TGV détient nouvellement le record de vitesse sur rail de 574.8 km/h. Même si la vitesse maximale en exploitation est de 320 km/h, le freinage d'une telle machine est le premier élément de sécurité des passagers de plus en plus nombreux.



Figure 0.1 : TGV duplex

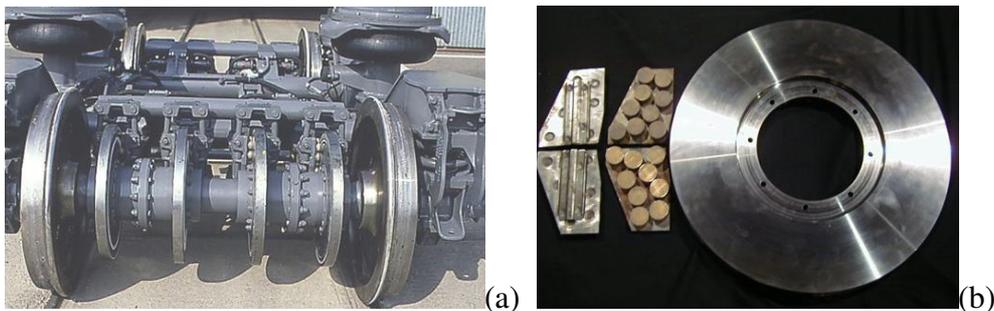


Figure 0.2 : Boggie TGV (a) et ensemble disque-garniture (b)

Depuis quelques années, un nombre croissant de fissures en surface des disques de frein du TGV a été observé. Ces observations ont conduit la SNCF à entreprendre des travaux de recherche, en partenariat avec le LML, pour tenter de comprendre ce phénomène.

Une analyse des conditions d'exploitation des freins du TGV a été menée grâce à un système de type "boîte noire" et a conduit à définir un nouveau programme d'endurance. Les disques des différents fournisseurs ont été testés avec ce programme. La fissuration de certains disques a été constatée après moins d'un an d'exploitation simulée. Cette fissuration s'est révélée fortement dépendante du type de garniture utilisée.

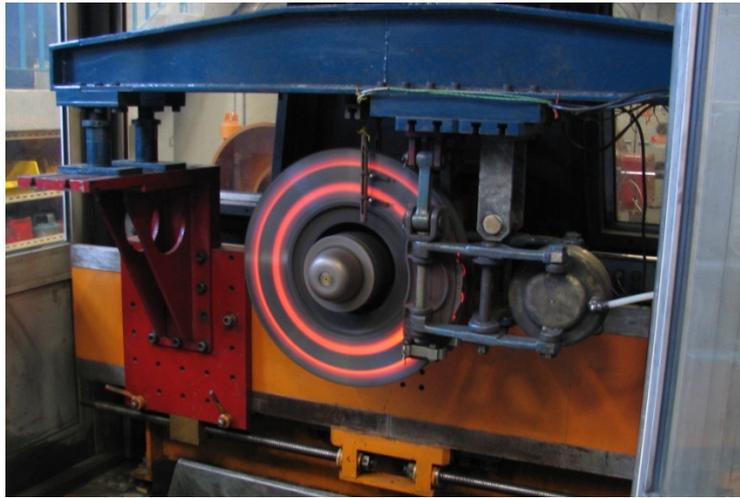


Figure 0.3 : Disque TGV testé sur le banc échelle 1 de l'AEF

Au delà de la problématique industrielle, le problème décrit ici implique des couplages forts entre mécanismes tribologiques, thermiques et thermomécaniques, ce qui rend très difficile sa modélisation. En effet les effets de frottement mécanique, même s'ils peuvent apparaître a priori du second ordre par rapport aux phénomènes thermiques, induisent des sollicitations très localisées, sur des surfaces réduites et variables dans le temps, et donc de très grandes intensités. Des dégradations de surface du disque ainsi que les modifications microstructurales en surface et en profondeur influent logiquement sur les mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures. Un faïençage superficiel apparaît généralement très rapidement et s'accompagne ou non du développement de fissures macroscopiques suivant des mécanismes encore mal connus. Le problème est donc multi-physique et multi-échelle.

L'objectif de ce travail est, dans un premier temps, de déterminer la sollicitation du disque afin de la modéliser. Cette modélisation nous permettra alors de déterminer les contraintes et déformations engendrées et d'évaluer leur criticité vis-à-vis l'endommagement causé par chaque type de garniture. Enfin des voies d'améliorations seront proposées dans le but de limiter l'endommagement du disque.

Ce mémoire est composé de 4 chapitres.

Le **chapitre 1** expose la problématique de l'étude ainsi que les différentes dégradations observées sur les disques issus du service et de la campagne d'essais d'endurance. Une étude bibliographique permet de proposer une démarche à la compréhension des phénomènes rencontrés.

Le **chapitre 2** présente les différents moyens d'essais et de mesures utilisés au cours de ce travail. Une campagne d'essais sur banc à échelle 1 a été effectuée dans le but d'analyser la sollicitation nécessitant un large éventail d'instrumentation dont la thermographie infrarouge. Des essais supplémentaires ont été lancés afin d'identifier la principale inconnue de la thermographie infrarouge : l'émissivité.

Le **chapitre 3** est consacré à l'étude de l'endommagement du disque de frein de TGV. Deux modélisations ont été développées pour comprendre l'origine des dégradations qui apparaissent : un modèle dont le chargement est issu de l'expérience et des observations, et un modèle dont le chargement est directement issu des films thermographiques effectués pendant les essais. L'endommagement calculé sera alors comparé à l'endommagement observé sur les disques.

Le **chapitre 4** est dédié à l'optimisation des garnitures en vue de limiter les gradients thermiques sur le disque. Après une caractérisation des propriétés mécaniques et thermiques des matériaux qui composent les garnitures, un modèle complet 3D du système de freinage est présenté. Il permet de prendre en compte la garniture et de déterminer les gradients thermiques engendrés sur le disque. Des modèles simplifiés sont ensuite développés pour permettre une étude paramétrique de l'influence des propriétés des garnitures. Ces résultats conduisent à des voies d'amélioration de garniture dont les performances seront évaluées par le modèle complet 3D.

Chapitre 1

Problématique

Ce chapitre présente les problèmes de fissuration rencontrés en freinage TGV. Après une analyse de la fissuration observée sur des disques freinés en service en 2002, une étude des phénomènes physiques mise en jeu dans ce type d'endommagement ainsi que la bibliographie associée sont présentés. Enfin, les résultats d'une campagne d'essais d'endurance effectuée en 2001 qui a montré l'apparition de fissures en moins d'une année de service simulée est rappelée et les analyses des fissurations et des endommagements observés sont détaillées.

1.1 Retour d'expérience, fissuration en service en 2002

Il a été constaté, fin des années 90 et début des années 2000, une recrudescence du nombre de disques fissurés sur le TGV. Une analyse systématique a alors été entreprise par la SNCF, ce qui a permis d'identifier plusieurs types de fissures.

1.1.1 Fissuration des disques en service

Les fissures observées en service sont radiales et de plusieurs dizaines de millimètres de longueur. Un critère de remplacement des disques a été formulé, basé sur 2 facteurs : une longueur de fissure en surface maximale et une distance minimale des extrémités aux bords du disque. Un examen systématique des disques déposés pour cause de fissure ayant atteint l'une des limites des critères d'acceptation a été effectué sur la période de janvier à juin 2002. La **Figure 1.1** présente le pourcentage des disques déposés pour fissures par fournisseur de disque. Le constat est que, quelque soit le fournisseur des disques, ceux-ci peuvent fissurer.

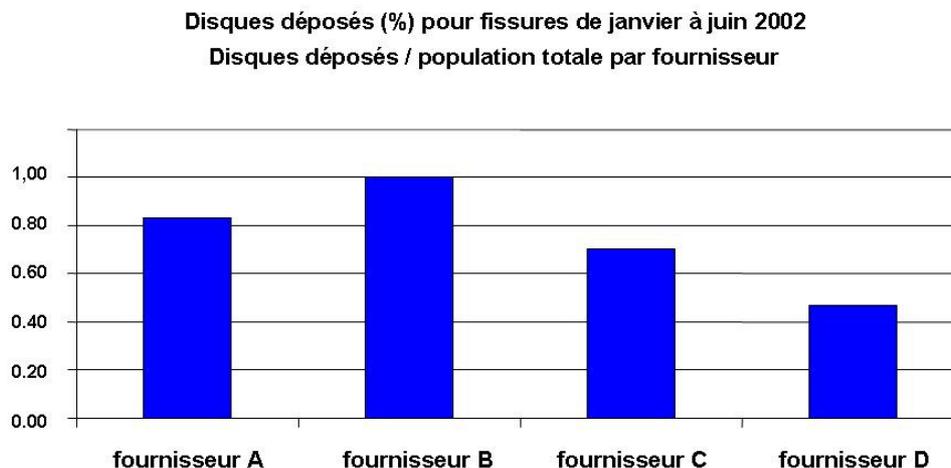


Figure 1.1 : Pourcentage des disques déposés pour fissures par fournisseur de disque (document SNCF)

1.1.2 Expertise de disques fissurés retirés du service

Analyse morphologique des fissures

Un certain nombre de fissures macroscopiques apparues sur des disques TGV retirés du service commercial ont été expertisées. Les différents types de fissures rencontrées sont les suivants :

- fissures radiales rectilignes non débouchantes présentant une zone d'amorçage unique (**Figure 1.2**) ;
- fissures radiales non débouchantes présentant un aspect « tourmenté » résultant de la coalescence de plusieurs fissures pré-existantes (**Figure 1.3**) ;
- fissures radiales rectilignes débouchantes sur le bord extérieur (**Figure 1.4**) ;
- longues fissure radiales présentant un aspect « tourmenté » résultant de l'apparition de deux modes de fissuration distincts : fissuration de fatigue et fissuration brusque (**Figure 1.5**).

Les deux premiers types (type 1, **Figure 1.2** et type 2, **Figure 1.3**) concernent la majorité des fissures apparaissant en service. Le cas de fissure débouchante (**Figure 1.4**) n'a été observée qu'une seule fois à ce jour et semble liée à la propreté inclusionnaire du matériau, tout comme la fissuration brusque ou fragile de la **Figure 1.5**.

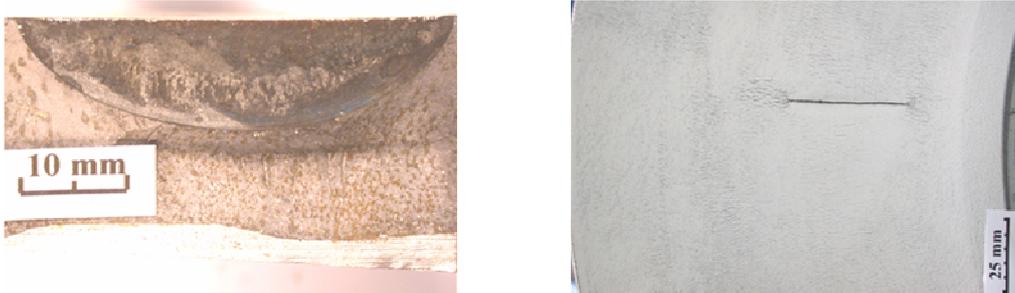


Figure 1.2 : Exemple de fissure rectiligne non débouchante (document SNCF)

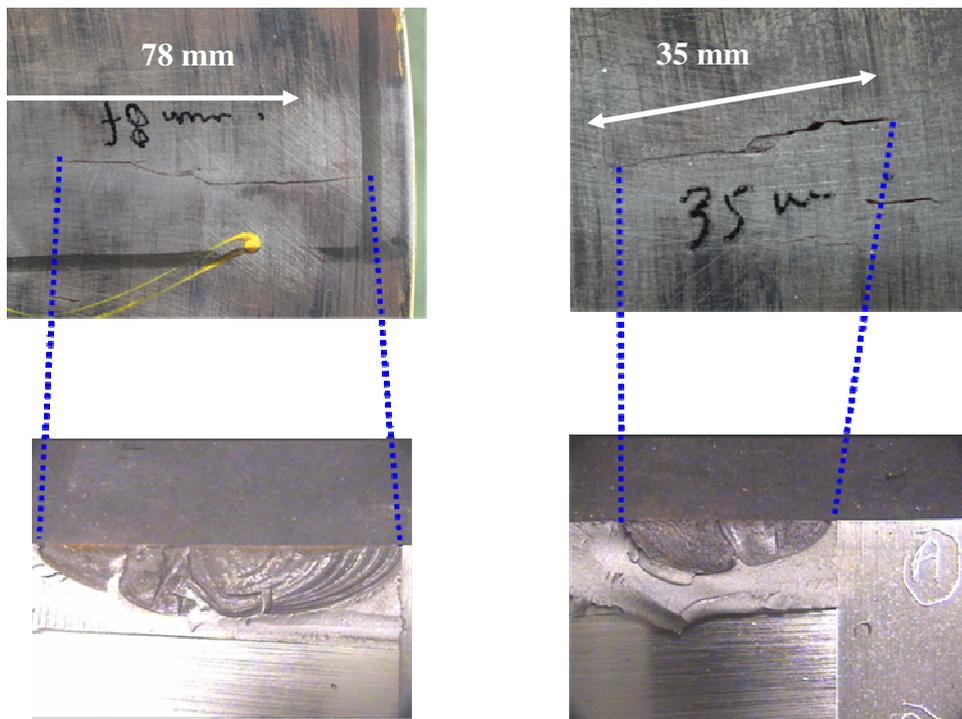


Figure 1.3 : Deux exemples de fissure « tourmentées » non débouchantes (document SNCF)



Figure 1.4 : Exemple de fissure rectiligne débouchante (document SNCF)

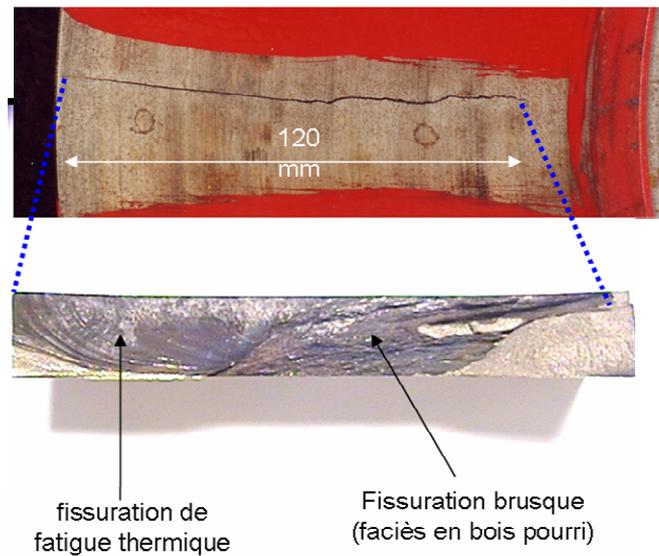


Figure 1.5 : Exemple de fissure « tourmentée » résultant de l'apparition de 2 modes de fissuration distincts (document SNCF)

Parmi toutes les fissures expertisées, aucune n'a atteint la mi-épaisseur du disque. La propagation des fissures en profondeur semble atteindre un maximum à 15 mm. Le rapport profondeur de fissure / longueur de fissure est quasiment identique pour les fissures de type 1 et 2 (**Figure 1.6**).

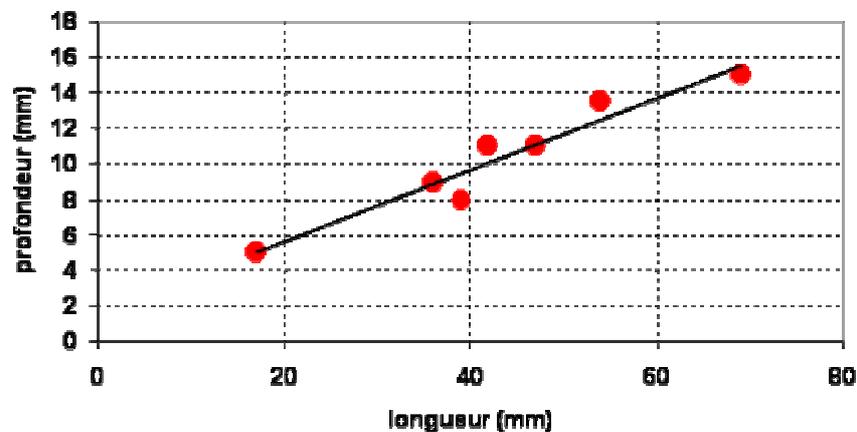


Figure 1.6 : Ratio profondeur / longueur pour les différentes fissures de type 1 et 2 (document SNCF)

Cas d'un disque entièrement rompu

La **Figure 1.7** montre l'unique cas de disque rompu en service à ce jour.

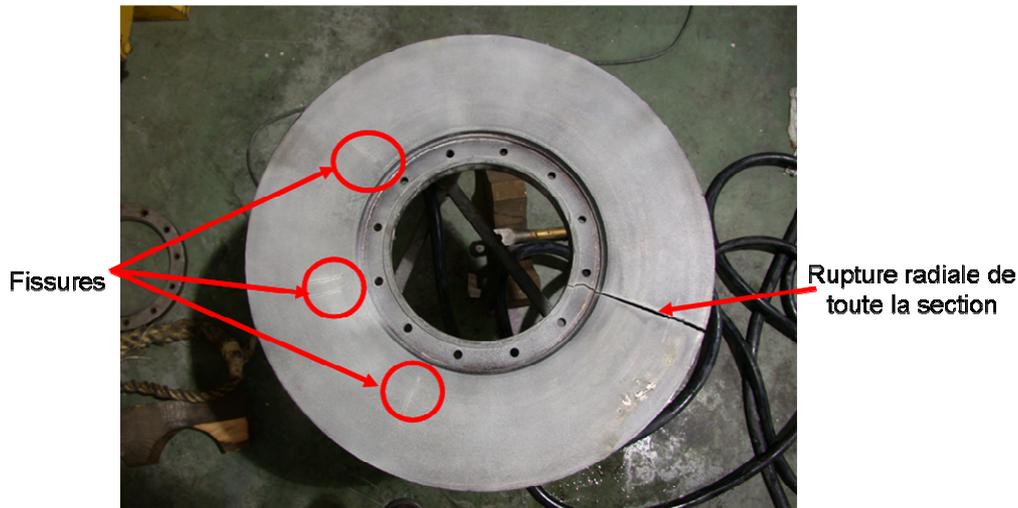


Figure 1.7 : Disque rompu en service (document SNCF)

Le faciès de rupture du disque révèle une fissure amorcée en surface ayant évolué en fatigue thermique sur 10 mm de profondeur et une rupture finale brutale sur toute la section restante (**Figure 1.8**).

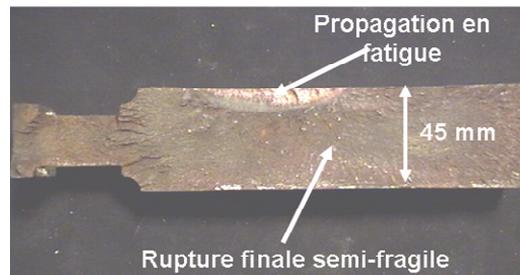


Figure 1.8 : Faciès de rupture du disque rompu (document SNCF)

La zone de fissuration en fatigue présente un ratio profondeur de fissure / longueur de fissure de 0,18, tout à fait similaire aux fissures présentées au paragraphe précédent. La rupture finale brutale a été rendue possible par la réunion de 2 phénomènes :

- un niveau de ténacité du matériau inférieur à celui d'autres disques retirés du service (ténacité moyenne de $77 \text{ MPa} \cdot \sqrt{m}$ pour ce disque pour des valeurs supérieures à $100 \text{ MPa} \cdot \sqrt{m}$ obtenues généralement) ;
- un niveau de sollicitation thermique exceptionnel sur la face d'amorçage, puisque la profondeur de la zone transformée est de 10 mm pour des valeurs maximales de 5 mm mesurées habituellement comme nous le verrons plus loin.

Synthèse

Les disques issus de l'exploitation présente des fissures radiales généralement non débouchantes. Seul un cas de rupture dû à un niveau de ténacité trop faible a été observé.

Le trajet des fissures est plus ou moins rectiligne avec un faciès typique de fatigue (fissure semi elliptique de la zone d'amorçage puis une propagation avec ou sans coalescence).

Regardons plus généralement la problématique de fissuration sur des pièces industrielles soumises à des variation de température à des niveaux élevés.

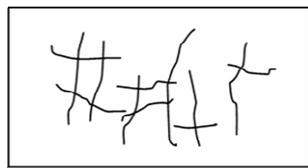
1.2 Fissuration et fatigue thermique

Dans cette partie, nous allons regarder plus généralement la problématique de la fissuration sur des pièces industrielles soumises à des variations de température à des niveaux élevés et donc à de la fatigue thermique. Après une rapide présentation des types de fissure, nous aborderons les phénomènes qui conduisent à leur apparition que ce soit dans la vie courante ou dans un domaine industriel. Enfin nous nous attarderons sur quelques éléments concernant le comportement en fatigue de ces fissures.

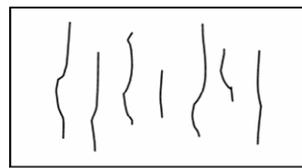
1.2.1 Types de fissures

Sous chargement thermique cyclique, deux niveaux de fissuration peuvent être distingués : le faïençage et les macrofissures.

- Faïençage : Le *réseau de fissures* ou *faïençage multidirectionnel* est un ensemble de fissures au minimum bidirectionnelles dans le plan d'observation, formant des cellules plus ou moins fermées (**Figure 1.9a**). Nous parlerons de *fissuration multiple* ou de *faïençage unidirectionnel* lorsqu'on rencontre un ensemble de fissures globalement parallèles les unes aux autres et ne constituant pas de cellules (**Figure 1.9b**).



a. Réseau de fissures ou faïençage multidirectionnel



b. Fissuration multiple ou faïençage unidirectionnel

Figure 1.9 : Types de faïençage

- Fissures macroscopiques : Nous nommerons *fissure macroscopique* ou *macro-fissure*, toute fissure, isolée ou non, dont la longueur en surface dépasse plusieurs millimètres. Quand une telle fissure est située dans un réseau de faïençage, comme dans la **Figure 1.10**, sa longueur excède nettement la maille du réseau.

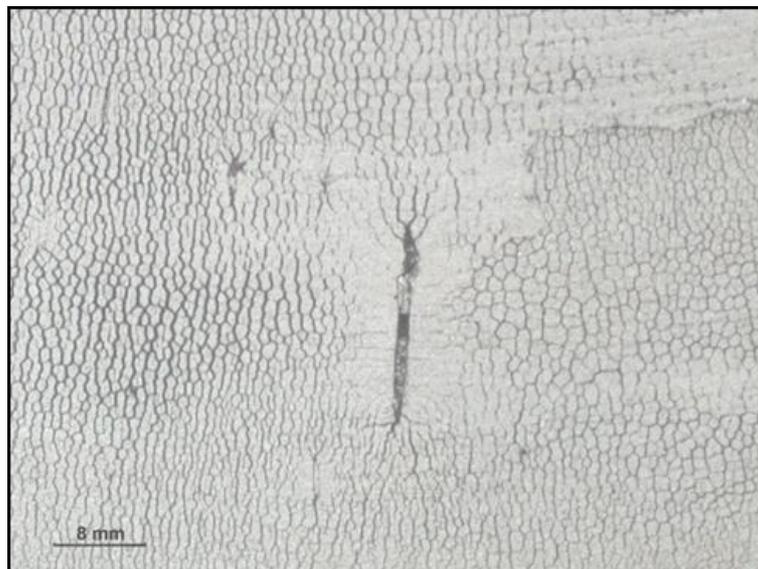


Figure 1.10 : Fissure macroscopique ou macrofissure sur disque de frein [Hamam_2002]

1.2.2 Observations des réseaux de fissures dans les applications industrielles

Dans l'industrie, les phénomènes de fissuration sont associés parfois à des problèmes de corrosion sous contrainte, mais le plus souvent à des problèmes d'origine thermique.

1.2.2.1 La corrosion sous contrainte

La corrosion sous contrainte est l'effet simultané d'un milieu corrosif et d'un chargement mécanique. D'après la littérature ([Mori_2005] et [Peyrat_1999]), elle se manifeste le plus souvent par de la fissuration multiple avec des fissures soit transgranulaires, soit intergranulaires, même dans le cas de matériaux supposés ductiles et inoxydables. Cette fissuration est due à la rupture du film protecteur du matériau et peut conduire à terme à la rupture de la structure. La **Figure 1.11** compare des éprouvettes ayant séjourné longtemps en milieu corrosif sans (en haut) et avec (en bas) chargement mécanique de traction. Les fissures sont ici intergranulaires, parallèles et perpendiculaires à l'axe de traction.



Figure 1.11 : Eprouvettes de type 304 ayant séjourné dans un bain d'acide, l'échantillon supérieur était exempt d'effort, l'échantillon inférieur a été soumis à une charge constante [Bosch_2005].

1.2.2.2 Les problèmes d'origine thermique

Lorsqu'une pièce subit localement des variations cycliques de température, des gradients thermiques apparaissent et induisent des contraintes par dilatations entravées. Ces variations cycliques de température et de contrainte peuvent conduire à un endommagement dit de fatigue thermique [Degallaix_1981_a, Degallaix_1981_b]. Il se manifeste généralement par l'apparition de réseaux de fissures assez courtes en surface et peu profondes, on parle de faïençage thermique, et dans certains cas de fissures macroscopiques. Les exemples industriels sont nombreux : outils de formage et de moulage à chaud (**Figure 1.12**), cylindres de laminoirs, moules de fonderie, disques de frein, conduites de mélanges de fluides à différentes températures, etc.

La relation entre faïençage et fissures macroscopiques est mal connue, elle semble dépendre de l'application considérée. On observe ainsi des cas de fissures macroscopiques obtenues par coalescence de fissures de faïençage ou au contraire des fissures macroscopiques dans des zones apparemment peu faïencées.

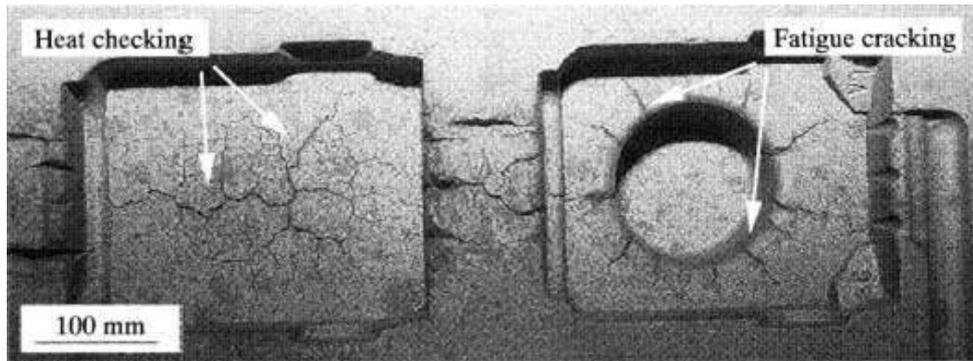


Figure 1.12 : Fatigue thermique d'un outil de moulage par gravité à chaud [Oudin_2001]

La fissuration des outils de travail à chaud

Les moules de fonderie, les cylindres de laminaires et les outils de formage à chaud sont autant de structures où l'on voit apparaître du faïençage uni- ou multidirectionnel. Pendant une opération de formage à chaud, la surface de l'outil en contact avec la pièce à former subit un choc chaud très rapide. Une fois la pièce formée, la surface de l'outil est rapidement refroidie à l'aide d'un liquide de refroidissement ou d'un lubrifiant. De la même façon, les moules de fonderie subissent un choc thermique mais sont refroidis plus lentement. Les matrices, forges et coquilles de centrifugation sont soumises à des sollicitations similaires. Les opérations se succédant un grand nombre de fois, tous ces outils sont donc soumis à de la fatigue thermique, pouvant, à long terme, se conclure par une rupture de la structure.

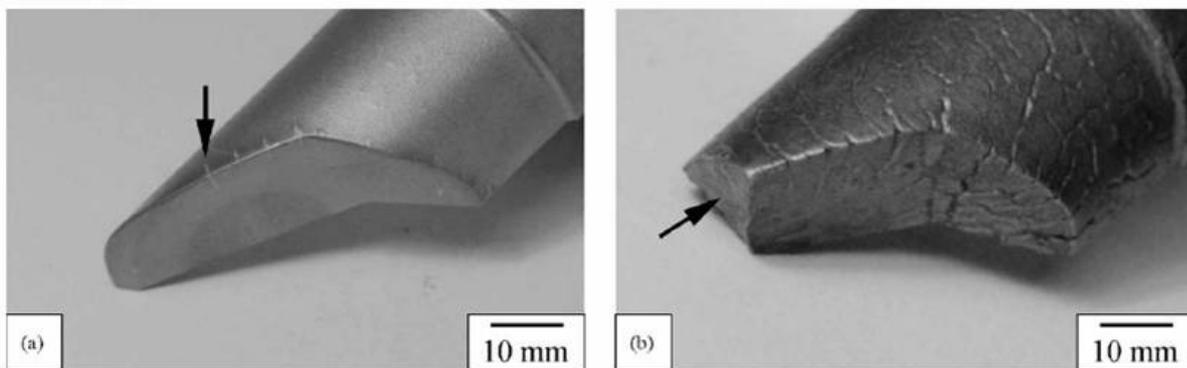


Figure 1.13 : Dommages observés sur des outils de travail à chaud [Persson_2004]

La Figure 1.13a montre un exemple de fissuration d'un noyau rompu après seulement 500 moulages, le noyau présente déjà un faïençage bien visible en surface. La Figure 1.13b montre un autre noyau rompu plus tardivement. Le faïençage est ici très prononcé, les fissures s'enfoncent fortement en profondeur.

Fissuration dans les centrales nucléaires

Plusieurs cas de fissurations multiples ont été observés lors de contrôle de centrales nucléaires. A Civaux, près de Poitiers, le réacteur était à l'arrêt depuis 5 jours quand une fuite d'eau a été détectée sur le circuit de refroidissement [Petitjean_1998]. C'est 30 m³ à l'heure qui s'échappent, sous forme de vapeur d'eau radioactive à 180°C dans l'enceinte du réacteur. C'est précisément un des deux circuits prévus pour le refroidir lorsqu'il est à l'arrêt qui fuit. La localisation de la fuite ne sera pas facile : l'équipe d'EDF mettra plus de huit heures à résoudre le

problème et à isoler le secteur défectueux alors que, normalement, selon les documents qui décrivent la marche à suivre en cas de problème de sûreté de la centrale, ce type d'incident devrait être traité en une petite demi-heure. Cette fissuration a été attribuée à un phénomène de fatigue thermique. En effet, le circuit de refroidissement avait été modifié par rapport aux réacteurs précédents. Une zone de mélange de fluides à différentes températures serait à l'origine de cette fissure. Dans cette canalisation les températures évoluent, en effet, beaucoup dans le temps à cause du régime turbulent qui y sévit. Des études menées entre autres par [Maillot_2003] sur le matériau utilisé dans ces canalisations ont montré que cette sollicitation pouvait entraîner un amorçage et une propagation de fissure par fatigue thermique.

Fissuration dans les disques de frein

Les disques de frein ont pour but de dissiper l'énergie mécanique en chaleur. Pour les trains ou les voitures, c'est l'énergie cinétique du véhicule qui est dissipée par le frottement des patins sur les disques. L'ensemble patin - disque s'échauffe sous cette action et refroidit à l'air ambiant. Ces freinages étant répétés, les disques de frein sont soumis à de la fatigue thermomécanique.

Dans l'automobile, de nombreuses études ont montré que les freinages pouvaient engendrer des températures pouvant dépasser 700°C en quelques secondes. L'endommagement peut se traduire par une rupture des disques de frein. Comme le montre la **Figure 1.14**, les fissures, généralement radiales au niveau de la piste de frottement, peuvent s'étendre de façon circonférentielle en pied de bol. Elles sont bien sûr inacceptables [Thomas_2002] car elles ne sont pas forcément perceptibles par les usagers et qu'elles mettent en cause la sécurité des passagers du véhicule.

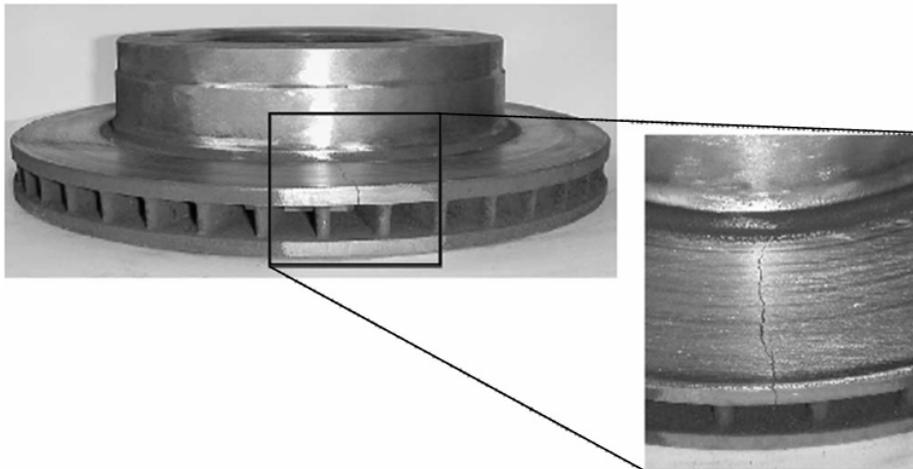


Figure 1.14 : Photographie d'un disque de frein d'un pick-up Ford [Mackin_2002]. On observe une fissure radiale de la bordure extérieure du disque jusqu'au bol.

Comme on l'a dit en introduction, en freinage ferroviaire, des fissures macroscopiques sont également parfois observées dans les disques de frein.

Les photographies de la **Figure 1.15** montrent, à titre d'exemple, que la surface de frottement des disques présente des réseaux de faïençage très marqués, parfois plus accentués dans la direction radiale, et des fissures macroscopiques pouvant atteindre plusieurs centimètres de longueur dans la direction radiale. Le retour d'expérience mené sur les disques du TGV sera analysé de manière approfondie dans le chapitre 2.

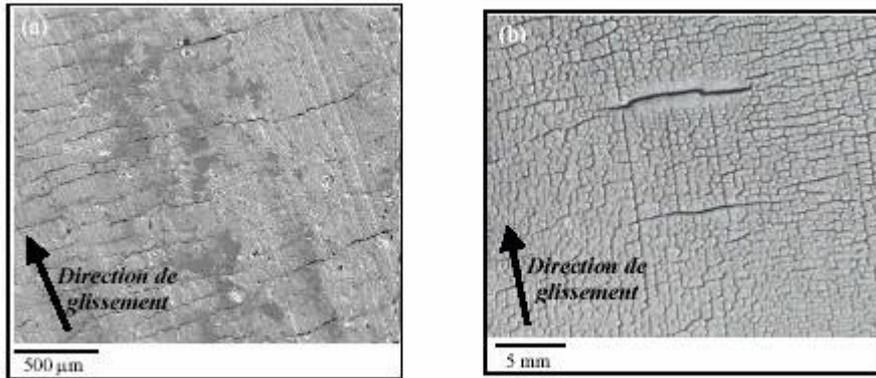


Figure 1.15 : Réseaux de faïençage en surface de disques issus de l'exploitation en service [Dufrénoy_2004]

Synthèse

La fissuration est le plus souvent associée à la fatigue sous sollicitation thermique et les conditions d'oxydation et de frottement peuvent amplifier ce phénomène. Différents niveaux de fissuration ont été observés ; intéressons-nous donc maintenant à l'interaction entre les fissures d'un réseau.

1.2.3 Origine des fissures de faïençage

Les réseaux de microfissures ne sont généralement pas aléatoires. En général, l'orientation des microfissures est définie par les directions des contraintes principales [Pommier_2002]. Cette correspondance a été montrée dans l'étude des outils de formage à chaud [Miquel_2002]. Des essais sont opérés sur des éprouvettes tubulaires, refroidies par eau à l'intérieur, et alternativement chauffées et refroidies à l'extérieur, respectivement par induction et par air comprimé (**Figure 1.16** à gauche). La **Figure 1.16**, à droite, montre que, l'état de contrainte varie le long de l'axe de l'éprouvette. Il est équibiaxial (orthoradial et longitudinal) au centre, conduisant à un réseau équibiaxé de fissures, et quasiment uniaxial (orthoradial) aux extrémités, conduisant à une fissuration uniquement longitudinale dans ces zones.

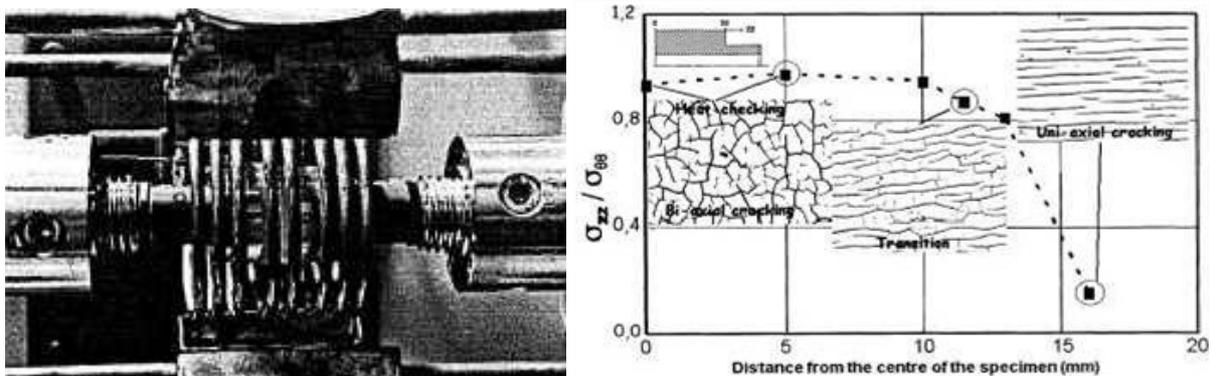


Figure 1.16 : Evolution du faïençage en fonction de l'état de contrainte (éprouvette tubulaire en fatigue thermique) [Miquel_2002]

Le faïençage est donc étroitement lié à la sollicitation. Une sollicitation équibiaxée engendrera généralement un réseau de fissures multidirectionnel alors qu'une sollicitation uniaxiale favorisera une fissuration multiple uniaxiale. Ce résultat est particulièrement précieux dans notre problématique de la fissuration des disques de frein où apparaît différentes géométries de faïençage.

1.2.4 La fatigue thermique

1.2.4.1 Généralités

La classification de [Spera_1976], généralement reprise par tous les auteurs, divise la fatigue thermique en deux sous-catégories selon le type d'entrave à la dilatation libre. Le schéma de cette classification est présenté dans la **Figure 1.17**.

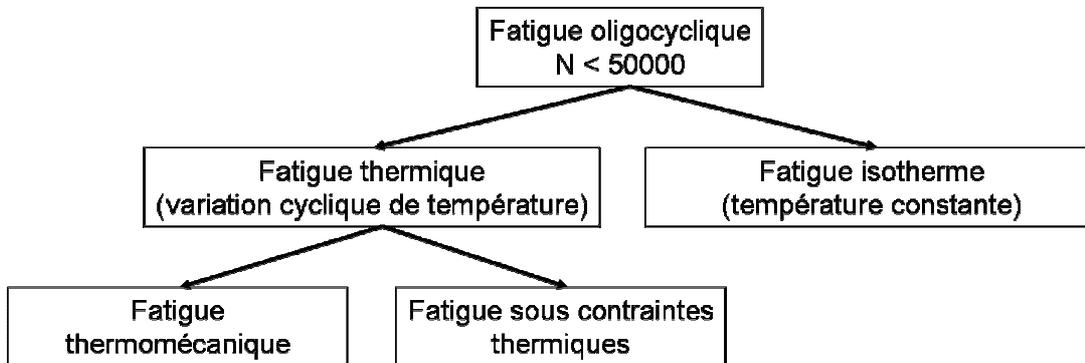


Figure 1.17 : Classification des différents types de fatigue oligocyclique selon Spera [Spera_1976]

La *fatigue thermomécanique* est ainsi la fatigue thermique dans laquelle les entraves à la dilatation libre sont externes. Elle est recréée en laboratoire par une technique où, durant le cyclage thermique, des forces extérieures sont appliquées pour reproduire les contraintes qui apparaissent dans la structure réelle.

La *fatigue sous contraintes thermiques* correspond à la fatigue thermique dans laquelle les entraves à la dilatation libre sont internes. Dans la plupart des cas, c'est ce qui se produit réellement.

1.2.4.2 La fatigue thermomécanique

L'essai de fatigue thermomécanique est un essai sur une éprouvette de forme simple. L'idée est de faire subir à l'éprouvette un cycle de chauffage / refroidissement et, simultanément, un cycle de déformation mécanique. On peut alors distinguer deux types principaux de couplage entre le cycle mécanique et le cycle thermique : les essais *en phase* et les essais *en opposition de phase*. Un essai est dit *en phase* lorsque la température maximale est atteinte en même temps que la déformation maximale, et *en opposition de phase* quand la déformation maximale est atteinte en même temps que la température minimale. Cette définition est schématisée à la **Figure 1.18**.

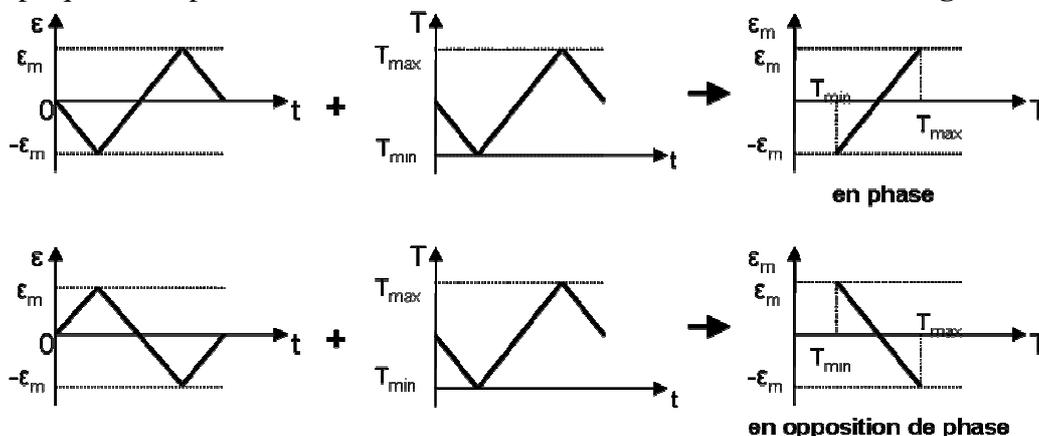


Figure 1.18 : Définition de cycles types de fatigue thermomécanique

La déformation totale ε_t est la somme de la déformation thermique ε_{th} et de la déformation mécanique ε_m . On a alors :

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{th} + \varepsilon_m \quad (1.1)$$

avec :

$$\varepsilon_m = \varepsilon_e + \varepsilon_p, \quad (1.2)$$

où ε_e est la déformation élastique et ε_p la déformation plastique.

L'avantage des essais de fatigue thermomécanique est que toutes les grandeurs sont connues. Il permet ainsi de définir et de tester des modèles d'endommagement et de comportement. Par contre, il est assez éloigné des conditions réelles de fonctionnement des structures.

1.2.4.3 La fatigue sous contraintes thermiques

La fatigue sous contraintes thermiques correspond à la fatigue thermique dans laquelle les entraves à la dilatation libre sont internes. Par exemple, lors de la phase de chauffage, la couche externe d'une pièce est chauffée rapidement par un flux de chaleur et soumise à des contraintes de compression par effet de bridage des dilatations par le métal froid sous-jacent. Les gradients thermiques induits par le chauffage peuvent être suffisamment sévères pour qu'une plastification en compression se produise.

Le refroidissement ramène ensuite le système à une déformation thermique nulle. La couche externe plastifiée induit alors des contraintes résiduelles de traction, pouvant, là aussi, entraîner un écoulement plastique, atténuant généralement la déformation plastique de compression [Degallaix_1981^b]. Le champ de contrainte, généralement biaxial, conduit ainsi à une fissuration en réseau maillé caractéristique.

La répétition successive du cycle thermique entraîne une variation de déformation cyclique du matériau [Rousseau_1975, Dias_1988]. La boucle de sollicitation qui lui est associée est décrite schématiquement sur la **Figure 1.19** dans le cas uniaxial suivant les hypothèses d'état plan de contrainte, de comportement élastique parfaitement plastique, sans écrouissage, ni effet Bauschinger [Malm_1979]. Le cycle stabilisé est celui défini par le trajet DEBC à savoir, compression puis traction avec variation d'amplitude de déformation plastique en compression, durant le chauffage suivi du refroidissement.

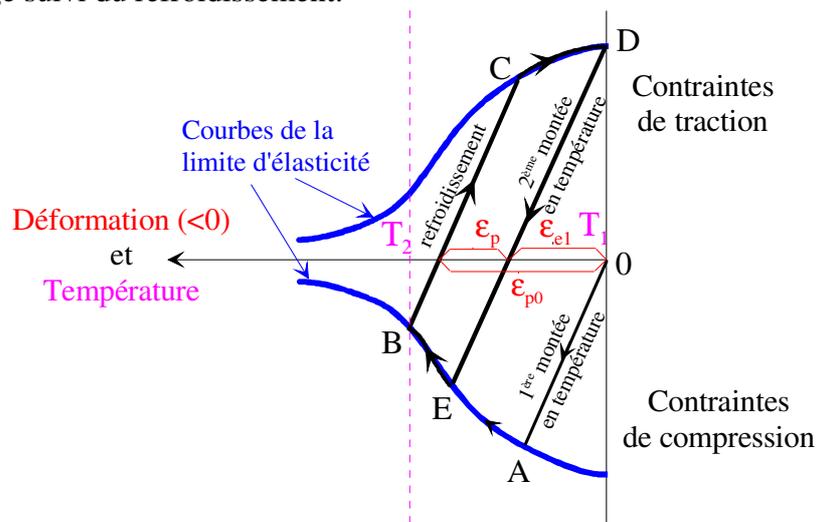


Figure 1.19 : Réponse en contrainte-déformation de la surface d'une pièce sous cyclage thermique rapide [Malm_1979]

Les essais sous contraintes thermiques sont donc plus représentatifs des sollicitations réelles. On peut alors étudier la fatigue thermique d'une structure réelle à partir d'une éprouvette de forme plus simple, comme par exemple l'essai SPLASH utilisé par [Maillot_2003] (**Figure 1.20**). La modélisation par éléments finis permet de déterminer les sollicitations subies par les éprouvettes. Mais bien d'autres essais de type « structure » sont présentés dans la littérature.

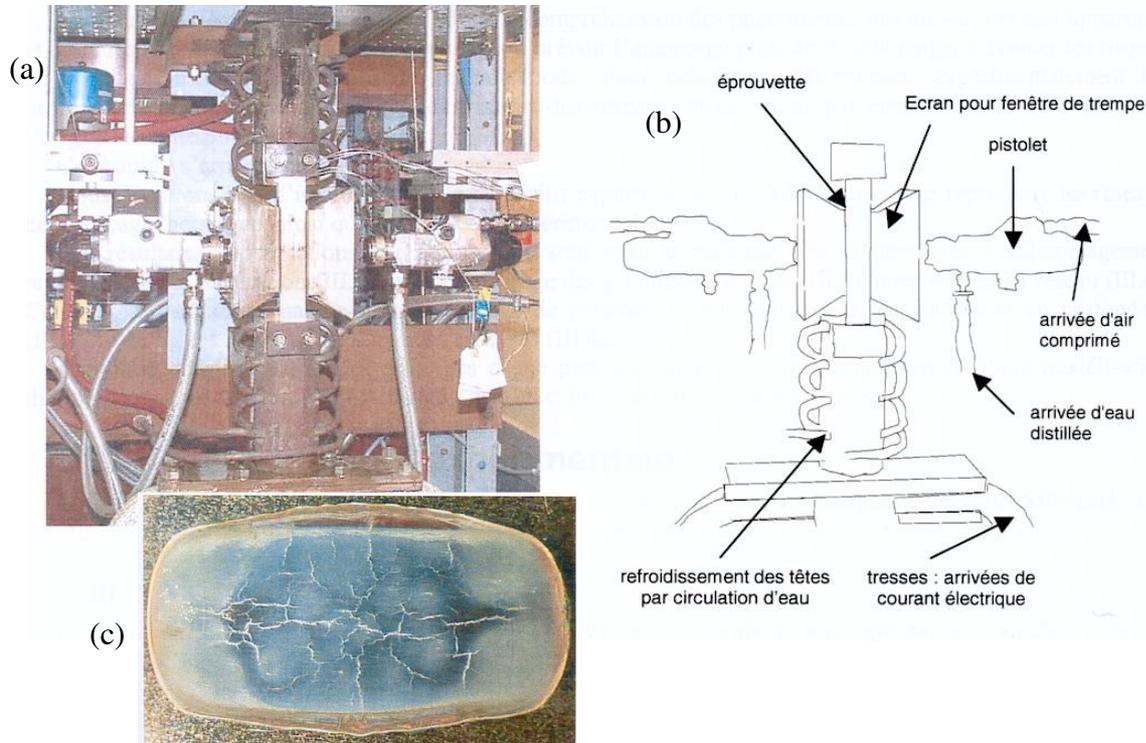


Figure 1.20 : Photographie (a) et schéma de principe (b) de l'essai SPLASH. (c) Faïençage obtenu sur un acier 304L après 20000 cycles [Maillot_2003]

Synthèse

Une sollicitation thermique cyclique en température d'une pièce entravée en partie ou en totalité est susceptible d'entraîner sa fissuration par fatigue thermique. Elle peut être amplifiée par les phénomènes qui modifient la microstructure en surface : oxydation, changement de phase etc...

Il existe différents niveaux de fissuration : le faïençage composé de fissures courtes qui présentent différentes géométries dépendantes de l'orientation de la sollicitation mécanique induite par le champ de température, et la fissure macroscopique dès lors qu'une fissure est nettement plus longue que celle du réseau de faïençage.

Regardons de plus près la fissuration des disques de TGV.

1.3 Analyse de la fissuration des disques de frein du TGV (Campagne expérimentale au banc de 2001)

Le nombre croissant de fissures en surface des disques de frein du TGV a conduit la SNCF à modifier la procédure d'homologation des couples disque-garniture en endurance. Une analyse des conditions d'exploitation a conduit à définir un nouveau programme d'endurance. Les disques des différents fournisseurs ont été testés avec ce programme.

1.3.1 Description des essais

1.3.1.1 Programme d'endurance

Dans le but de définir un programme d'endurance réaliste, une première étape, menée par la SNCF, a été d'effectuer un relevé de tous les freinages effectués par un TGV en service commercial. Celui-ci a été obtenu grâce à une "boîte noire" installée sur une rame. Ce relevé a montré que l'utilisation des TGV a fortement évolué depuis leur mise en service et a permis une classification en classes de freinage [Bodovillé_2001] présentée à la **Figure 1.21**.

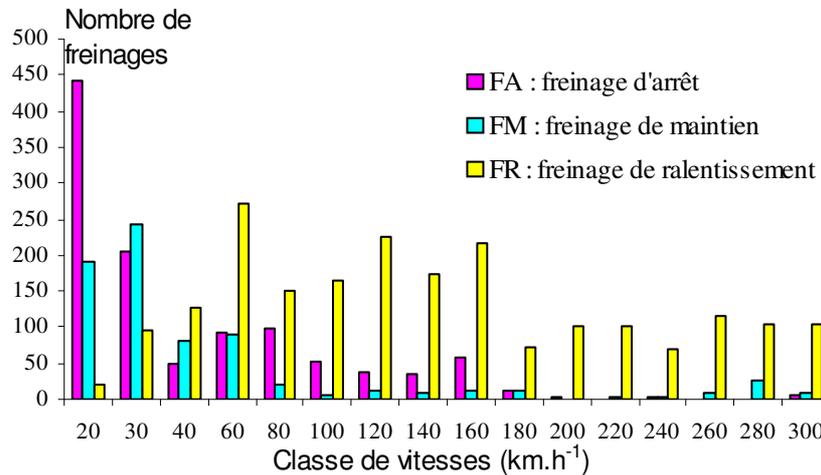


Figure 1.21 : Classement des freinages relevés sur TGV en exploitation (document SNCF)

La majorité des freinages correspond à des freinages dits de ralentissement, qui interviennent principalement lorsqu'un train en rattrape un autre, ce qui est de plus en plus fréquent étant donné la charge croissante d'exploitation des lignes commerciales. Ceci peut expliquer en partie l'augmentation très sensible du nombre de disques fissurés depuis quelques années.

Ce classement, ainsi que l'expérience des essais aux bancs, a permis à la SNCF de construire un programme d'endurance simulant un an d'exploitation en ligne. Ce programme est constitué de freinages d'arrêt, de freinages de maintien et de freinages de ralentissement tirés aléatoirement et auxquels on ajoute un module comprenant une succession de freinages de ralentissement (**Tableau 1.1**). Cette succession de freinages de ralentissement répétés qui est apparu au fil de l'augmentation du trafic est répétée 48 fois (4 fois par mois pendant 12 mois) lors d'une simulation d'un an de service.

Tableau 1.1 : Module de freinages de ralentissement répétés (document SNCF)

Nombre et type de freinage	Palier, entre freinage à 200 km/h jusqu'à T_0 , ou durant	Vitesse initiale (km/h)	Vitesse finale (km/h)	Force d'application (daN)
1FR	$T_0 = 120^\circ\text{C}$	300	220	2000
4FR	60 secondes			
1FR	$T_0 = 120^\circ\text{C}$	300	220	1000
4FR	60 secondes			
1FR	$T_0 = 120^\circ\text{C}$	300	250	2000
4FR	60 secondes			
1FR	$T_0 = 120^\circ\text{C}$	300	250	1000
4FR	60 secondes			
1FR	$T_0 = 120^\circ\text{C}$	160	80	1100
4FR	60 secondes			

Cinq couples disque-garniture ont été testés au banc selon ce programme. Si les disques sont identiques, en acier 28CrMoV5-08, quatre jeux de garnitures provenant de quatre fournisseurs différents ont été utilisés. Repérées G1 à G4, ces garnitures sont toutes de type composite fritté à matrice métallique, le plus souvent Fe-CuSn, renforcée par des particules de céramiques et diverses charges. Deux demi-garnitures équipent chaque face du disque, chaque demi-garniture comportant neuf plots fixés sur une plaque support (**Figure 1.22**). Le diamètre et la distribution des plots diffèrent peu d'une garniture à l'autre. Le mode de fixation des plots sur la plaque support dépend du fournisseur et peut conduire à une rigidité plus ou moins grande.



Figure 1.22 : Les quatre garnitures testées contre des disques TGV (document SNCF)

Au bout de quelques mois de service simulé, les disques freinés par les garnitures G2 et G4 ont présentés des fissures macroscopiques tandis que ceux freinés par les garnitures G1 et G3 ne présentaient aucune fissuration macroscopique après un an de service simulé. La SNCF a alors décidé de solliciter à nouveau ces deux derniers disques respectivement par les garnitures G2 et G4, dites fissurantes. Après 5 mois de service simulé supplémentaires, le disque sollicité dans un deuxième temps par les garnitures de type G2 était fissuré. Un cinquième disque a été freiné uniquement par la garniture G1 et n'a pas présenté de fissure macroscopique au bout d'un an de service simulé.

Description du banc d'essais

Le banc d'essais de l'AEF l'AEF (Agence d'Essai Ferroviaire de la SNCF, installée à Vitry sur Seine) utilisé est un banc à simulation d'inertie, la puissance à freiner est fournie par le moteur d'entraînement et non par des volants d'inertie. Les disques à freiner sont fixés sur une ligne d'arbre entraînée par un moteur synchrone. L'arbre peut comporter quatre disques d'essai, en plus du disque de frein de secours. Ces disques sont équipés de systèmes de freinage TGV.

1.3.2 Résultats des essais au banc

Relevé des fissures macroscopiques

A la fin du programme d'endurance, les quatre disques ont présenté des réseaux de faïençage en surface, ceux-ci seront décrits plus loin. En revanche, seuls deux d'entre eux, les disques équipés des garnitures G2 et G4, ont présenté également des fissures macroscopiques susceptibles d'entraîner leur mise au rebut. La **Figure 1.23** montre, pour chacun de ces disques, sur la gauche un schéma précisant la localisation des fissures, au centre et à droite, la morphologie des plus grandes fissures, avant et après magnétoscopie.

Ces fissures sont radiales, comme toutes celles observées sur les disques issus du service. La magnétoscopie permet de révéler plus nettement les défauts de surface grâce aux propriétés ferromagnétiques du disque. On remarque qu'on peut distinguer facilement deux types de fissures macroscopiques sur les disques selon leur trajet de propagation : rectiligne ou chahuté. Sur la **Figure 1.23b** par exemple, on observe très clairement une fissure dont le trajet de propagation est chahuté, résultat du phénomène de coalescence des fissures.

Un suivi visuel des fissures en longueur en surface de disque a été effectué à différentes étapes du programme d'endurance. La longueur de chaque fissure a été mesurée à la fin de chaque mois de service simulé.

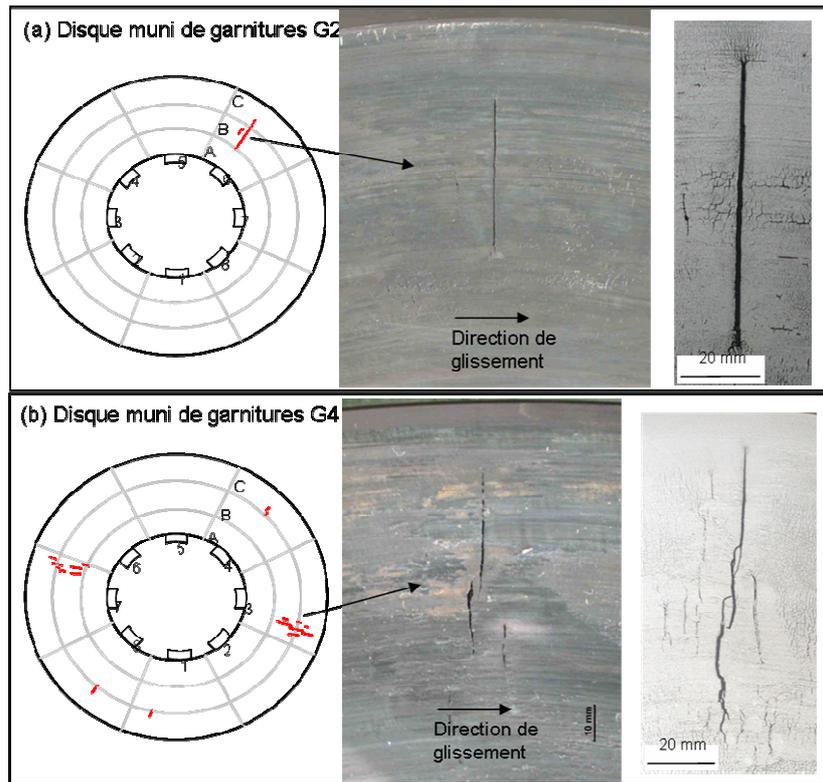


Figure 1.23 : Fissuration macroscopique des disques munis de garnitures G2 et G4 [Hamam_2002]

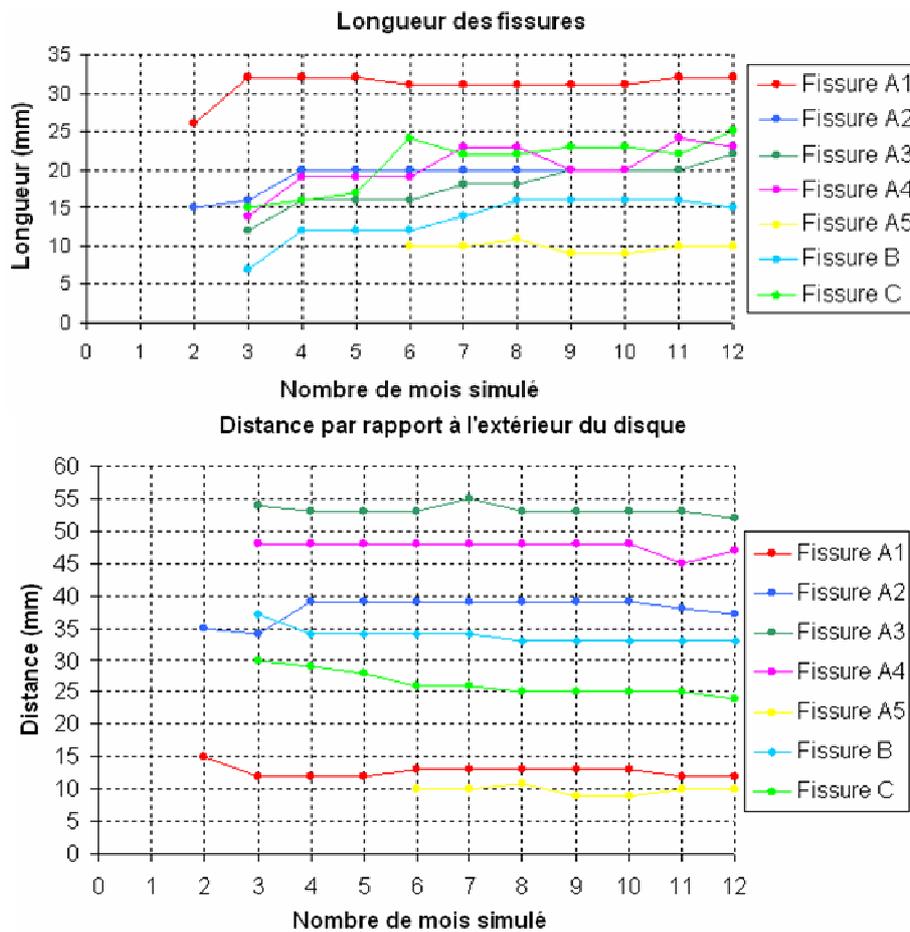


Figure 1.24 : Evolution de la longueur de fissures macroscopiques présentes sur le disque équipé de garnitures G4 (document SNCF)

La **Figure 1.24** montre que ces fissures avaient été détectées rapidement après simulation de deux mois de service seulement, que ce soit pour les disques équipés de la garniture G4 (**Figure 1.24**) ou pour ceux équipés de la garniture G2. De manière similaire, ces deux couples (G2 et G4) ont également présenté des fissures en service commercial, après un temps d'exploitation sensiblement équivalent. Ceci a permis à la fois de valider la procédure d'essai d'endurance au banc et de confirmer la mise en cause de ces deux types de garniture. On peut néanmoins se poser légitimement la question de savoir si des fissures seraient apparues ou non sur les disques équipés de garnitures G1 et G3 pour une durée d'essai plus longue à l'équivalent d'un an de service.

Relevé d'usure

Les profils d'usure sont mesurés à l'aide d'une jauge de profondeur [Hamam_2002]. Les profondeurs d'usure moyenne en fonction du rayon du disque sont présentées sur la **Figure 1.25**. Elles indiquent une usure maximale de 0,22 mm pour la garniture G2, 0,52 pour G1, 0,62 pour G3 et 1,88 pour G4. Il faut noter que les valeurs minimale et maximale correspondent paradoxalement aux deux disques fissurés, respectivement G2 et G4.

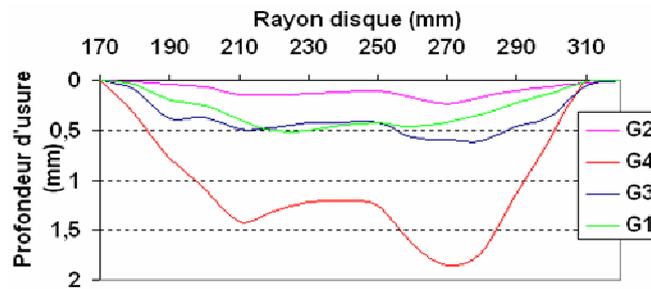


Figure 1.25 : Usure des quatre disques testés au banc [Hamam_2002]

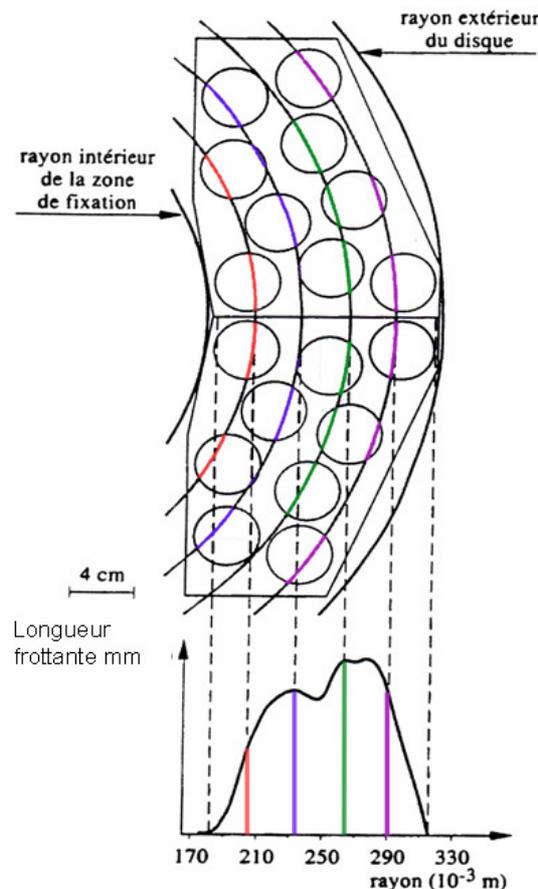


Figure 1.26 : Distribution radiale de frottement de la garniture G4 [Hamam_2002]

Puisque l'usure est fonction de la température atteinte, la forme de ces courbes semble pouvoir être associée à une distribution non uniforme du flux de chaleur dissipé. Une analyse de la surface frottante équivalente a donc été effectuée à l'échelle 1 pour les quatre garnitures (**Figure 1.26**). Ces courbes sont obtenues en calculant, pour chaque rayon du disque, la ligne frottante, suivant le périmètre correspondant, qui est la somme des lignes de contact plots-disque. La disposition des plots n'étant pas la même pour les quatre garnitures testées, on obtient quatre courbes différentes. On remarque cependant la même forme de courbe avec deux bosses pour les 4 garnitures.

Cette courbe n'est pas représentative du flux de chaleur dissipé car il faut encore rapporter les lignes frottantes calculées aux périmètres correspondants. L'allure générale, et plus particulièrement les deux bosses, est similaire au profil d'usure.

Côté garniture, il est à noter que pour 1 an de service simulé, il a été utilisé 6 jeux de garniture pour G1, 2 jeux pour G2 et G3 et 12 jeux pour G4, ce qui n'est évidemment pas sans conséquence en terme de coût de maintenance.

1.3.3 Etude du faïençage

1.3.3.1 Mécanismes de propagation des fissures de faïençage

Il a été mis en évidence expérimentalement et théoriquement à l'aide de la mécanique linéaire de la rupture, que les fissures d'un réseau interagissent fortement [Kachanov_1993]. D'autres travaux ont, antérieurement, mis en évidence deux mécanismes fondamentaux : l'*effet d'écran* entre fissures parallèles et la *coalescence* de fissures colinéaires.

Effet d'écran entre fissures parallèles

Considérons le cas de deux fissures parallèles (**Figure 1.27**), notées A et B, distantes de d . Leurs longueurs sont a et b respectivement. Elles sont situées dans une plaque semi infinie qui est soumise à une contrainte de traction uniforme σ .

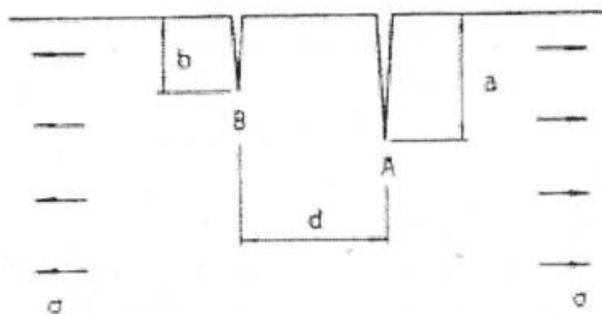


Figure 1.27 : Représentation schématique de deux fissures parallèles de longueurs différentes dans une plaque semi infinie soumise à une contrainte de traction uniforme [Isida_1979] cité par [Murakami_1987]

[Isida_1979], cité par [Murakami_1987], a mis en évidence une réduction du facteur d'influence dans le cas de deux fissures parallèles, par rapport à une fissure unique. Ce phénomène est appelé *effet d'écran*, chaque fissure faisant écran à sa voisine. Cet effet d'écran n'est sensible que pour des fissures proches les unes des autres. De plus, dans un certain domaine restreint, la fissure la plus grande empêche toute propagation de la plus petite. Dans le cas plus complexe de plusieurs fissures parallèles de même longueur et équidistantes, la fissure centrale, qui a le plus grand nombre de voisines, subira le plus d'effet d'écran, alors que les fissures extrémales, qui n'ont qu'une voisine, subiront le moins d'effet d'écran. Le comportement des autres fissures sera intermédiaire.

Coalescence de fissures colinéaires

Dans le cas de deux fissures colinéaires, dans une plaque infinie (**Figure 1.28**) soumise à une contrainte de traction uniforme σ , les fissures auront tendance à se propager l'une vers l'autre et donc à coalescer. Ce phénomène tend donc à accélérer la propagation : les fissures s'attirent pour ne former plus qu'une après coalescence.

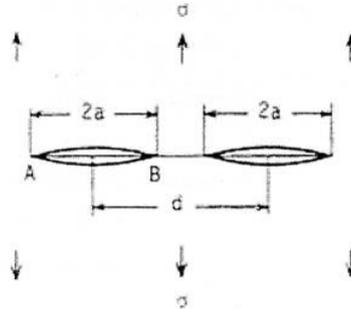


Figure 1.28 : Représentation schématique de deux fissures colinéaires de même longueur dans une plaque infinie, soumise à une traction uniforme [Isida_1979] cité par [Murakami_1987]

Interaction entre effet d'écran et coalescence

Dans un réseau plus complexe de fissures parallèles (**Figure 1.29**), les deux effets, coalescence et effet d'écran, sont en compétition.

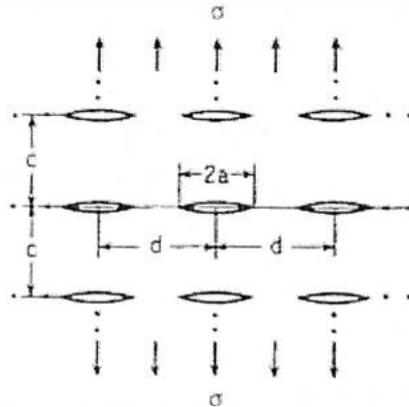


Figure 1.29 : Représentation schématique d'un réseau de fissures de même longueur dans une plaque infinie, soumise à une traction uniforme [Isida_1981] cité par [Murakami_1987]

Lorsque $c > d$, quand $2a/d$ augmente, la tendance à la coalescence augmente. Pour $2a/d$ constant, les effets d'écran augmentent quand c diminue, c'est-à-dire quand les rangées de fissures parallèles sont plus proches.

Lorsque $c < d$, l'effet d'écran l'emporte, dans un premier temps, sur l'effet d'accélération pendant la croissance de la fissure. A c et d fixés, l'effet d'écran entre deux fissures grandissantes est de plus en plus fort et les fissures sont encore trop éloignées pour que la tendance à la coalescence domine. Puis, dans un deuxième temps, les deux effets s'équilibrent. Enfin l'effet d'accélération finit par dominer l'effet d'écran.

On a vu schématiquement que l'interaction de deux fissures colinéaires a un effet amplificateur, mais qui porte sur une distance assez courte (*effet d'accélération*), alors qu'au contraire, l'interaction de deux fissures parallèles a un effet atténuateur, mais dont la portée est plus longue, c'est l'*effet d'écran*. Ainsi, lorsque deux fissures parallèles sont suffisamment proches, elles font écran l'une sur l'autre. Dans le cas où l'une est plus longue que l'autre, la fissure la plus grande empêche la propagation de la plus petite, tout au moins dans un certain domaine dépendant de la longueur des fissures et de leur écartement [Murakami_1987].

Par ailleurs, pour les réseaux de fissures dans lesquels les orientations et les répartitions des fissures sont aléatoires, il est généralement admis que l'effet dominant est plutôt amplificateur. Cependant les effets d'écran et d'accélération sont en compétition et, pour des configurations géométriques simples, il peut être montré que les deux scénarios sont possibles [Murakami_1987].

Simulation du développement du faïençage

L'étude du développement d'un réseau de fissures de faïençage a fait l'objet de tentatives de simulation (voir dans [Maillot_2003]). Les difficultés résident dans la géométrie tridimensionnelle du réseau, les microfissures ayant des profondeurs variables, et dans le choix des critères de propagation.

Citons le travail d'Argence qui a proposé un modèle de propagation de fissures bidimensionnel dans le but de rendre compte de l'endommagement à haute température en traction-compression et torsion sur des éprouvettes tubulaires de petit diamètre [Argence_1996] cité par [Maillot_2003]. L'évolution des fissures a d'abord été analysée sur répliques par analyse d'images. Des lois de propagation ont été déterminées à partir de résultats expérimentaux. Les simulations du développement du réseau ont été réalisées à partir des résultats d'analyses d'images en s'appuyant sur des lois analytiques ; il ne s'agit pas d'une modélisation par EF. Le principe en est le suivant : une *germination* aléatoire de fissures a lieu, en respectant deux lois de répartition et une loi de densité. La *croissance* des fissures est ensuite définie par des lois de propagation en fatigue et en fatigue-relaxation. Enfin la *coalescence* est introduite grâce à un critère de proximité. Ces trois étapes (germination-croissance-coalescence) constituent un cycle qui se répète le nombre de fois nécessaire à l'apparition d'une fissure critique (soit une fissure longue de 3 mm).

Les lois de propagation utilisées sont données dans le **Tableau 1.2**.

Tableau 1.2 : Lois de germination, de propagation et de coalescence utilisées pour la modélisation de la formation de réseau par coalescence [Argence_1996]

Germination – répartition	$P(X = k) = \exp(-\lambda) \frac{\lambda^k}{k!}$
Germination – densité	$\chi = \chi_{\max} \left\{ 1 - \exp \left[-k \left(\frac{N}{N_R} \right)^\alpha \right] \right\}$
Croissance – fissures transgranulaires	$da_{trans} = B \left(\frac{\Delta \epsilon_p, \Delta \gamma_p}{2} \right)^\alpha a_{trans}^\beta dN$
Croissance – fissures intergranulaires	$da_{int} = F' \sigma_1^\alpha \epsilon_{veq}^\beta d\epsilon_{veq}$
Coalescence	$R_c = \omega a \left(\frac{\sigma}{\sigma_r} \right)^2$

$\lambda = \chi S$ où λ est le nombre moyen de microfissures contenues dans une surface S et χ la densité (longueur par unité de surface) de ces microfissures. L'évolution de la densité χ est donnée à partir d'un taux d'accroissement maximal déterminé pour chaque essai.

$P(X=k)$ est la probabilité pour qu'il existe un nombre k de fissures dans la même surface S .

a est la longueur de la fissure et N le nombre de cycles appliqués.

$\Delta \epsilon_p$ est la variation de déformation plastique en traction/compression et $\Delta \gamma_p$ la variation de déformation plastique en torsion.

F , α et β sont des constantes déterminées à partir d'essais de fluage uniaxiaux en traction sur éprouvettes lisses et entaillées, σ_1 la plus grande contrainte principale en MPa et ϵ_{veq} la déformation viscoplastique équivalente en %.

R_c est le rayon de coalescence de la zone d'influence centrée en pointe de fissure et σ_r la contrainte à rupture en traction monotone.

La **Figure 1.30** présente deux exemples de simulation effectuée à partir de ce modèle.

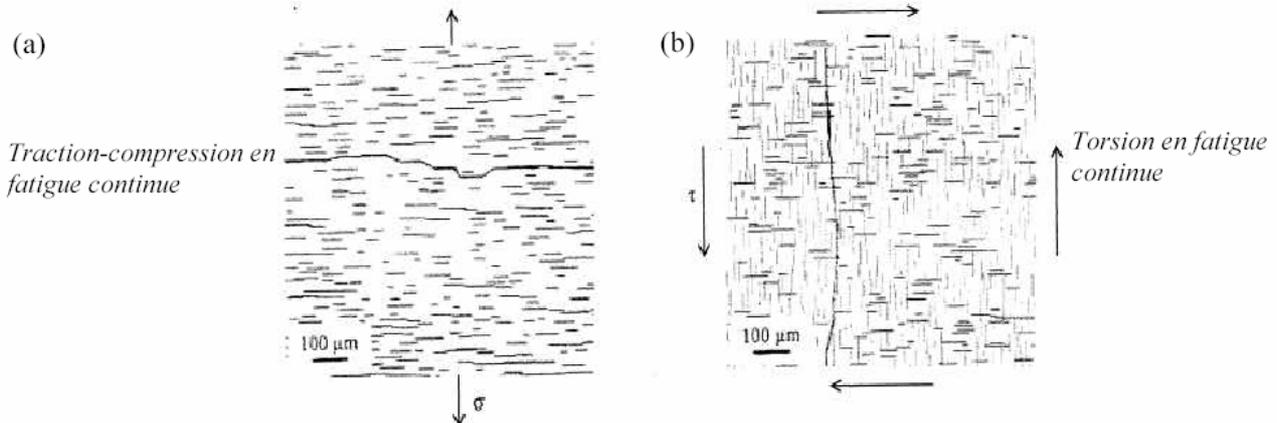


Figure 1.30 : Simulation de la rupture par propagation et coalescence de fissures pour des essais à $\Delta\varepsilon_{teq}=\pm 1\%$ et $T = 650^\circ\text{C}$ [Argence_1996]

Dans le cas (a), l'éprouvette, sollicitée en traction/compression, présente une fissuration multiple (fissures parallèles) orientée perpendiculairement à la sollicitation. Les fissures sont transgranulaires. Dans le cas (b), l'éprouvette, sollicitée en torsion alternée, présente un réseau de fissures orthogonales et transgranulaires.

Cette modélisation conduit à des résultats réalistes mais qui sont étroitement liés aux lois analytiques introduites, en partie empiriques. Ainsi la coalescence est introduite par l'intermédiaire d'un rayon critique R_c qui correspond à l'effet d'attraction des fissures colinéaires, mais l'effet d'écran entre fissures parallèles est négligé, ce qui peut pourtant être important notamment en traction-compression où il n'y a que des fissures parallèles.

1.3.3.2 Faiëncage observé en 2001

Répartition du faiëncage

Les **Figures 1.31 à 1.35** présentent des photos de la surface (environ 60° du disque) des disques freinés au banc après 12 mois de freinages simulés (environ 12000 freinages). Un premier constat important est que le faiëncage couvre la quasi totalité des surfaces de friction des disques testés. Pour le disque équipé de garnitures G2 des zones sont beaucoup plus marquée par le faiëncage (zones bleues) que d'autres. On retrouve cette non-uniformité sur le disque sollicité par la garniture G1 suivie de G2 mais de manière moins prononcée, de même pour le disque équipé de la garniture G1. Une densité à peu près homogène du faiëncage est remarquée sur le disque freiné par les garnitures G3 et G4. Enfin, sur le disque uniquement freiné par la garniture G4, on observe des zones très marquées de fissures plus profondes et principalement radiales (zone rouge). D'autres essais ont montré qu'en fait l'apparition du faiëncage est très rapide, au moins localement après quelques freinages seulement, même s'il est, à ce stade, très peu marqué [Hamam_2002]. Pour les disques observés ici, les réseaux, après un an de simulation au banc, sont au contraire particulièrement denses avec des fissures d'assez grande longueur en surface (pouvant dépassées 10 mm).

Enfin, selon les garnitures, différentes géométries de faiëncage peuvent coexister sur le même disque. Avec G2, des zones avec fissurations radiales dominantes coexistent avec d'autres en cellules plus ou moins fermées voire même avec certaines circonférentielles dominantes.

Une coexistence entre fissurations radiales multiples et réseau de cellules est obtenue avec la garniture G4, avec des zones en cellule particulièrement fermées.

Avec la garniture G1, le faïençage semble être principalement radiale, plus ou moins marqué selon les zones. Cela semble être le cas avec la garniture G3 même si cette obtention n'a pu être totalement vérifiée faute d'un disque ayant freiné avec des garnitures G3.

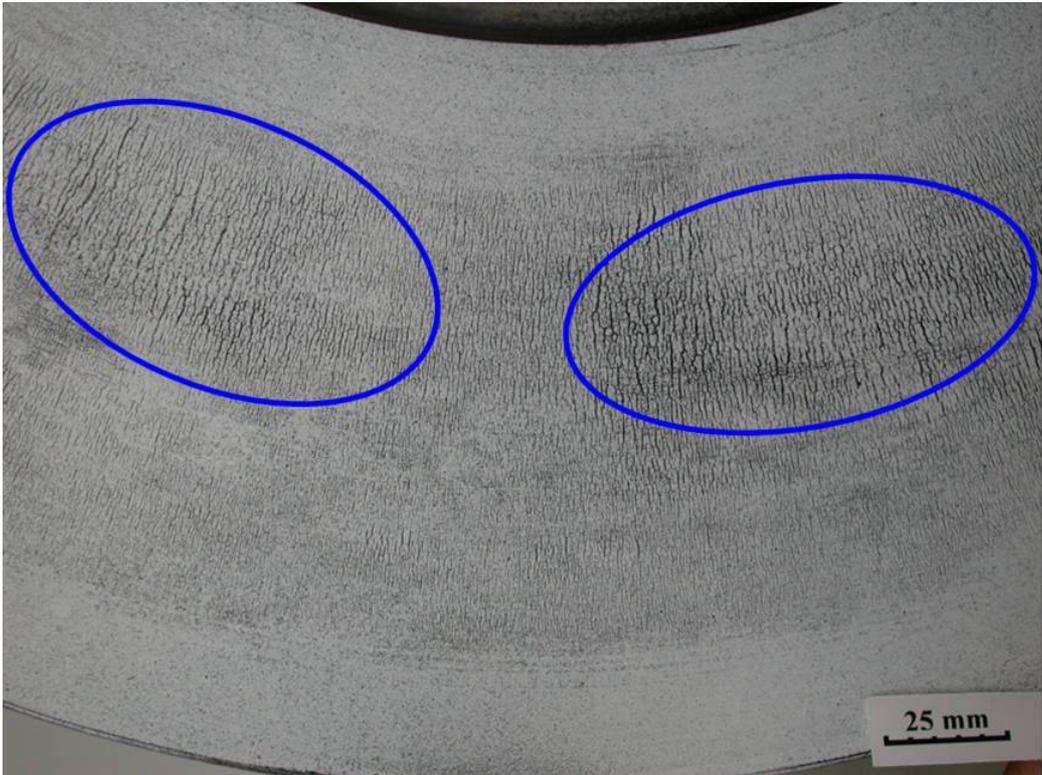


Figure 1.31 : Observation par magnétoscopie de la répartition du faïençage sur le disque équipé de garnitures G1

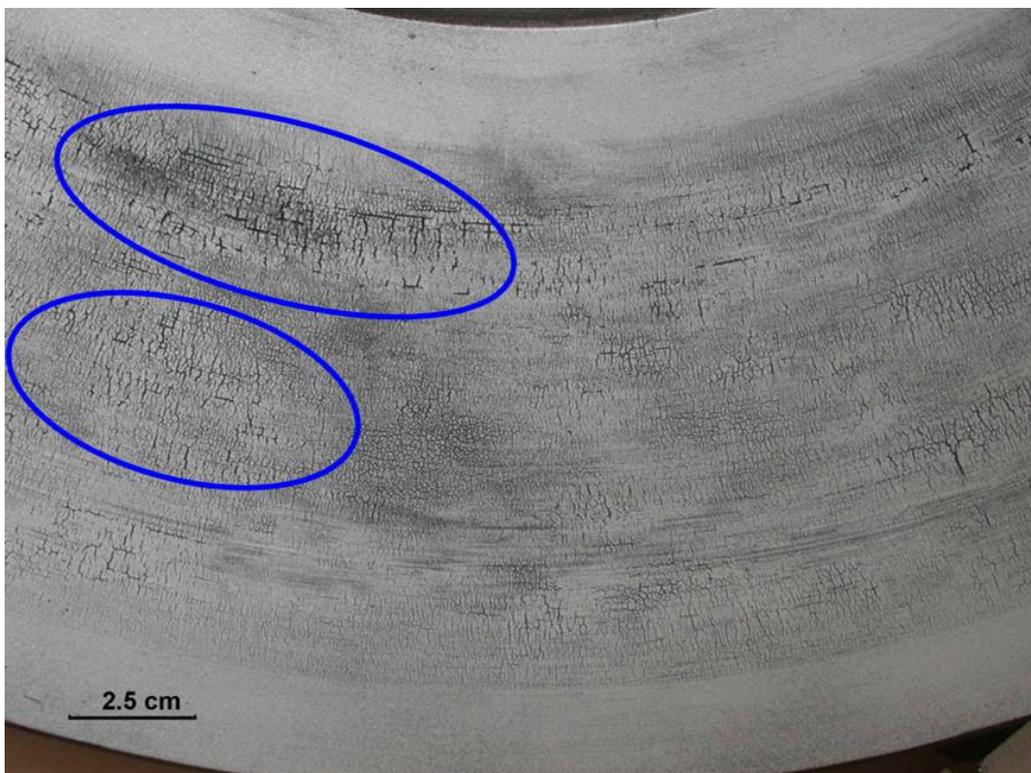


Figure 1.32 : Observation par magnétoscopie de la répartition du faïençage sur le disque équipé de garnitures G2



Figure 1.33 : Observation par magnétoscopie de la répartition du faïençage sur le disque équipé de garnitures G1 puis G2

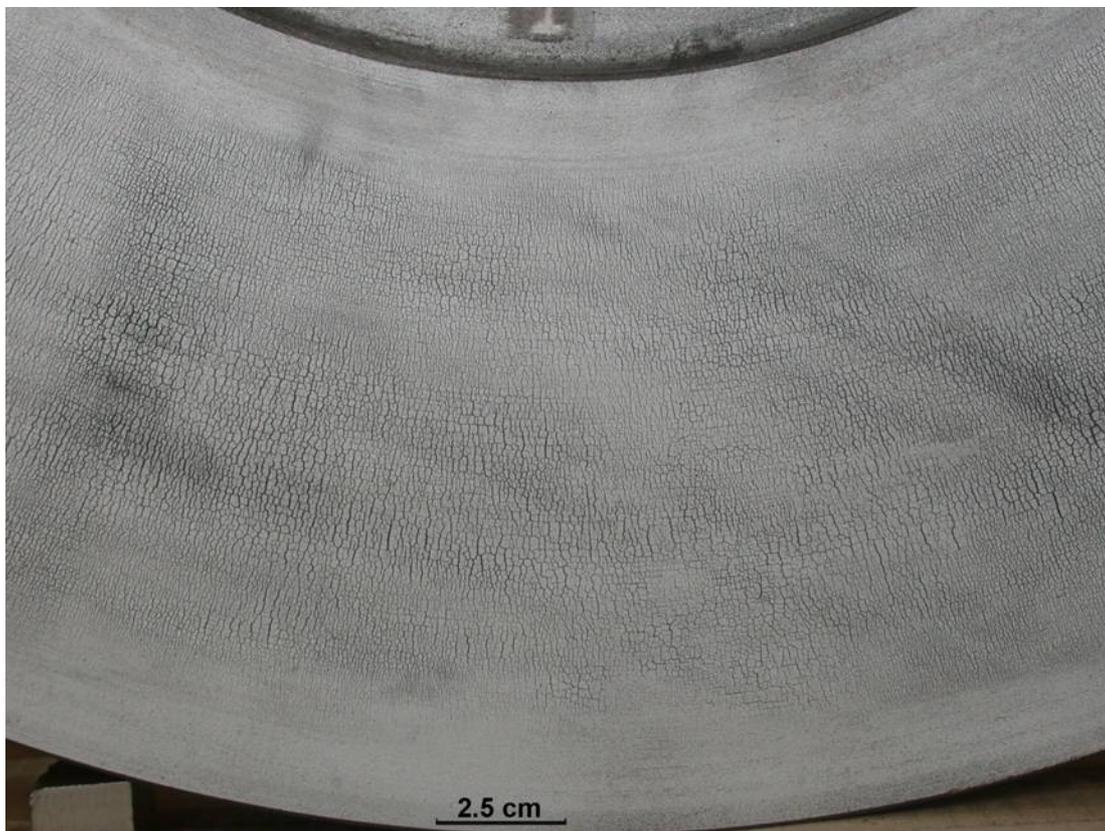


Figure 1.34 : Observation par magnétoscopie de la répartition du faïençage sur le disque équipé de garnitures G3 puis G4



Figure 1.35 : Observation par magnétoscopie de la répartition du faïençage sur le disque équipé de garnitures G4

On observe (**Figure 1.36**) qu'aux abords des fissures macroscopiques le faïençage est plus atténué voire absent, au moins dans la direction perpendiculaire à celle de la fissure macroscopique. Ce phénomène est probablement dû aux effets d'écran présentés précédemment alliés aux phénomènes d'usure.



Figure 1.36 : Observation par magnétoscopie de la répartition du faïençage autour d'une fissure macroscopique sur le disque freiné par la garniture G4.

Morphologie du faïençage

La **Figure 1.37** montre la morphologie typique du faïençage en surface des cinq disques dans des zones où il est particulièrement marqué. Notons que cette description est restrictive car des géométries de faïençage parfois très différentes coexistent sur le même disque. On observe néanmoins que les réseaux sont très différents d'une garniture à l'autre à la fois en géométrie et en densité. Quelques paramètres caractéristiques sont donnés dans le **Tableau 1.3**, les relevés en profondeur ayant été obtenus par polissages progressifs [Hamam_2002]. Un relevé précis n'a pas été fait pour le disque équipé uniquement de la garniture G1 mais les fissures uniquement radiales semblent très profondes.

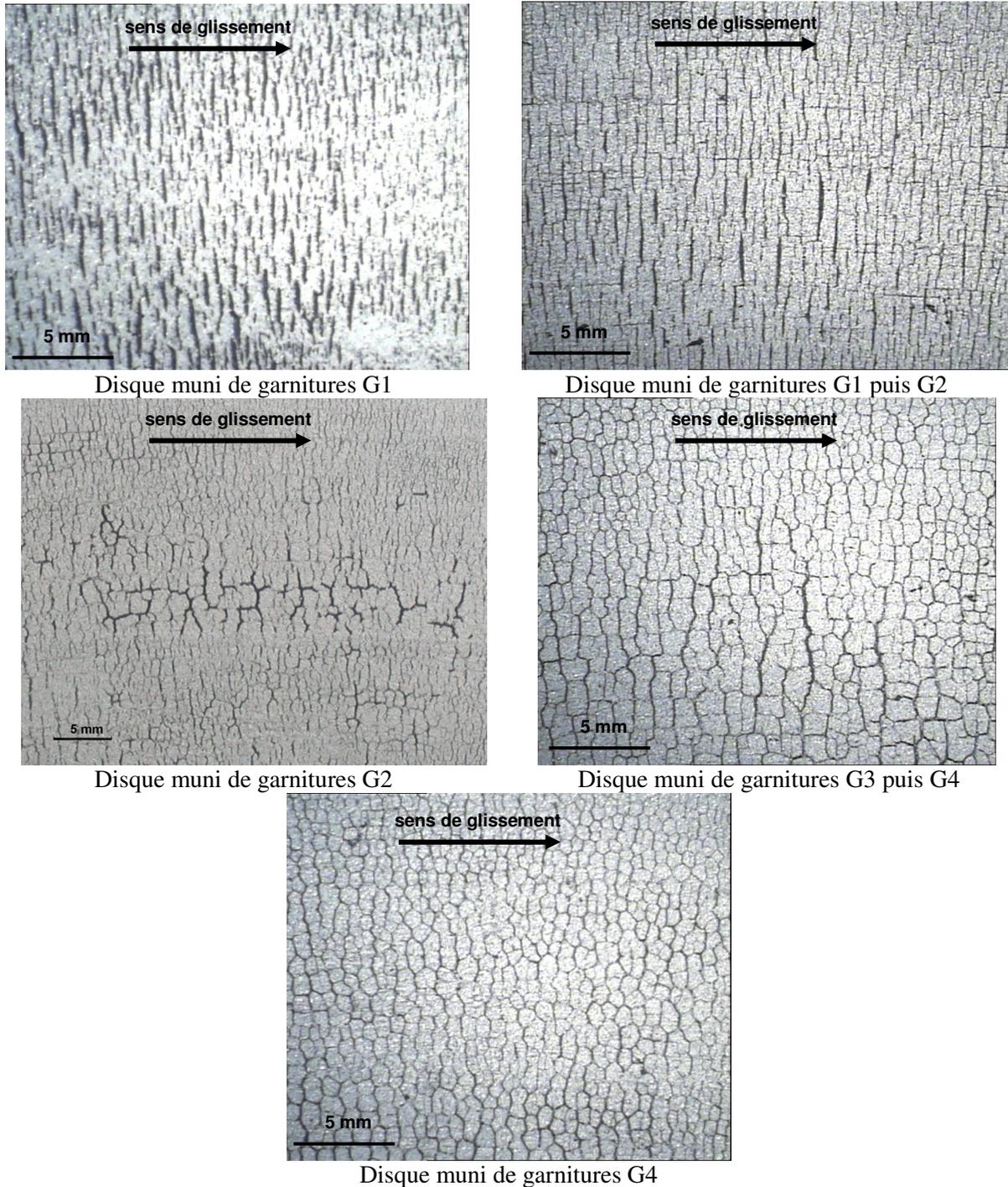


Figure 1.37 : Morphologie du faïençage pour l'ensemble des disques [Hamam_2002]

Tableau 1.3 : Profondeur des réseaux de faïençage observés sur 4 disques [Hamam_2002]

Profondeur maximale du faïençage (mm)	G1/G2	G2	G3/G4	G4
Direction radiale	1,3	1	0,8	0,5
Direction circonférentielle	0,3	0,8	0,5	0,5

La direction radiale est la direction privilégiée dans les cas des disques équipés en premier lieu de garnitures G1. Avec uniquement les garnitures G1, le faïençage est nettement radial, avec de nombreuses fissures très longues en surface.

La direction radiale n'est pas prépondérante sur le disque muni uniquement de garnitures G2, comparé à celui équipé de garnitures G1 ou G1/G2. Sur le réseau de ce disque, il n'y a pas vraiment de cellules fermées mais plutôt des fissures circonférentielles qui se branchent aux fissures radiales.

Pour les autres disques, le faïençage, même s'il présente une prédominance des fissures dans la direction radiale, comprend des cellules fermées. Celles-ci semblent se développer sur certaines zones du disque ayant subi des freinages de garnitures G3 puis G4 alors que des fissures radiales semblent plus prépondérantes dans d'autres zones. Il faut donc rester prudent quant à cette observation car ce disque a subi, après les freinages avec les garnitures G3, trois mois de freinages complémentaires avec des garnitures G4.

On remarque également que le disque freiné uniquement par des garnitures G4 et celui freiné dans un premier temps par des garnitures G3 puis par des garnitures G4, présentent par endroit des faïençages très similaires : des cellules fermées de même taille. On pourrait en conclure que les garnitures G4 auraient effacé le faïençage antérieurement créé par les garnitures G3, pour former le réseau de fissures typique du disque uniquement freiné par des G4. Ceci est parfaitement plausible à la vue de l'usure sévère engendrée par ces dernières garnitures.

Par ailleurs, à la vue du réseau de fissures du disque d'abord équipé de garnitures G1 puis de garnitures G2, on peut se demander si ce faïençage n'est pas une superposition des réseaux de types G1 et G2. En effet, on retrouve dans le faïençage G1/G2 une prépondérance radiale. Or, on a vu que les fissures radiales engendrées par les garnitures G1 semblaient très profondes. Les garnitures G2, créant un réseau équilibré de fissures, ajouteraient des fissures circonférentielles (ou orthoradiales) au réseau primaire de fissures radiales, d'autant que les garnitures G2 sont celles qui entraînent le moins d'usure.

La profondeur du réseau est moindre pour le disque muni de garnitures G4 mais ceci doit être relativisé en raison de l'usure de surface beaucoup plus élevée pour ce disque.

Comme indiqué au chapitre 1.4, la géométrie du faïençage est naturellement liée à la sollicitation mécanique. Ainsi on peut penser que la morphologie en cellules fermées résulte d'un état plus équilibré des contraintes, alors que celui-ci serait plus orthoradial pour les réseaux de fissures radiales.

1.3.4 Fissures macroscopiques

Nous avons vu précédemment que les fissures macroscopiques peuvent être classées en deux familles principales [Bumbieler_2003] :

- **Type 1 :** fissures longues, profondes et à trajet rectiligne (**Figure 1.38**). Elles se propagent perpendiculairement à la surface avant de changer de plan de propagation au-delà d'une certaine profondeur. Le faïençage est moins développé autour de ce type de fissure, leur évolution semble peu perturbée par la présence du réseau. Elles correspondent aux fissures de disques munies de garnitures G2. La bifurcation des fissures en profondeur pourrait s'expliquer par un changement de sens des contraintes en profondeur (zone la plus froide), ce qui est vérifié par la simulation numérique. Néanmoins, les fissures présentes sur les disques fissurés retirés du service commercial sont moins profondes et dès lors ne présentent pas ce type de bifurcation.

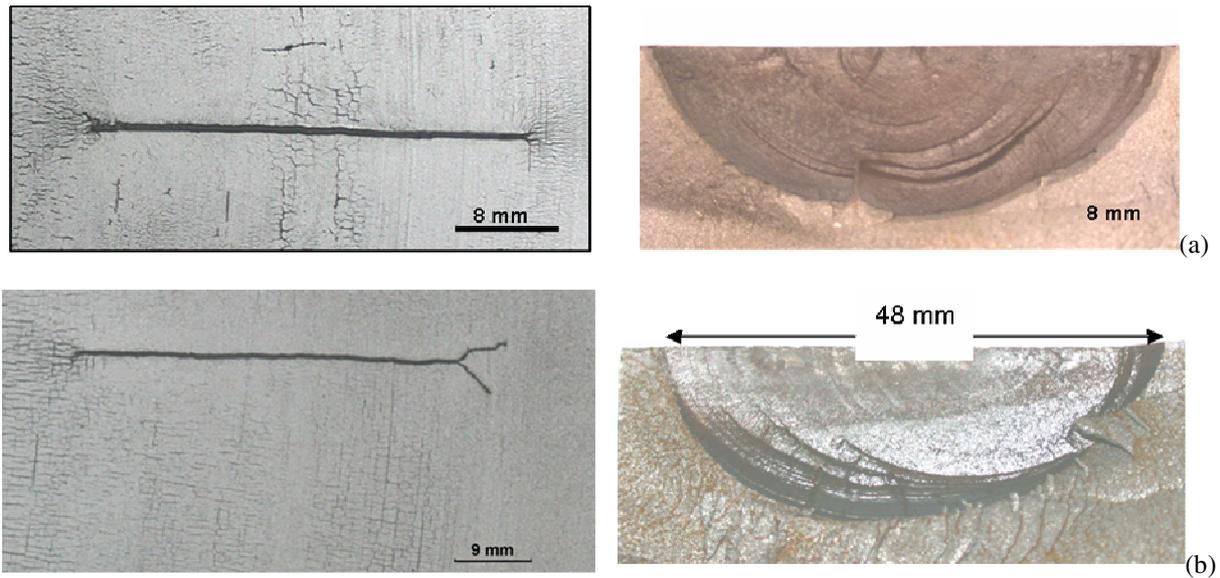


Figure 1.38 : Fissures de type 1 sur disque G2 (a) et sur disque G1+G2(b)

On retrouve des fissures de type 1 sur les disques issus du service (**Figure 1.38**) mais sans précision sur l'historique des garnitures ayant freinées le disque. La différence de profondeur entre le disque issu du service et ceux testés au banc peut être associée au débattement de suspension qui modifie la position des garnitures par rapport au disque et favorise donc un déplacement de la sollicitation exercée.

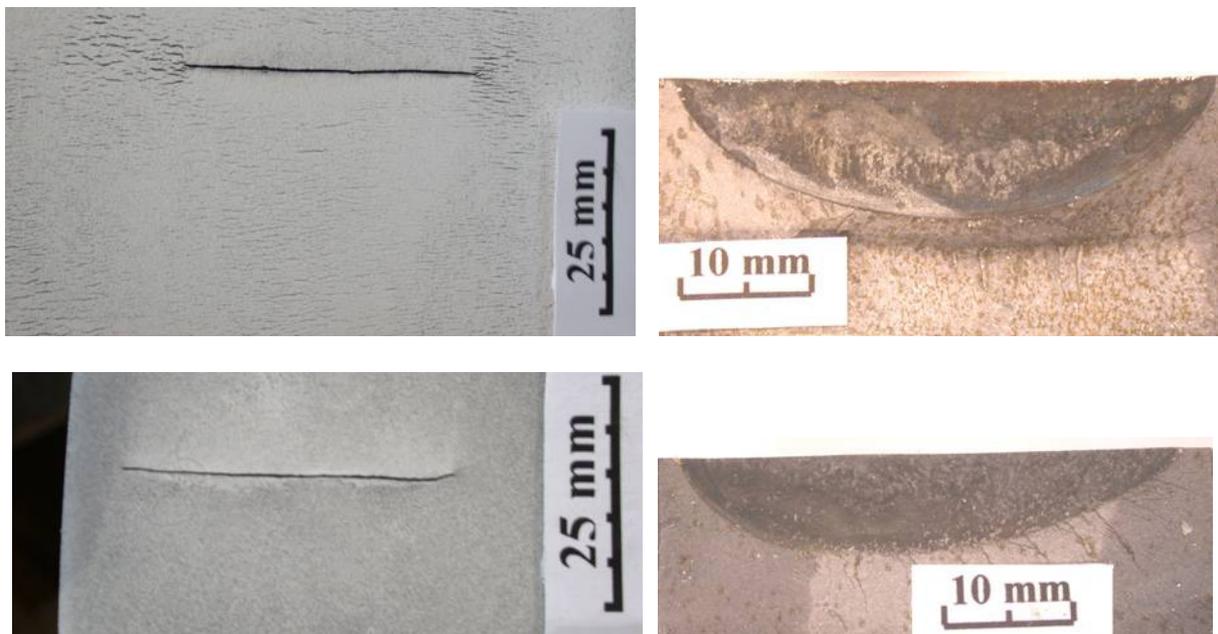


Figure 1.39 : Fissures de type 1 sur des disques issus du service

- **Type 2 :** fissures à trajet chahuté (**Figure 1.40**). La propagation non rectiligne en surface et la présence de plusieurs points d'amorçage montrent que ces fissures résultent de la coalescence des fissures de faïençage. Ce type de fissure a été observé sur le disque freiné avec la garniture G4. Ces fissures semblent plus ouvertes que celles de type 1.

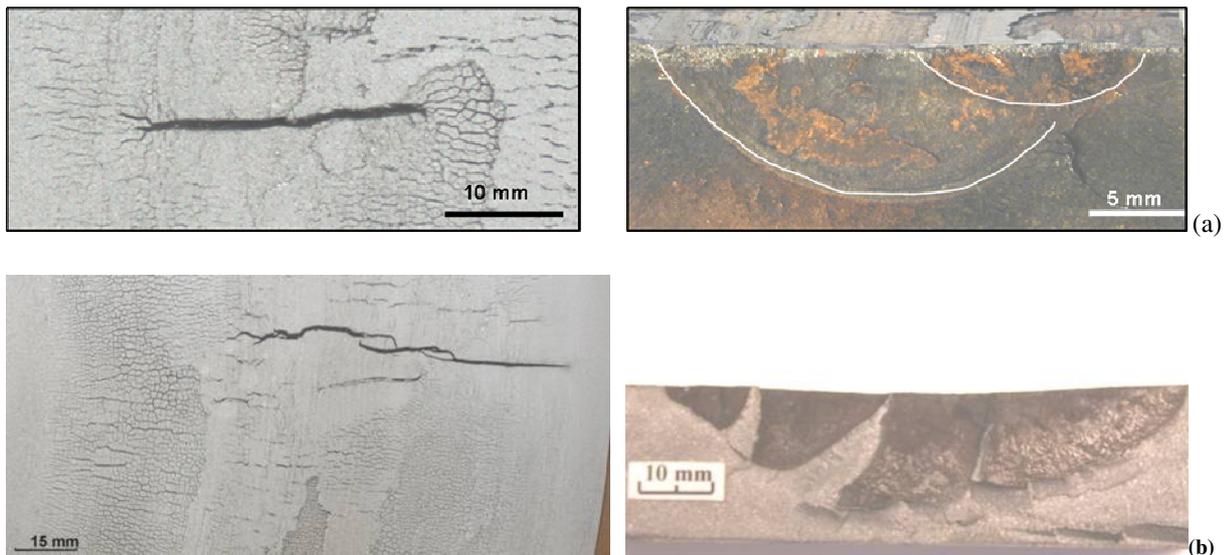


Figure 1.40 : Fissures de type 2 sur disque équipé de garniture G4 (a) et (b)

On observe également des fissures de type 2 sur les disques issus du service (**Figure 1.45**). Ici on a même rencontré deux fissures macroscopiques très proches et qui atteignent le bord du disque. Les coalescences entraînent des changements de direction des fissures, généralement radiale, pouvant atteindre 45° par rapport au rayon du disque.

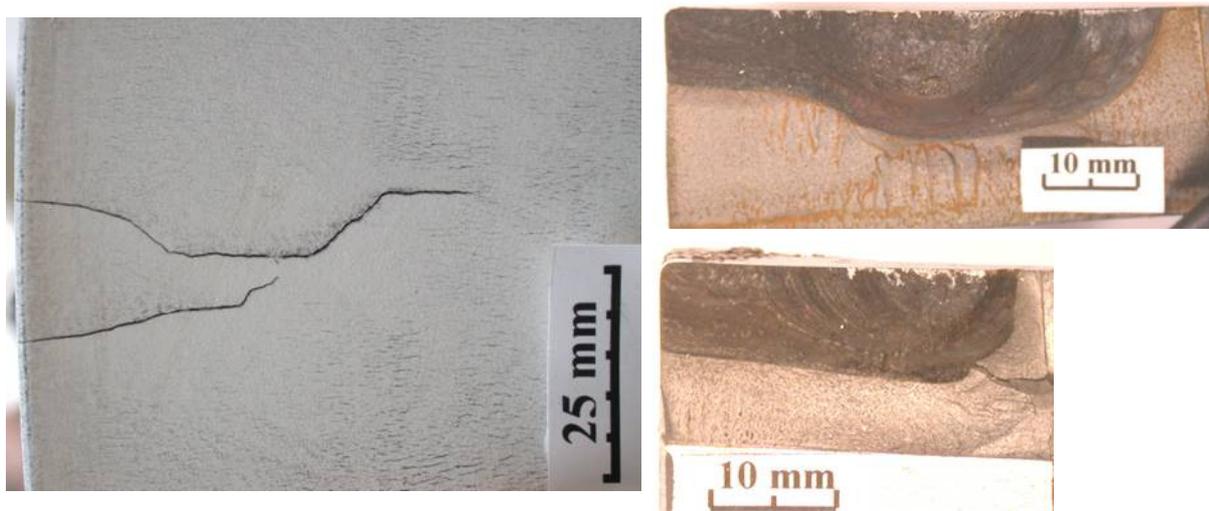


Figure 1.41 : Fissures de type 2 sur un disque issu du service

1.3.5 Etude de la microstructure

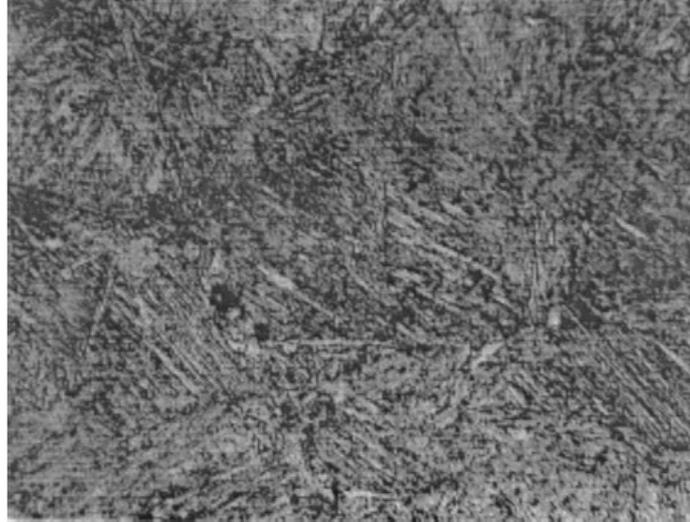
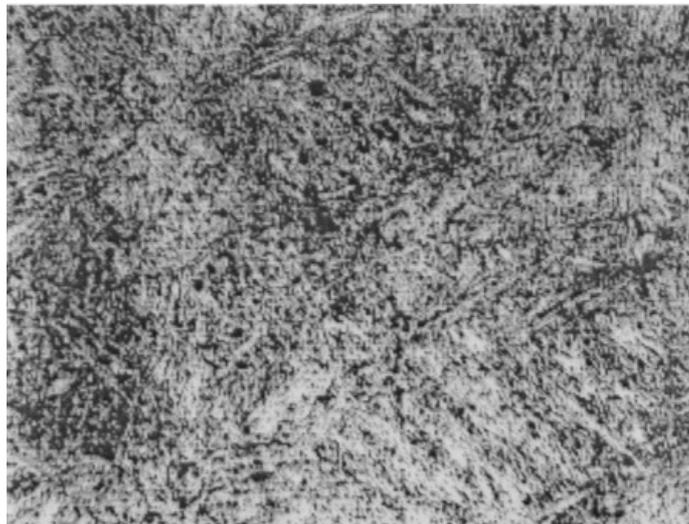
1.3.5.1 Etat initial

Les disques de frein TGV sont en acier allié 28CrMo V5-8 donc la composition chimique est présentée dans le **Tableau 1.4**. Le traitement thermique appliqué est spécifique et comprend principalement une étape d'austénitisation à 975°C pendant 5 heures suivi d'une trempe à l'eau, puis un revenu à 635°C pendant 9 heures suivi d'un refroidissement à l'air. Le matériau présente alors une microstructure martensitique revenue et des caractéristiques mécaniques élevées ($R_e = 970 \text{ MPa}$ à 20°C et 600 MPa à 600°C).

Tableau 1.4 : Composition chimique de l'acier allié 28CrMo V5-8

	Carbone	Chrome	Molybdène	Vanadium
Concentration (%)	0.28	1.25	0.8	$0.2 < x < 0.4$

L'analyse micrographique de la structure de l'acier allié 28CrMoV5-08 [El Abdi_1998] montre la présence d'aiguilles de martensite, appelé martensite aciculaire. Bien que les directions des aiguilles semblent globalement aléatoires, on observe une direction privilégiée dans chaque grain d'austénite initiale. Toutes les observations ont montré une bonne stabilité de la microstructure jusque 600°C, la même structure martensitique étant observée quelque soit la température ou le chargement mécanique (**Figure 1.42** et **1.43**).

**Figure 1.42 :** Microstructure après un essai de relaxation à 20°C [El Abdi_1998]**Figure 1.43 :** Microstructure après un essai cyclique avec $\Delta\varepsilon = 1.8\%$ à 600°C [El Abdi_1998]

1.3.5.2 Observations macrographiques sur disque : zone thermiquement transformée

Une coupe radiale des 5 disques testés au banc a été effectuée pour étudier la microstructure. Ceci a permis d'observer dans chaque cas des zones transformées thermiquement. (**Figure 1.44**) Ces zones montrent une forme à deux bosses semblables à la *distribution radiale de frottement* et au profil d'usure.

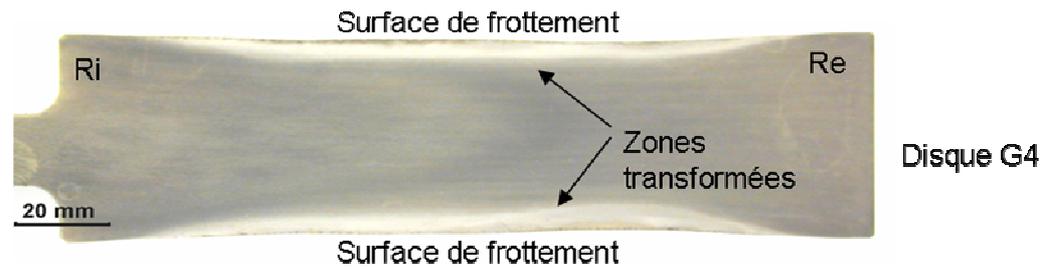


Figure 1.44 : Zones thermiquement transformées du disque G4 [Hamam_2002]

La profondeur maximale de cette zone varie d'un disque à l'autre, elle est maximale pour le disque freiné avec uniquement la garniture G4 (**Tableau 1.5**).

Tableau 1.5 : Profondeurs maximales des zones transformées [Hamam_2002]

Disque	G1	G2	G1/G2	G4	G3/G4
Profondeur (mm)	5	5	4	6	4

1.3.5.3 Observations microscopiques sur disque de la zone thermiquement transformée

Tous les disques présentent une évolution similaire de la microstructure suivant la profondeur (**Figure 1.45**).

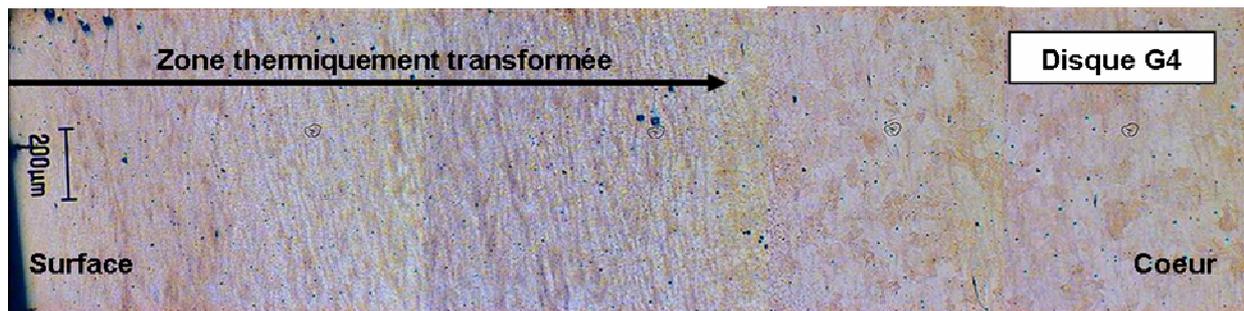


Figure 1.45 : Evolution dans la profondeur de la microstructure du disque équipé de garnitures G4

On remarque que, en surface du disque, la structure est ultra fine et de type martensitique (**Figure 1.46**).



Figure 1.46 : Microstructure du disque en surface après essai [Hamam_2002]

La très petite taille de grain (inférieure au μm) est due au phénomène répétitif de chauffage/refroidissement au cours des freinages. En effet, pendant le refroidissement rapide (en surface) après le premier freinage, la transformation de l'austénite en martensite se fait plus facilement dans les joints triples des grains, la taille de grain de la structure formée est donc plus petite. Après le deuxième freinage, la structure se retransforme en austénite et le phénomène recommence en diminuant à chaque fois la taille de grain.

La taille de grain augmente progressivement avec la profondeur (**Figure 1.47**) pour retrouver la structure bainitique d'origine à cœur (**Figure 1.48**). On associe l'évolution de la taille de grain aux successions d'échauffements/refroidissements liés aux freinages.

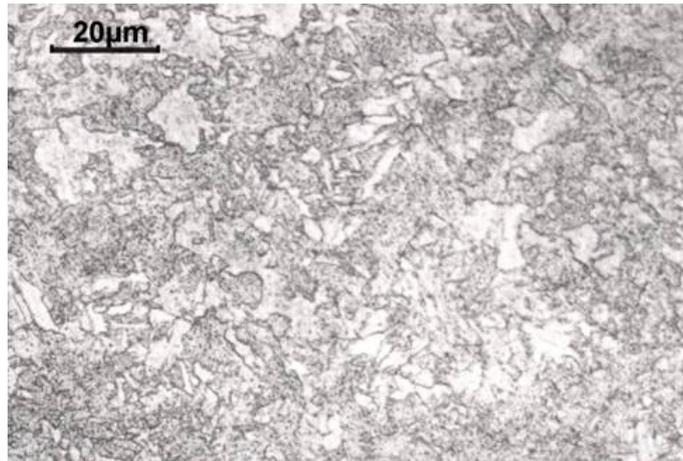


Figure 1.47 : Microstructure du disque dans la zone de transition après essai [Hamam_2002]



Figure 1.48 : Microstructure du disque à cœur après essai [Hamam_2002]

Il est difficile de tirer des conclusions par rapport aux garnitures car certains disques ont été freinés par deux types de garnitures différentes. L'amorçage des fissures se situe toujours dans la zone thermiquement transformée du disque. La modification de la microstructure peut entraîner une variation des propriétés du matériau des disques de frein.

1.3.5.4 Evolution de la dureté des disques en profondeur

Pour un disque neuf, la dureté est comprise entre 350 HV et 370 HV. On a vu précédemment que la microstructure est homogène à cœur, elle est de type bainitique. L'étude de l'évolution de la dureté en fonction de la profondeur (**Figure 1.49**) montre qu'il y avait, par rapport à celle à cœur, une chute de la dureté dans la zone thermiquement transformée. Il faut également noter une légère remontée de la dureté en extrême surface avec une difficulté de mesure très près de la surface.

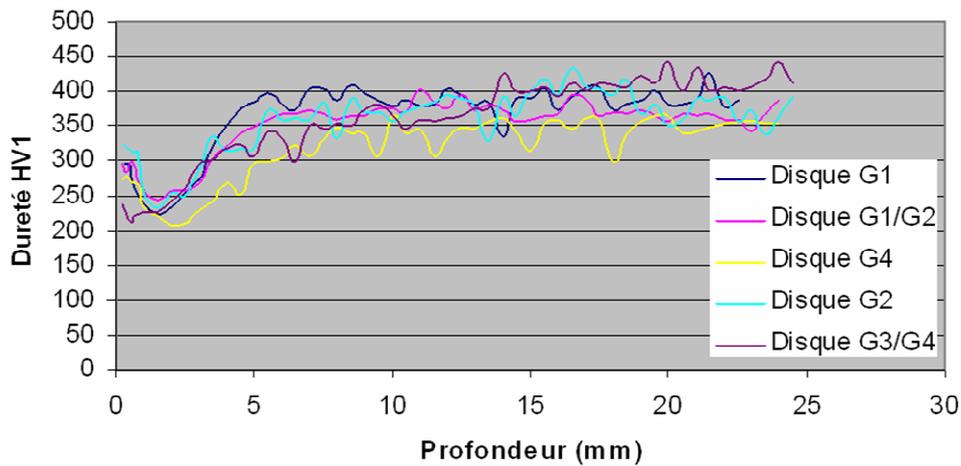


Figure 1.49 : Evolution dans la profondeur de la dureté Vickers des disques

La dureté à cœur correspond à la dureté de la bainite (structure d'origine). Par contre, la dureté diminue dans la zone de revenu. Si on se reporte au diagramme TRC du matériau (Figure 1.50), on remarque logiquement qu'au plus le refroidissement est lent au plus la dureté est faible. Quand on s'éloigne de la surface, la vitesse de refroidissement diminue, la dureté décroît donc et la structure est bainitique. On retrouve ensuite progressivement la dureté initiale du disque à cœur. Le refroidissement rapide de surface tracé en bleu peut conduire à une structure martensitique, voire bainitique très fine. La taille ultrafine de la microstructure en surface ne permet pas de trancher clairement cette distinction.

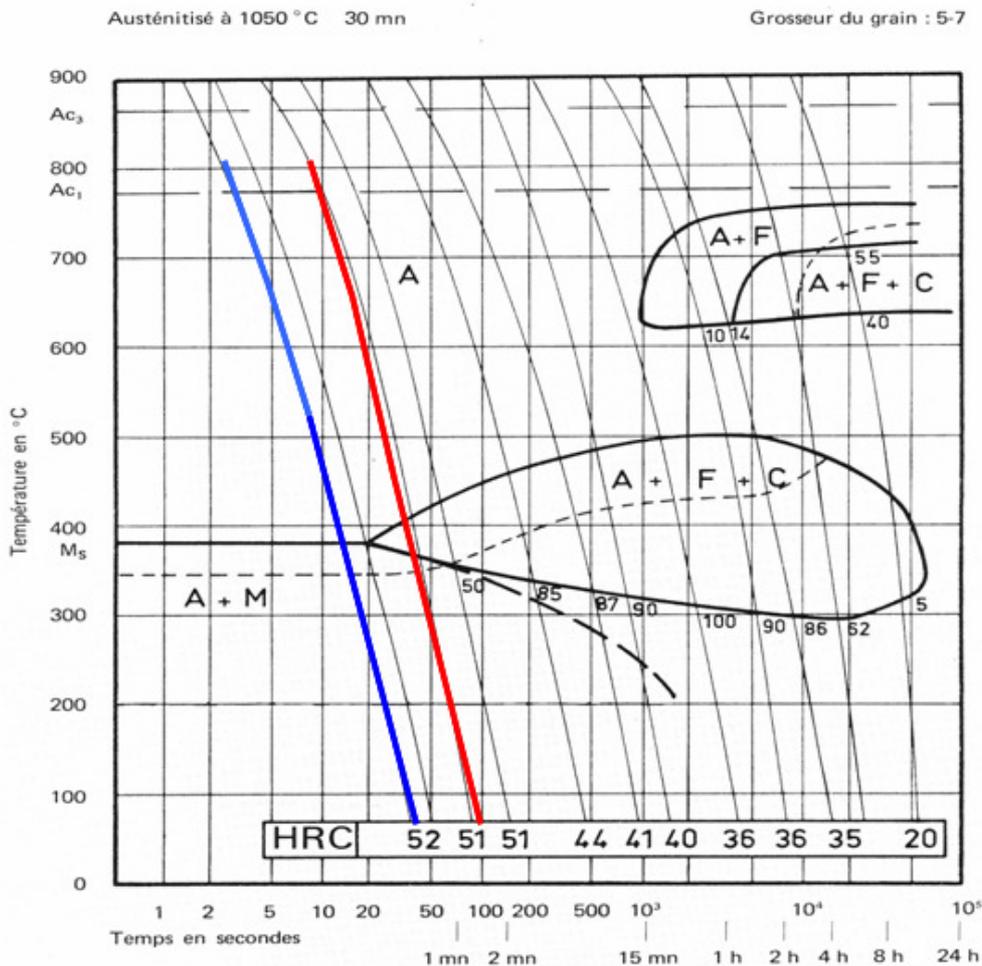


Figure 1.50 : Diagramme TRC de l'acier 28CrMoV5-08

Il est important de souligner que le diagramme TRC donné est valable pour une grosseur de grain de 5 à 7, or, on a vu que la microstructure s'affinait en surface. La remonté de la dureté à l'approche de la surface dépend donc aussi de ce phénomène.

Synthèse

La microstructure se modifie à cause des sollicitations thermiques cycliques. Ces transformations entraînent forcément une modification des caractéristiques du matériau dans la zone thermiquement transformée.

Analyse complémentaire de fissuration en service

Pour compléter les résultats obtenus au banc, une étude simultanée sur une rame en service a été effectuée. La rame complète de TGV a été équipée de disques de frein neufs et identiques (de même génération) et les 4 types de garnitures ont été réparties sur les différents bogies. Une vérification périodique de la fissuration des disques a été effectuée.

La **Figure 1.51** présente le nombre de fissures par type de garniture, après 5 mois, 10 mois et 13 mois d'exploitation.

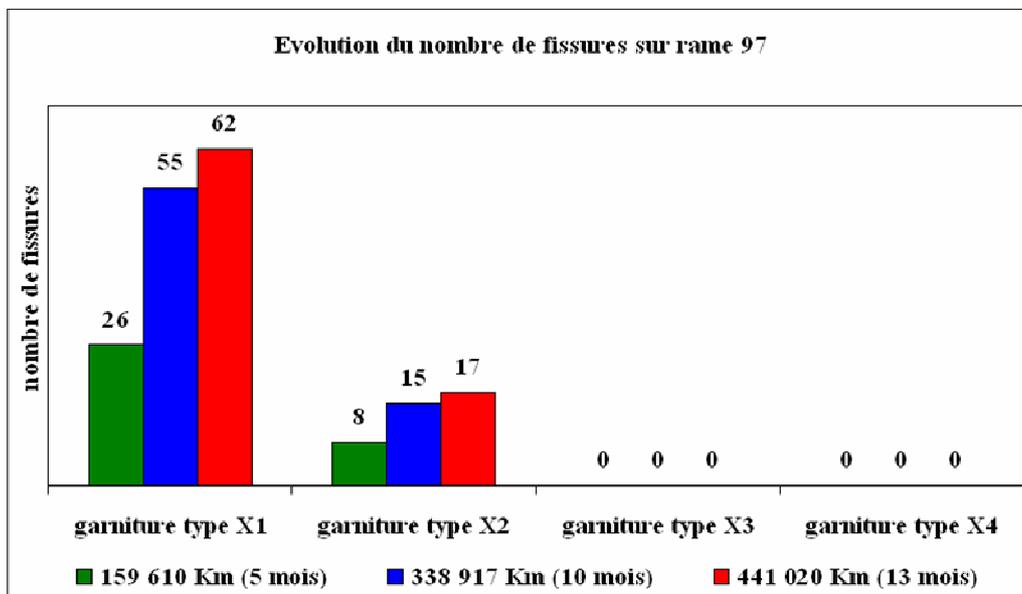


Figure 1.51 : Evolution du nombre de fissures par type de garniture (document SNCF).

On retrouve deux types de garnitures fissurantes et deux types de garnitures non fissurantes. Elles correspondent précisément à celles des essais au banc.

1.3.6 Synthèse de la campagne d'essais d'endurance de 2001

Un faïençage est apparu rapidement sur tous les disques testés. Sa morphologie s'est révélée dépendante de la garniture.

Les garnitures G2 et G4 ont entraîné des fissures macroscopiques sur le disque. Elles sont dites «*fissurantes*». Deux types de fissure sont apparus : les fissures à trajet rectiligne ou chahuté.

Enfin, toutes les garnitures ont amené une transformation de la microstructure du disque en surface.

Intéressons nous maintenant à la sollicitation des disques de frein

1.4 Les sollicitations dans les disques de frein

Dans le domaine du freinage, la sollicitation est une superposition d'un chargement mécanique et d'un chargement thermique. Nous allons décrire ici chacune de ces sollicitations.

1.4.1 Aspects Tribologiques

1.4.1.1 Généralités

Outre la dissipation d'énergie, la préoccupation des mécaniciens fut longtemps la connaissance, à l'échelle macroscopique, des surfaces en contact et des contraintes dans les solides. Les travaux précurseurs de Hertz en contact statique [Hertz_1882] et de Mindlin pour la prise en compte de la vitesse [Mindlin_1949], ont conduit à de nombreuses études répertoriées par Johnson [Johnson_1985]. A l'échelle du contact, la surface réelle en contact diffère de la surface totale macroscopique de par la non-planéité des surfaces [Mazo_1978] et la présence des aspérités, qui sont fonction de la pression de contact, des matériaux, etc. [Kennedy_1984]. Dans le cas statique, différentes formulations ont été proposées afin d'estimer la surface réelle de contact en fonction de la pression d'application, des matériaux, avec des besoins d'identification quant à la topologie des surfaces notamment [Greenwood_1966]. Dans le cas glissant, la problématique est plus complexe et généralement abordée par la tribologie.

La tribologie regroupe la lubrification, le frottement et l'usure. La lubrification n'intervenant pas dans le domaine du freinage, on parle donc de mécanique du frottement sec et de l'usure. Celle-ci ne dispose pas encore d'un formalisme complet, elle s'appuie sur la mécanique du contact ou théorie des contraintes dans les massifs en contact. La tribologie est devenue plus récemment l'étude de la dynamique des interfaces avec l'introduction de la notion de 3^{ème} corps. De nombreux travaux d'observation (**Figure 1.52**) ont souligné la complexité des mécanismes [Godet_1984, Berthier_1988, Descartes_2001, Desplanques_2001, Roussette_2001].

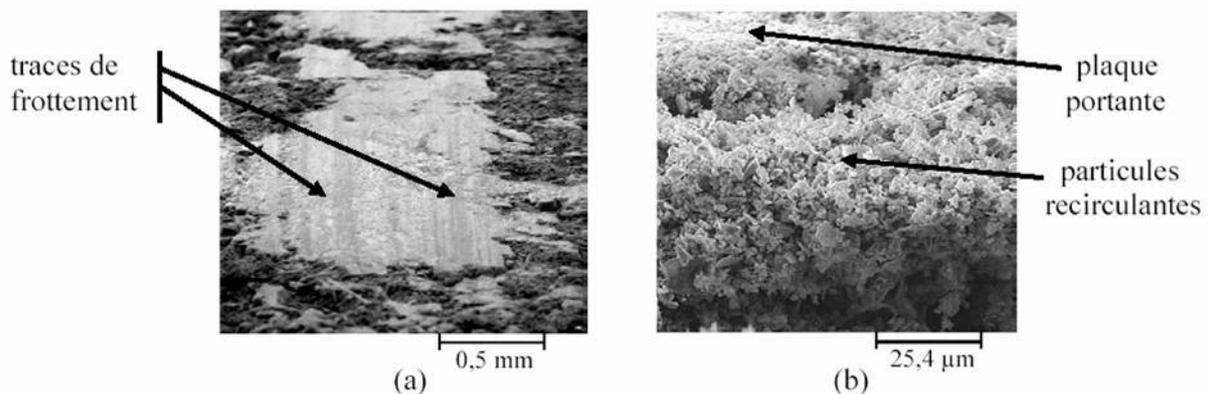


Figure 1.52 : Observations de plaques portantes (a) et de particules recirculantes (b) [Roussette_2001]

Des observations ont montré qu'au delà des mécanismes de cisaillement du 3^{ème} corps, l'accommodation des vitesses relatives s'effectue également par dégradation de la peau des massifs en contact, par fissuration et par transformation tribologique superficielle (TTS) sur des profondeurs de plusieurs dizaines de micromètres [Berthier_2001, Descartes_2001, Bettge_2001].

La **Figure 1.53** nous montre la topographie d'une surface frottée de disque de frein, relevée à l'aide d'un microscope à interférence LIM (Light Interference Microscopy) [Bettge_2003]. Les données inférieures à l'altitude moyenne de la zone de contact ont été retirées dans la vue du bas.

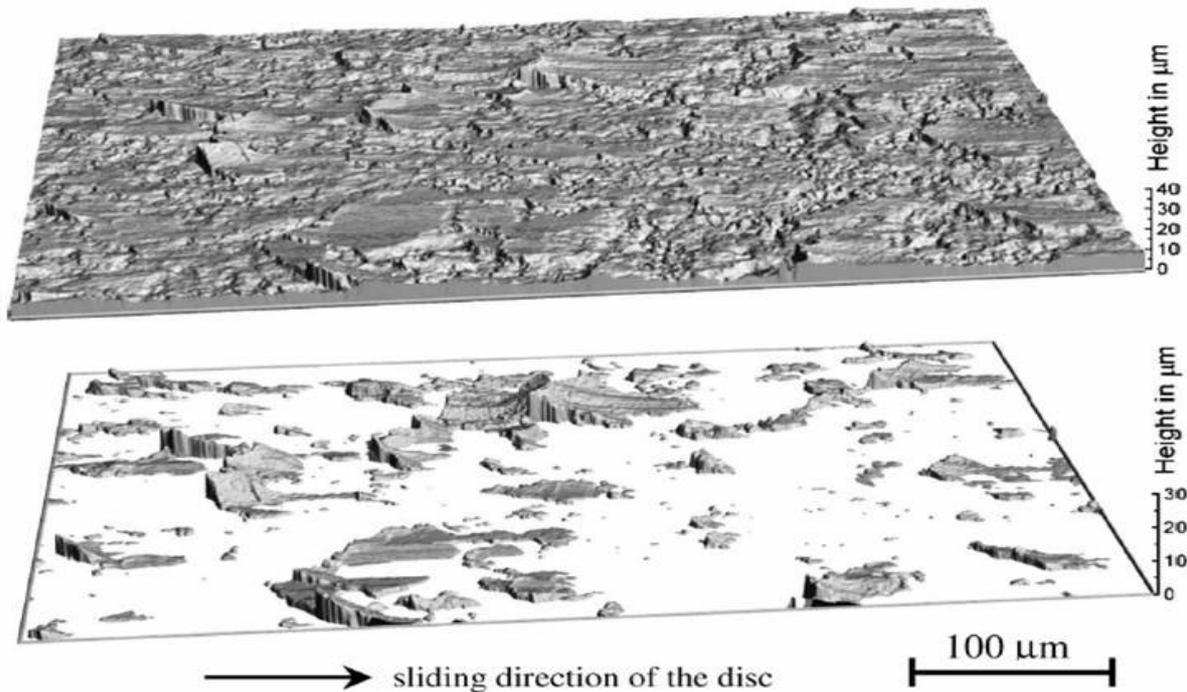


Figure 1.53 : Topographie d'une surface frottée de disque de frein [Bettge_203]

Il s'agit parfois de véritables écoulements de matières parallèles à la surface au cours desquels la matière se cisaille et se "reconstitue". Les TTS proviennent de pressions locales très élevées, supérieures au GPa, avec interaction du rôle de la température mais dans des proportions encore très mal connues. En fait, le troisième corps décrit ce qu'on peut appeler un circuit tribologique mis en évidence expérimentalement notamment par [Osterle_2001], ainsi que par [Copin_2000] et [Desplanques_2002] dont les travaux sont décrits.

1.4.1.2 Le troisième corps

La surface de friction d'une garniture de frein G3 usée ayant été utilisée sur le TGV-A a été observée à plusieurs grossissements en microscopie à balayage électronique [Copin_2000]. La **Figure 1.54a** présente une vue macroscopique de la surface de frottement de l'un des 18 plots cylindriques de la garniture. Sa surface est globalement plane et présente de nombreuses "porosités" (zones en creux). Des stries de glissement sont visibles. Sur les bords de l'échantillon, des écoulements de matière attestent des niveaux élevés de sollicitations thermomécaniques qu'a subis la garniture de frein en service. La **Figure 1.54b** montre la surface du plot à plus fort grossissement. Cette surface est couverte de plaques planes qui constituent un troisième corps. Le matériau initial reste visible dans le fond des porosités. Ces porosités semblent être formées par un mécanisme de détachement partiel du troisième corps, des débris se formant à la suite d'un mécanisme de fragmentation des plaques. L'épaisseur des plaques du troisième corps apparaît relativement constante, de l'ordre d'une dizaine de micromètres.

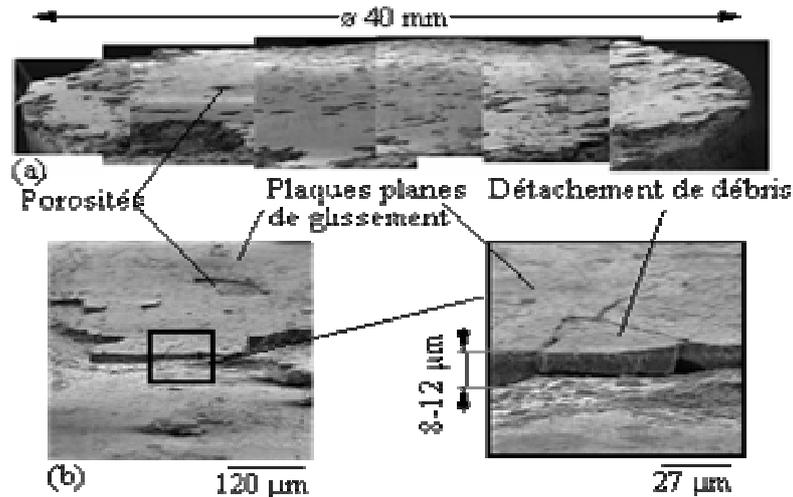


Figure 1.54 : Observations de la surface d'un plot de garniture usée de frein de TVG [Desplanques_2002]

Ainsi, ces observations permettent d'établir que le frottement entre le disque et la garniture entraîne la formation d'un troisième corps constitué de plaques planes, recouvrant la majeure partie de l'aire apparente de contact. Afin de mieux comprendre les mécanismes qui régissent la vie et la formation de ce troisième corps, des essais spécifiques ont été menés en laboratoire.

L'approche expérimentale adoptée par Desplanques et Degallaix repose sur des essais de freinage permettant de reproduire à une échelle adaptée aux études de laboratoire les conditions de freinage ferroviaire. Les essais ont été conduits sur un tribomètre de freinage capable de reproduire l'aspect transitoire des freinages d'arrêt [Desplanques_2001] et ont permis d'étudier les mécanismes qui conduisent la formation et la vie du troisième corps. La procédure expérimentale adoptée comportait deux campagnes d'essais [Copin_2000]. La première campagne est destinée à l'étude de la formation du troisième corps. Elle est composée de freinages d'arrêt peu sévères, à faible pression moyenne de contact et faible vitesse initiale de glissement. La deuxième campagne a pour but l'étude d'un troisième corps bien établi avec des conditions de freinage plus représentatives des sollicitations subies par les matériaux en service. Les vitesses initiales de glissement et les pressions moyennes de contact y sont plus importantes. D'un point de vue thermique, ces essais sont représentatifs de freinages d'arrêt du TGV-A lancé à 180 km/h.

Des observations du troisième corps ont été effectuées après la 1^{ère} et la 2^{ème} série d'essais. La photographie de la **Figure 1.55a** représente une vue macroscopique partielle de la surface du pion comparable en de nombreux points à celle de la surface du plot usagé (**Figure 1.54a**) : les porosités et les plaques planes ainsi que de nombreuses traces de glissement sont visibles. La bonne répétitivité de ces essais a montré que le troisième corps est ici bien établi.

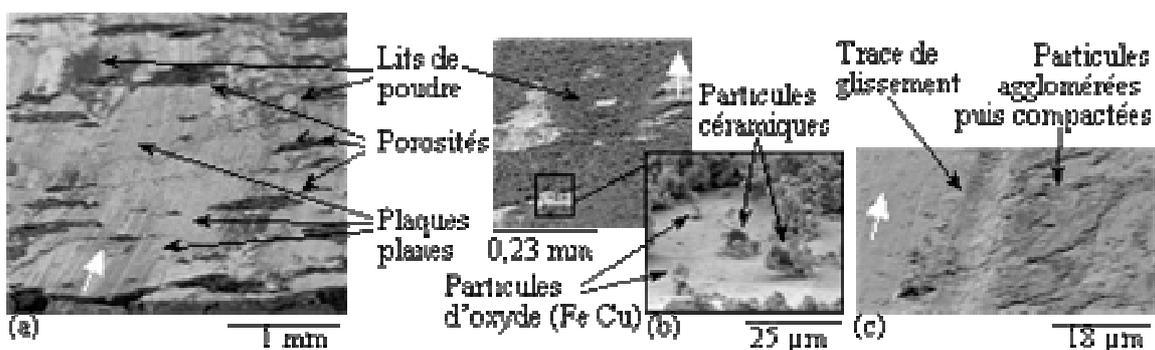


Figure 1.55 : Observations macro et microscopiques de la surface du pion [Desplanques_2002]

La **Figure 1.55b** montre un lit de poudre et la morphologie de ses particules. Leur taille est de l'ordre du micromètre. Les analyses X-EDS effectuées sur ces particules ont révélé qu'elles sont pour la plupart composées de fer et de cuivre. Les particules de taille supérieure sont des fragments des particules céramiques du pion. Ces lits de poudre n'avaient en revanche pas été observés sur le plot de la garniture usagée, ceux-ci, peu adhérents à la surface, ayant été dispersés au cours des manipulations subies par le plot (démontage de la garniture, stockage, transport, etc.). La **Figure 1.55c** montre la surface d'une plaque plane en cours de formation : les particules agglomérées à la surface sont compactées au gré de l'évolution des zones de portance à l'intérieur de l'aire apparente de contact pendant le freinage.

Ces particules, tant qu'elles alimentent le troisième corps, ne participent pas à l'usure. Des observations de la surface du disque ont permis de montrer que parfois des plaques entières, plus ou moins adhérentes au disque, sont aussi recyclées dans le contact. Enfin, la superposition des plaques planes témoigne de l'histoire de la zone observée.

1.4.1.3 Circuit tribologique

Les essais menés sur le tribomètre à échelle réduite du LML ont permis d'identifier les mécanismes physiques de frottement mis en jeu au niveau du contact des matériaux de friction en freinage ferroviaire. Après une courte phase transitoire, les premiers corps, ici principalement le pion, se dégradent pour produire un troisième corps qui permet l'accommodation de vitesse par glissement relatif de plaques planes.

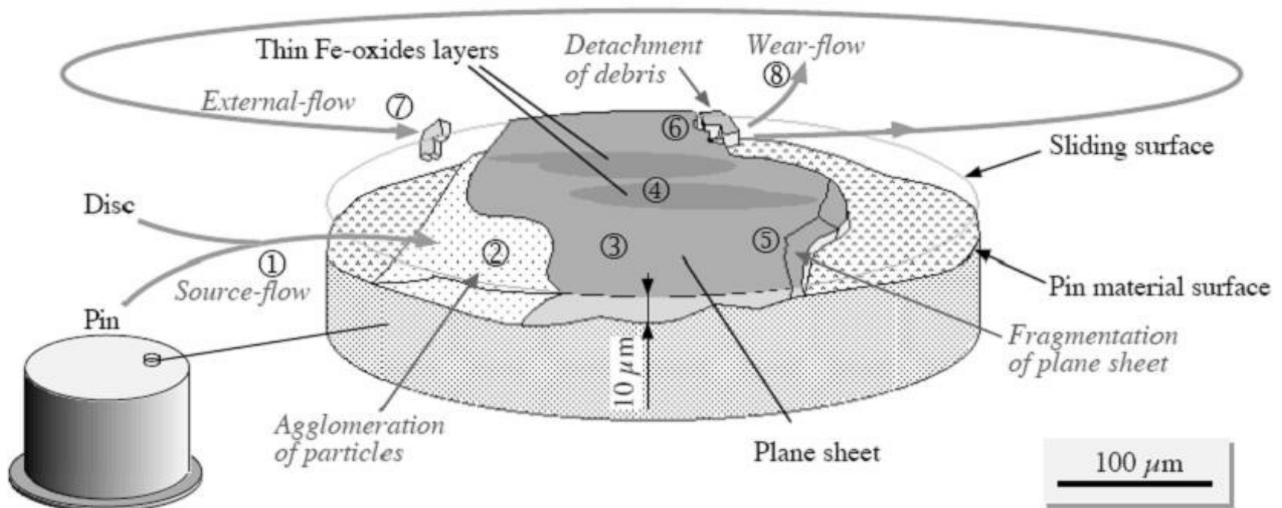


Figure 1.56 : Schéma du circuit tribologique [Desplanques_2002]

Le maintien d'un troisième corps stable peut être décrit par le circuit tribologique suivant (**Figure 1.56**) [Desplanques_2002] :

- les mécanismes de décohésion, de fragmentation et d'oxydation permettent l'alimentation du troisième corps en particules de taille micrométrique ;
- ces particules s'agglomèrent sous forme de lits de poudre dans le contact ;
- la dynamique des zones de portance du contact permet le compactage de ces lits de poudre sous l'effet de la pression, ce qui conduit à la formation des plaques planes ;
- la fragmentation des plaques planes assure leur renouvellement ;
- les débris détachés puis broyés viennent en partie alimenter les lits de poudre.

Dans ce circuit, l'usure est la fraction de particules qui quittent définitivement le contact.

Synthèse

Le contact garniture-disque est complexe. La surface effective de contact est réduite et varie tout au long du freinage.

Avoine a mis en évidence, en plus des couplages reliés aux effets de structure, que les couplages observés sont fortement dépendants du comportement de la matière au contact : soit par le niveau d'usure et par les fluctuations du coefficient de dilatation pour les couplages thermomécanique et mécanique-dynamique, soit par la transformation physico-chimique de la garniture pour le couplage thermique-tribologie [Avoine_2007].

1.4.2 Aspects thermiques

1.4.2.1 La sollicitation thermique

Les investigations expérimentales ont donc montré que la distribution de la température sur le disque au cours du freinage n'était pas homogène et que souvent, après quelques instants du début du freinage, deux cercles chauds apparaissent en surface du disque pour se transformer au cours du temps en des points chauds.

Les cercles chauds sont dus à une dissipation non uniforme du flux de chaleur, cette dissipation dépendant en partie de la distribution des plots de la garniture sur leur tôle de fixation [Dufrenoy_1995]. La **Figure 1.57**, issue des travaux de Dufrenoy, montre la température de chaque plot de la garniture obtenue par implantation de thermocouples, ainsi que la thermographie de la surface du disque. On remarque que les plots ne sont pas tous à la même température, ce qui implique que tous les plots ne transmettent pas la même force d'application sur le disque. La forme de la courbe représentative de la surface d'appui de la garniture (deux bosses), vue au paragraphe 1.3.2 (**Figure 1.26**), explique le phénomène d'apparition des deux cercles chauds. Ces deux cercles sont les deux couronnes les plus frottées du disque.

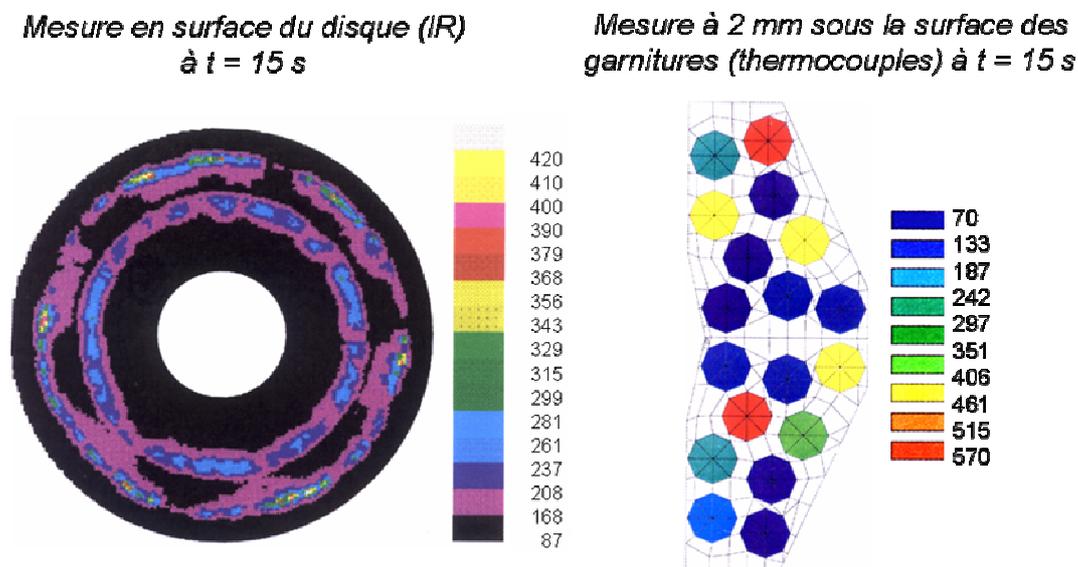


Figure 1.57 : Température de chaque plot de la garniture et la thermographie du disque [Dufrenoy_1995]

Les points chauds macroscopiques (MHS : macroscopic hot spot) sont des gradients thermiques élevés régulièrement répartis circonférentiellement sur la surface du disque, généralement au nombre de 6, plus rarement 5 ou 7. Dès leur identification par Anderson et Knapp [Anderson_1990], ils ont été associés à une déformation ondulatoire du disque de type flambage et ont été identifiés comme des sites privilégiés d'amorçage des fissures. S'il y a effectivement

déformation ondulatoire, la distribution des MHS doit être antisymétrique sur les deux faces du disque. Ceci a été vérifié expérimentalement grâce à une mesure thermographique simultanée des deux faces d'un disque TGV (**Figure 1.58**) [Dufrénoy_1998]. Les deux faces sont représentées sur la même Figure, sous la forme de deux couronnes concentriques afin d'illustrer l'antisymétrie.

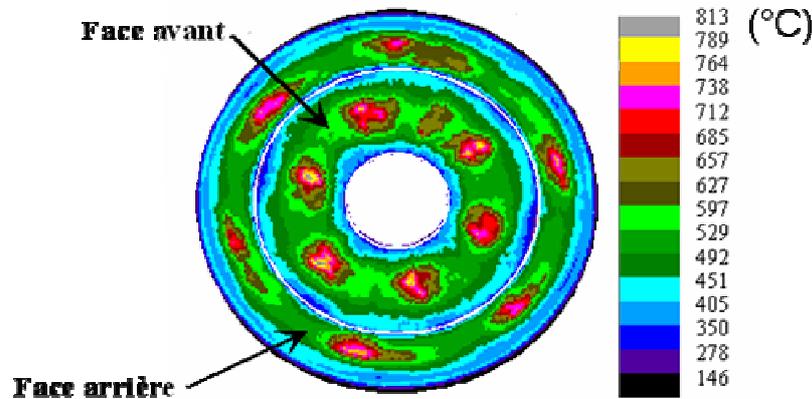


Figure 1.58 : Thermographie simultanée des deux faces d'un disque TGV avec MHS [Dufrénoy_1998]

L'observation continue des freinages a permis de mettre en évidence que le scénario d'apparition des points chauds macroscopiques et plus généralement des gradients thermiques n'est pas tout à fait identique pour chacun des disques testés. On distingue cependant une séquence d'apparition qui apparaît fréquemment et que l'on qualifiera de "classique" (plus de détails sont disponibles dans [Panier_2004]).

Le freinage débute souvent par la formation de cercles chauds en surface du disque, relativement uniformes circonférentiellement et pouvant se déplacer radialement sur le disque (**Figure 1.59a**). Sur ces cercles, peuvent apparaître ensuite des petits points chauds du type gradient sur cercles chauds dont la disposition angulaire est très régulière (**Figure 1.59b**). Des points chauds macroscopiques, de taille beaucoup plus importante que celle des précédents, se forment ensuite en surface du disque. Ils sont eux aussi très régulièrement espacés angulairement (**Figure 1.59c**). Une fois formés, ils réapparaissent systématiquement sur le disque d'un freinage à l'autre. Ces points chauds macroscopiques sont alors qualifiés de stationnaires, sur le disque, même si une légère migration angulaire dans le sens opposé à celui de la rotation a été observée.

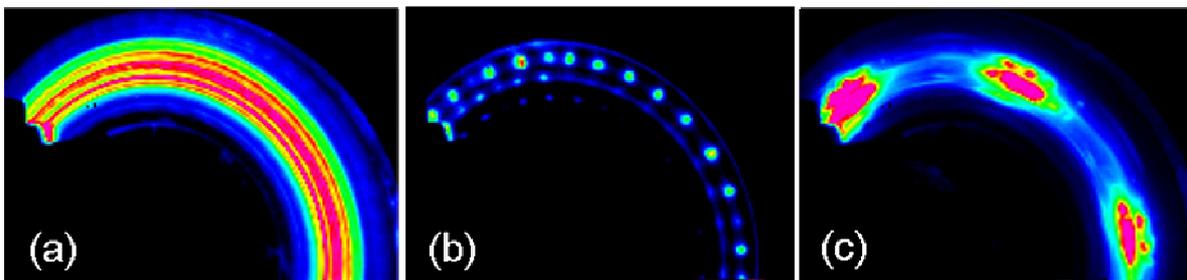


Figure 1.59 : Scénario classique de l'apparition des points chauds [Panier_2004]

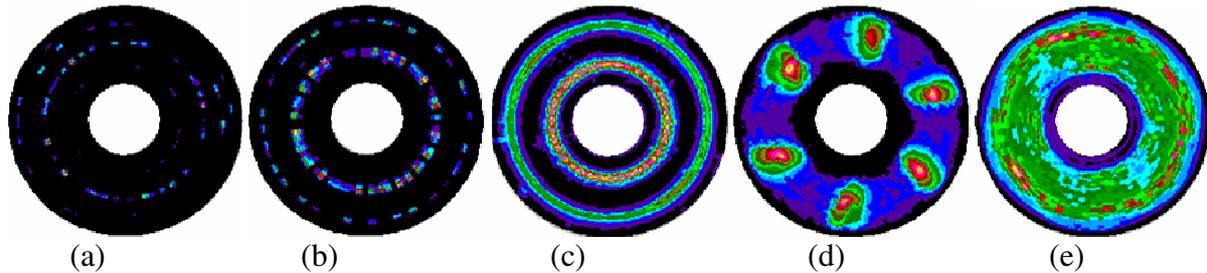
[Panier_2004] a aussi montré que le nombre de points chauds dépend de la longueur circonférentielle de contact disque/garniture (ratio angle de frottement/périmètre moyen du disque). En diminuant cette longueur le nombre de points chauds augmente.

1.4.2.2 Thermographies Infrarouges

Dufrénoy a proposé une classification (**Tableau 1.6**), basée sur des thermographies sur disque TGV (**Figure 1.60**).

Tableau 1.6 : Classification des gradients thermiques sur disques ferroviaires [Dufrénoy_1998]

Type de gradient thermique	Taille (mm)	Niveau thermique (°C)	Durée
(a) Aspérités	< 1	1200	< 1 ms
(b) Gradients sur cercles chauds	Longueur : 5 à 20	650 à 1000	0,5 à 10 s
(c) Cercles chauds	Largeur : 5 à 50	Jusque 800	> 10 s avec déplacements
(d) Points chauds macroscopiques	40 à 110	Jusque 1100	> 10 s souvent "stabilisés"
(e) Gradients de diffusion	80 à 200	20 à 300	> 10 s

**Figure 1.60 :** Illustration de la classification des gradients thermiques (IR) [Dufrénoy_1998]

Les *cercles chauds* (appelés aussi bandes chaudes ou cercles de feu), de type (c), correspondent au gradient thermique le plus couramment observé dans les freins à disque ferroviaires. Dans les domaines d'application aéronautiques et automobiles, il a été clairement mis en évidence le rôle de la distribution non uniforme dans la direction radiale de la pression de contact de la garniture, qui, de par la rotation, entraîne l'apparition de cercles chauds [Kennedy_1974, Day_1984, Woodward_1993]. Le même phénomène se produit de manière systématique pour les disques ferroviaires ; il s'accompagne de déplacements plus ou moins rapides des cercles chauds suivant le rayon du disque. Les migrations radiales sont expliquées par le phénomène de dilatation thermique du disque et de la garniture, associé à l'usure, qui tend à déplacer les zones de contact [Dufrénoy_1995b, Dufrénoy_2003].

Les *points chauds macroscopiques*, de type (d), sont des zones d'échauffement très régulièrement espacées angulairement. Ils sont présents, dans les freins automobiles, lors de freinages particulièrement sévères et de longue durée [Anderson_1990, Woodward_1993] et dans le ferroviaire, pour certains types de géométrie de disque (notamment celui du TGV non ventilé) [Dufrénoy_1998]. Une fois formés, ils réapparaissent systématiquement durant les freinages ultérieurs d'où l'appellation de points chauds "stabilisés". Leur mécanisme d'apparition est encore incertain, certaines explications sont basées sur le flambage du disque ou les instabilités thermo-élastiques (TEI). L'approche TEI suppose qu'une imperfection dans le contact vient perturber la distribution de pression, la rendant moins uniforme et par conséquent modifie la génération de chaleur due au frottement. Ceci produit la déformation thermo-élastique non uniforme et implique sous certaines conditions de vitesse des irrégularités dans la distribution de contact [Barber_1969]. Une explication plus récente vise à mettre en cause une déformation ondulatoire progressive du disque. Celle-ci propose un scénario de déformation en plusieurs étapes successives [Panier_2004]. Tout d'abord le mode de fixation du disque brise la symétrie axiale entraînant une déformation élastique à deux lobes stationnaire par rapport à la garniture et donc tournante sur le disque. Si la sollicitation thermique est suffisante pour entraîner l'écoulement plastique du matériau du disque, cette déformation se fige sur le disque et conduit à la formation de deux zones chaudes macroscopiques sur chaque face du disque. Sous le chargement à deux gradients thermiques antisymétriques par face, la déformation du disque évolue ensuite vers une ondulation plastique à six lobes. La déformation est ensuite stationnaire sur le disque expliquant la réapparition systématique des points chauds.

Les thermographies réalisées en 2001 au banc d'essai de l'AEF à Vitry sur 4 disques munis respectivement de garnitures G1, G2, G3 et G4, présentées au §1.3 et relatives de l'étude de la fissuration des disques TGV, confirment l'apparition systématique des points chauds macroscopiques, même si ceux-ci sont plus ou moins marqués et de géométrie différente selon les garnitures. Ils peuvent migrer radialement durant les freinages et circonférentiellement d'un freinage à l'autre mais très légèrement. La migration radiale est associée, comme pour les cercles chauds aux dilatations thermiques et à l'usure. Les migrations circonférentielles sont associées à l'écoulement plastique du matériau du disque qui est dissymétrique par rapport au contact en raison de l'effet d'engagement de la garniture avec une pression de contact plus élevée vers le bord d'attaque.

Les thermographies des disques freinés avec les garnitures fissurantes (G2 et G4) montrent des points chauds qui semblent plus marqués pour certains freinages (cas d'une force d'application de 20 kN (**Figure 1.61**)). Les températures sont toutefois à relativiser car une imprécision existe en raison de la méconnaissance de l'émissivité des disques. Les disques équipés des garnitures non fissurantes (G1 et G3) ont présenté aussi des points chauds mais surtout pour des forces d'application faibles de 10 kN (**Figure 1.62**).

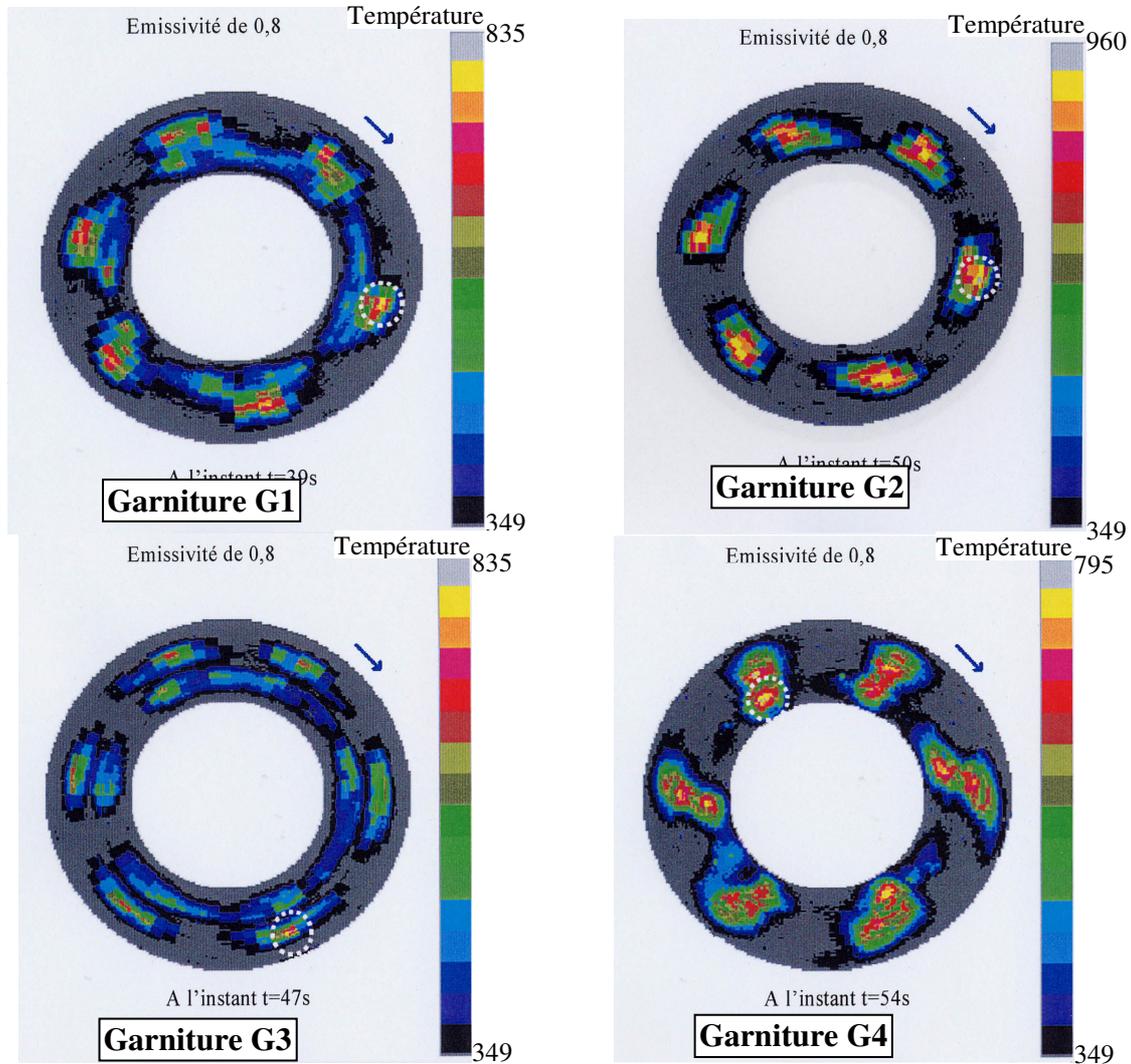


Figure 1.61 : Thermographies pour un freinage d'arrêt à 300 km/h et une force d'application de 20kN (document SNCF).

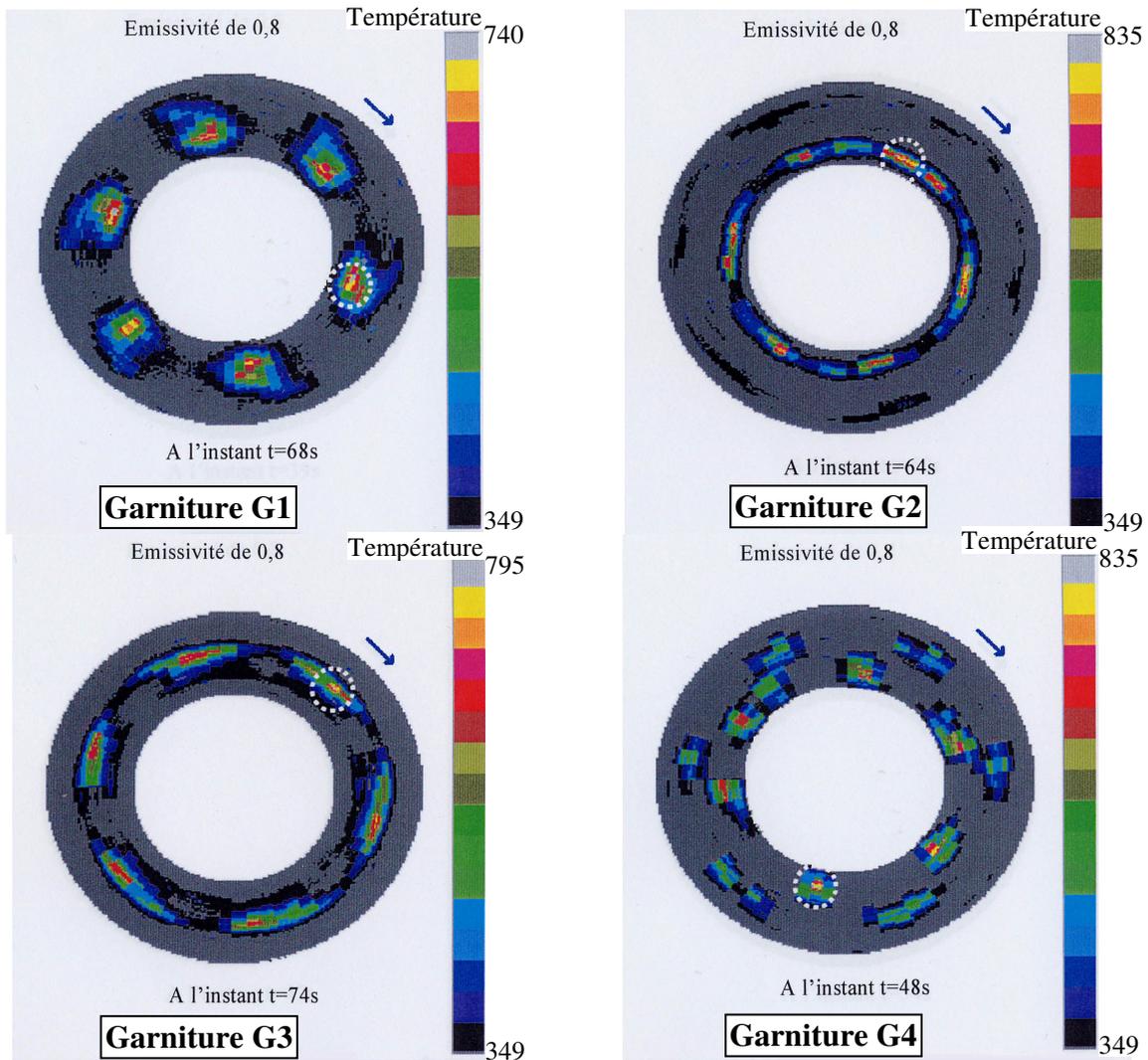


Figure 1.62 : Thermographies pour un freinage d'arrêt à 300 km/h et une force d'application de 10kN (document SNCF).

Synthèse

Les investigations expérimentales ont également montré que la distribution de la température sur le disque selon le freinage et au cours du même freinage n'était pas uniforme et constant. La sollicitation thermique est très variable au cours du temps en intensité et aussi en terme de gradient (cercles chauds, gradients sur cercles chauds, points chauds macroscopique, etc.), qui de plus se déplacent sur le disque.

Cette non stationnarité de la sollicitation dans l'espace et le temps est une difficulté importante par rapport à l'endommagement entraînant une non stabilisation de la sollicitation en contrainte-déformation rendant très délicate une analyse en cumul de dommage.

1.5 Modélisation

Le paragraphe précédent a montré différents types de localisations thermiques rencontrés lors du freinage disque-garniture. Différentes modélisations ont été élaborées afin d'analyser le système complexe qu'est le frein à disque.

Tous les modèles existants sont basés sur un chargement uniquement thermique, mais qui engendre une sollicitation thermomécanique du disque. Le chargement mécanique (comme la

charge qu'applique la garniture sur le disque) est considéré comme négligeable par rapport à la perturbation thermique, en raison de pressions de contact relativement faibles, tout au moins en moyenne. Il n'est en effet pas encore possible, ou en tout cas très difficile, de prendre en compte la répartition de pression réelle dans le contact, telle qu'elle découle de l'approche tribologique rappelée plus haut.

Avec l'hypothèse généralement retenue d'un flux circonférentiellement uniforme, le gradient thermique angulaire est généralement négligé pour simplifier l'équation de la chaleur, mais il peut être pris en compte dans la résolution par une approche appropriée. Nous classerons les modèles suivant ce critère : sans ou avec gradient thermique angulaire.

En pratique, ce gradient existe toujours mais il s'avère plus ou moins élevé selon les applications. Ainsi pour les applications automobiles où le temps de freinage est court, le flux thermique surfacique est élevé conduisant à des gradients angulaires de l'ordre de 35% de la température moyenne de surface [Tirovic_1990, Dufrénoy_1995, Nguyen-Tajan_2002]. Pour les applications ferroviaires, les temps de freinage sont plus longs (en raison notamment du faible niveau de l'adhérence roue-rail) et correspondent à des variations de température de l'ordre de 10% de la valeur moyenne. Ceci conduit généralement à les négliger et à admettre l'hypothèse d'un flux circonférentiellement uniforme. Il faut cependant être prudent car ces calculs sont menés sous hypothèse de pression uniforme sur la surface totale de la garniture. Or, on a vu que la surface réelle de contact est beaucoup plus réduite, ce qui conduit à des flux surfaciques plus élevés et donc des gradients thermiques supérieurs.

1.5.1 Modèles sans gradient thermique angulaire

1.5.1.1 Modèles analytiques

Différents modèles analytiques existent, une revue de plusieurs d'entre eux ainsi que leur confrontation figurent dans [Majcherczak_2003].

Citons tout d'abord le modèle de Newcomb, très utilisé, qui considère un écoulement de chaleur unidirectionnel dans un disque entre deux garnitures [Newcomb_1959]. Notons qu'il existe une forme simplifiée du modèle de Newcomb, qui conduit à une équation réduite de la température de surface au cours du temps, applicable suivant l'épaisseur du disque, la diffusivité thermique et le temps de freinage. Majcherczak rappelle que cette condition n'est pas forcément respectée, ce qui conduit, dans certains travaux, à une utilisation abusive de cette forme simplifiée.

Le modèle de Limpert traduit l'évolution en température du disque, également à l'aide d'un modèle unidimensionnel suivant la normale à la surface du disque, mais en tenant compte des conditions aux limites en convection [Limpert_1992]. Les propriétés des matériaux sont supposées constantes avec la température. Cartigny a proposé récemment une modification de la formulation de Limpert pour la prise en compte du temps de montée en pression dans le cylindre avec des résultats montrant une influence non négligeable de ce paramètre [Cartigny_2003].

1.5.1.2 Modèles numériques

L'absence du terme de transport dans l'équation de la chaleur et l'hypothèse de flux orthoradial nul conduit à des problèmes thermiques classiques qui peuvent être traités par les codes de calcul commerciaux en 1D, 2D ou 3D par des résolutions de type Galerkin standard.

Les modèles unidimensionnels traitent le problème suivant la normale à la surface de contact, c'est à dire suivant la direction d'écoulement principal de la chaleur. Ce type de modèle est très proche des modèles analytiques, avec l'intérêt de pouvoir y introduire des conditions aux limites complexes [Cartigny_2003].

Les modèles bidimensionnels, qui sont les plus couramment rencontrés, traitent une section radiale du frein considérant ainsi le problème axisymétrique [Kennedy_1974, Day_1990, Dufrénoy_1995b]. En cas de symétrie plane du frein, le problème peut être réduit de moitié (**Figure 1.63**). Dans le cas où les garnitures sont modélisées, elles sont alors également considérées axisymétriques, contrairement à la réalité, ce qui nécessite de corriger leur propriétés thermophysiques λ et ρc dans le rapport des surfaces de contact. Ces modèles apportent, par rapport aux modèles analytiques, une meilleure visualisation des champs thermiques et la prise en compte de la géométrie et des conditions aux limites bidimensionnelles, qui ont une influence significative dans le cas de séquences de freinage longues.

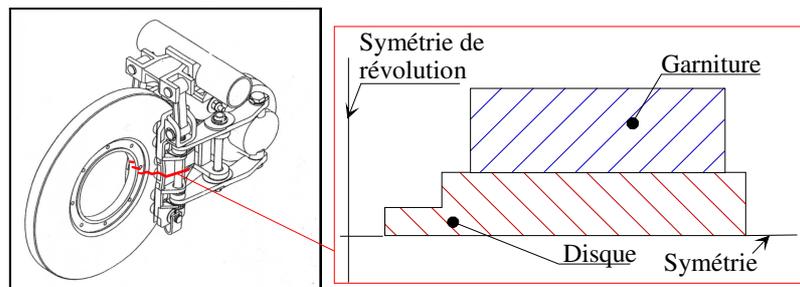


Figure 1.63 : Simplification axisymétrique du couple disque-garniture avec symétrie plane [Majcherczak_2003]

Les modèles tridimensionnels sont utilisés quand les disques présentent des géométries complexes, avec ventilation interne par exemple. L'hypothèse de flux circonférentiellement uniforme conduit alors à simplifier le modèle à une demi-période géométrique de ventilation. Il est néanmoins souvent plus facile et suffisant d'adopter un modèle 1D ou 2D en y introduisant des corrections géométriques qui rendent compte du volume des organes de ventilation (ailettes ou autres) et des surfaces de convection [Aucouturier_1992].

1.5.2 Modèles avec gradient thermique angulaire

L'équation de la chaleur avec terme de transport présente analytiquement une résolution complexe. Numériquement, des problèmes d'instabilités apparaissent lors de la discrétisation par éléments finis (apparitions d'oscillations) [Christie_1976].

Analytiquement, Laraqi a proposé une solution exacte du problème tridimensionnel du disque soumis à un flux de chaleur angulaire limité, avec l'hypothèse de continuité thermique de surface disque-garniture et en considérant les propriétés des matériaux constantes avec la température [Laraqi_2002].

En calcul numérique, par éléments finis, la formulation Galerkin standard, de type différence centrée, convient bien pour la discrétisation du terme diffusif, mais pas pour le terme de transport. En effet, si ce terme est significatif, c'est à dire en pratique si le nombre de Peclet pour le maillage $Pe = VL/a$ (avec V la vitesse, L la longueur caractéristique des éléments et a la diffusivité) est supérieur à 2, l'algorithme conduit à des oscillations numériques donnant des solutions erronées [Heinrich_1977, Kennedy_1984^b]. Ainsi pour les modèles de disques, ce critère conduirait à des maillages trop fins, notamment dans le cas de freinages à haute vitesse, où L avoisine alors le micromètre, ce qui n'est pratiquement pas possible à mettre en œuvre avec des temps de calcul raisonnables [Panier_2002]. Une solution est d'utiliser une formulation par éléments finis de type Petrov-Galerkin plus stable que la formulation de Galerkin [Heinrich_1977, Yu_1987, Zagrodzki_2001]. Cependant cette méthode n'est pas implantée dans tous les codes par éléments finis et reste très *coûteuse* en temps de calcul dans le cas d'un maillage tridimensionnel. D'autres alternatives ont été proposées par différents auteurs. Elles sont précisées ci après.

1.5.2.1 Modèle 2D circonférentiel [Majcherczak_2003]

La simplification proposée est de négliger les gradients thermiques radiaux en considérant un modèle 2D circonférentiel du disque suivant son périmètre moyen (**figure 1.64**). La difficulté liée au nombre de Peclet élevé est contournée par la stratégie numérique suivante : le mouvement relatif disque-garniture est supprimé, ce sont les températures sur le disque qui sont translatées suivant la direction du mouvement. Le "coût de calcul" est alors reporté sur la discrétisation temporelle nécessairement très fine. Les résultats obtenus sont néanmoins concluants sur la prédiction du gradient thermique angulaire. Le calcul est néanmoins bidimensionnel, sans considération des géométries réelles.

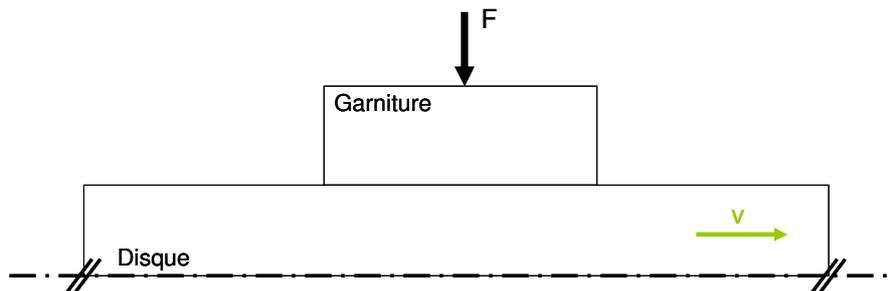


Figure 1.64 : Modèle E.F. circonférentiel 2D d'un frein à disque [Majcherczak_2003]

1.5.2.2 Modèles hybrides FFT-FEM

Les modèles FFT-FEM combinent la méthode des éléments finis avec une transformée de Fourier rapide. La transformation permet de s'affranchir du terme de transport dans le problème thermique non linéaire (c'est à dire des dérivées partielles angulaires dans le cas cylindrique) et de réduire sensiblement la taille du problème transitoire [Kennedy_1984^b, Colin_1986, Lin_1992].

L'application au problème 3D du frein à disque a été initiée par [Floquet_1994, Floquet_1996, Vallet_1999]. L'application d'une transformation intégrale de Fourier à l'équation de la chaleur en coordonnées cylindriques a pour effet de transformer la variable θ en un paramètre discret, la fréquence f et à supprimer toutes les dérivées partielles selon θ .

Le calcul s'effectue dans le domaine fréquentiel. Pour des géométries non axisymétriques (disques ventilés), comme il a été constaté que les variations angulaires du flux de chaleur n'affectent qu'une couche fine de surface, le problème est divisé en deux : une épaisseur fine en surface, de géométrie axisymétrique, traitée à l'aide de la méthode FFT-FEM énoncée précédemment, et la partie centrale, traitée par un modèle 3D éléments finis classique. Des interfaces de calcul en température et flux permettent de lier les deux modèles. Une transformée de Fourier inverse est nécessaire pour obtenir les températures dans le domaine réel.

1.5.2.3 Modèles stationnaires et eulériens

La méthode stationnaire, ou plus particulièrement l'algorithme stationnaire passage par passage, a été proposé par Nguyen et Rahimian [Nguyen_1981] puis développée par Maitournam [Maitournam_1989] pour les problèmes de structures soumises à des chargements mobiles supposés constants en vitesse et en amplitude au cours d'un passage (ils peuvent par contre varier d'un passage à l'autre). Dans le cas du problème disque-garniture, cet algorithme fournirait l'état du disque après chaque passage de la garniture. Il repose sur le principe de résoudre le problème non plus dans le repère de la structure mais dans un repère lié au chargement, c'est-à-dire à la garniture.

Pour établir les équations thermomécaniques du problème, il faut remplacer, dans les équations du système, toutes les dérivées temporelles par des dérivées particulières. Avec cette approche, le maillage reste fixe. Comme les régions à très forts gradients sont la plupart du temps fixes dans le repère de calcul, le raffinement du maillage se limite à ces quelques zones, ce qui permet d'éviter les opérations de remaillage, très coûteuses en temps de calcul. Le nombre de degrés de liberté du modèle est réduit d'où une économie en temps de calcul.

Nguyen-Tajan *et al.* ont proposé une généralisation de l'algorithme stationnaire passage par passage aux problèmes de chargement variable au cours d'un cycle [Nguyen-Tajan_2001, Nguyen-Tajan_2002]. En particulier, cet algorithme permet de prendre en compte l'évolution au cours du temps de l'amplitude du chargement et de tenir compte ainsi de l'évolution de la vitesse du disque au cours du temps, ce qui est avantageux dans le cas d'un freinage d'arrêt.

1.5.2.4 Modèle hybride : 3D/2D Temporel à Reconstitution Spatiale (TRS)

Les deux méthodes citées précédemment restent complexes de mise en œuvre et les temps de calcul sont relativement élevés. De plus, la pression de contact n'est pas remise à jour durant le freinage ; elle est au mieux calculée à l'instant initial et supposée constante durant tout le freinage. Les durées très élevées en ferroviaire et la nécessité de remise à jour fréquente des pressions de contact posent le problème des temps de calculs en résolution thermique transitoire. C'est pourquoi [Dufrénoy_1995, Panier_2002] ont proposé, en alternative aux méthodes citées précédemment, un autre modèle de calcul pour évaluer les gradients thermiques angulaires.

Suivant l'idée de Tirovic *et al.* [Tirovic_1990], ils considèrent le disque fixe et déplacent le chargement [Dufrénoy_1995, Panier_2002]. En raisonnant sur un tour, l'échauffement qui résulte de la période de friction est proportionnel à l'angle de contact de la garniture θ_g . Pour une section radiale du disque (modèle axisymétrique), il s'agit par conséquent d'appliquer, sur la surface, le flux de chaleur durant $\theta_g / 360$ de la durée du tour et de simuler le refroidissement pendant les $(360 - \theta_g) / 360$ du temps résiduel. La connaissance de l'évolution de la température de la tranche du disque sur une révolution permet d'obtenir la cartographie des températures du disque à chaque instant, grâce à un programme de reconstruction 3D. Un exemple de résultat est montré **Figure 1.65**, pour un freinage ferroviaire à 100 km.h^{-1} .

L'hypothèse d'axisymétrie implique celle du flux orthoradial nul. Cette hypothèse a été discutée par Panier qui a confronté les résultats avec ceux d'un modèle 3D complet du disque (temps de calcul multiplié par 290) [Panier_2002]. Il montre que le flux orthoradial est négligeable comparé aux directions axiale et radiale (dans un rapport 100) et obtient une concordance quasi-parfaite en température pour les deux modèles dans des temps de calculs fortement réduits.

Les gradients thermiques angulaires sont de l'ordre de 10 % de la température moyenne de surface, ce qui est relativement faible. Il faut néanmoins noter que le cas présent est très favorable, puisque la pression est implicitement considérée uniforme. Dans le cas général où cette hypothèse n'est pas vérifiée, les densités de flux seraient plus élevées, ce qui conduirait à des gradients thermiques plus importants.

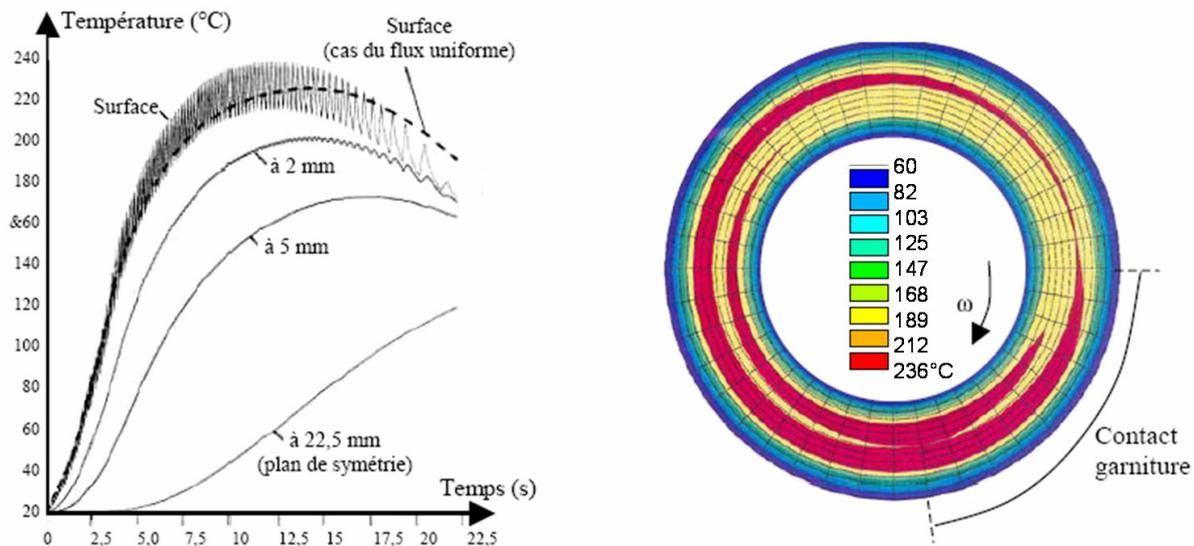


Figure 1.65 : Evolution et carte de température du disque pour un freinage ferroviaire à 100 km.h^{-1} obtenues avec le modèle TRS [Dufrénoy_1995]

1.5.3 Modèle thermique avec 3^{ème} corps

Les modélisations citées précédemment considèrent une continuité parfaite en température entre les deux corps frottants (hypothèse de contact parfait). Compte tenu de l'existence du 3^{ème} corps à l'interface, quelques auteurs ont proposé de prendre en compte le troisième corps [Ryhming_1979, Day_1983, Dufrénoy_1995] comme une résistance thermique d'interface ou par un corps volumique permettant de considérer les aspects capacitifs. La difficulté réside dans l'identification des données caractéristiques du 3^{ème} corps [Holman_1997, Desplanques_2001, Brunel_2007] avec néanmoins des valeurs souvent cohérentes entre les auteurs et obtenues par identification inverse à partir de relevés thermiques près de la surface dans les corps en contact. Les modèles montrent la compétition entre stockage de chaleur dû aux effets capacitifs et barrière thermique due à la faible conductance, avec incidence sur les niveaux de températures et leur évolution dans le temps. Dans le cas du freinage traité ici, les effets capacitifs semblent de second ordre.

Synthèse

Les difficultés de la modélisation en freinage sont nombreuses :

- un gradient thermique angulaire,
- des pressions de contact variables selon et au cours du freinage,
- interface de contact (3^{ème} corps).

Le clou du modèle dépend des objectifs de simulation et des phénomènes à étudier.

1.6 Synthèse et stratégie

1.6.1 Synthèse

Les disques issus de l'exploitation présentent des fissures radiales généralement non débouchantes. Deux types de fissure ont été observés : les fissures rectilignes et les fissures à trajet chahuté.

Pour les quatre couples disque-garnitures (disque en 28CrMoV5-08, garnitures en matériaux frittés : G1, G2, G3, G4), testés au banc d'essai de l'AEF en 2001, un faïençage superficiel apparaît

très rapidement sur la surface de friction (**Figure 1.66** en haut). Dans le cas du disque freiné avec la garniture G1, ce faïençage est radial alors que pour le disque freiné avec la garniture G4, on observe un faïençage en cellules fermées. Le faïençage obtenu avec le garniture G2 est prépondérément radial avec des ramifications de fissures circonférentielles.

Pour deux types de garnitures, G2 et G4, ce faïençage s'est propagé jusqu'à la formation de fissures macroscopiques radiales de natures différentes (**Figure 1.66** en bas) :

Pour le disque freiné avec la garniture G2, les fissures macroscopiques sont rectilignes. L'amorçage se fait en un seul point et la propagation se fait en mode I.

Pour le disque freiné avec la garniture G4, les fissures macroscopiques ont un trajet « chahuté », très influencé par le faïençage environnant. L'amorçage se fait en plusieurs points et c'est la coalescence de plusieurs petites fissures qui forme la fissure macroscopique.

De plus, on observe des modifications microstructurales en surface et en profondeur (affinement de la taille des grains, formation de martensite) et des niveaux d'usure, sur le disque, variables suivant le type de garniture utilisée. Il est très probable que ces deux facteurs influencent les mécanismes d'amorçage et de propagation des fissures, rendant très complexe une démarche de prédiction quantitative.

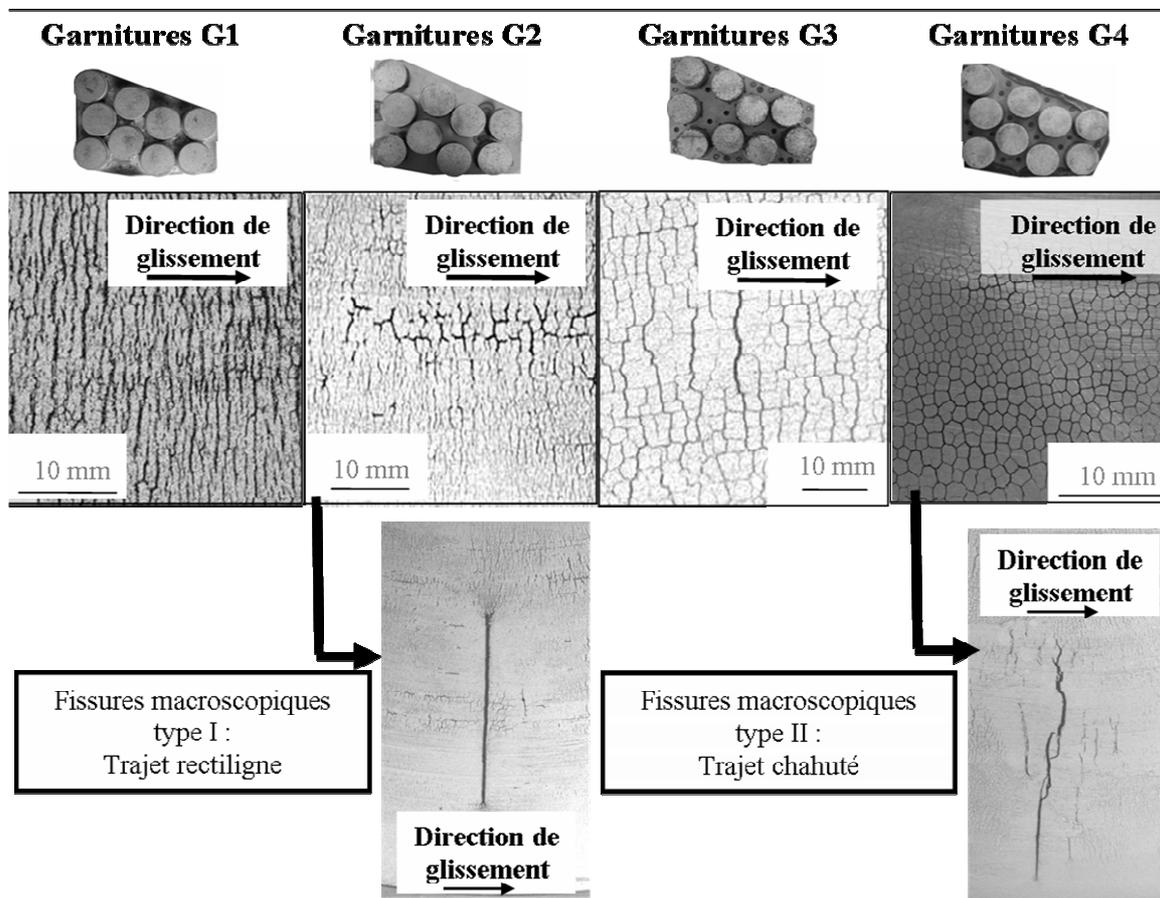


Figure 1.66 : Influence du type de garnitures sur l'endommagement des disques

Les endommagements par faïençage ont déjà été observés pour les disques de freins automobiles, pour les outils de mise en forme à chaud, ainsi que dans les conduites d'échangeur thermique dans le nucléaire. Ce type d'endommagement est associé à un phénomène de fatigue thermique.

La problématique du freinage est multi-physique et multi-échelle et suit des mécanismes encore mal connus.

Le contact garniture-disque est complexe. La tribologie montre une surface effective de contact réduite et variable tout au long du freinage. Cette étude se focalise sur les phénomènes macroscopiques, à l'échelle du couple disque-garniture.

Enfin, les investigations expérimentales ont montré que la distribution de la température sur le disque selon le freinage et au cours même du freinage n'était pas homogène. La sollicitation thermique est très variable au cours du temps en intensité et aussi en terme de gradient qui peuvent varier (cercles chauds, gradients sur cercles chauds, points chauds macroscopiques...) et qui de plus se déplacent sur le disque.

1.6.2 Stratégie globale

Les investigations expérimentales ont montrés que l'endommagement était très dépendant du type de garniture utilisé.

Dans le but de donner des indications sur le faïençage et dans l'avenir la fissuration, on doit :

- **connaître le chargement thermique vu par le disque, en fonction du type de garnitures.** On pourrait se baser soit sur des cartographies expérimentales mesurées par thermographie IR, soit par une modélisation prédictive du contact disque-garniture.

- Etablir un modèle de calcul thermomécanique éléments finis basés sur les champs thermiques permettant de **déterminer les contraintes et les déformations du disque.** Un modèle de comportement du disque est donc à établir.

- Etudier les **champs de contraintes et de déformations** obtenus **par rapport au faïençage et à la fissuration.**

Chapitre 2

Campagne expérimentale

Une campagne d'essais sur banc à échelle 1 a été effectuée en 2006 en collaboration étroite avec Paul Wicker, doctorant CIFRE à l'Agence d'Essai Ferroviaire de la SNCF, en mobilisant un large éventail d'instrumentation dont la thermographie infrarouge. Le but de ces essais était d'étudier le comportement thermique des différentes garnitures et d'en extraire pour chacune sa « signature thermique ». Ce chapitre présente les différents moyens d'essais et de mesures utilisés au cours de ce travail ainsi que les résultats obtenus. Des essais supplémentaires ont été nécessaires afin d'identifier la principale inconnue de la thermographie infrarouge : l'émissivité.

2.1 Présentation des essais

Suite à une analyse statistique des freinages récurrents en exploitation, un programme d'endurance a été conçu dans le but d'étudier la fissuration des disques de frein de TGV. Ainsi, la fissuration des disques a pu être reproduite lors d'essais d'endurance au banc de freinage à échelle 1, réalisés en 2001 à l'Agence d'Essais Ferroviaire (AEF) de la SNCF.

La fissuration des disques étant associée à la fatigue thermique, il est nécessaire de bien connaître le chargement thermique du disque. Une nouvelle étude expérimentale a donc été entreprise pour établir la signature thermique de chacun des quatre types de garnitures au mois de mai 2006.

2.1.1 Présentation du banc

Des essais de freinages de performance ont donc été réalisés sur le banc d'essai à l'échelle 1 de l'AEF (**Figure 2.1**). Le banc d'essais utilisé est un banc à simulation d'inertie, la puissance à freiner est fournie par le moteur d'entraînement et un volant d'inertie. Le disque à freiner est fixé sur une ligne d'arbre entraînée par un moteur synchrone (masse à freiner par disque $M = 4$ tonnes). Le banc est équipé d'un système réel de freinage TGV. A chaque instant, le couple appliqué au disque, sa vitesse, ainsi que la force appliquée sur les garnitures par le piston (force de freinage) sont mesurés. Une séquence de 18 freinages est répétée trois fois successivement (**Tableau 2.1**). Cette séquence se compose de freinages issus du programme d'endurance TGV de la SNCF (**Figure 2.2**) : freinages d'arrêt (FA), freinages de ralentissement successifs (FRS), freinages de ralentissement répétés (FRR). Hormis le cas des paliers temporels de 20 secondes pour les FRS et 60 secondes pour les FRR, la condition de déclenchement des freinages est que la température moyenne relevée en surface du disque par 4 thermocouples frottants soit inférieure à 120°C. Les essais ont été réalisés avec quatre couples disque-garnitures neufs.

En plus de l'instrumentation équipant le banc d'essai, une attention particulière a été portée aux aspects thermiques.

- *Côté disque* : comme la réponse des thermocouples frottants utilisés classiquement sur ce type de banc ne donne qu'une estimation de la valeur moyenne de la température de surface, nous avons eu recours pour tous les essais à une caméra de thermographie infrarouge. Les films thermographiques obtenus peuvent être exprimés en degrés de luminance ou en niveaux de température si l'émissivité du disque est connue. Dans notre cas, il y a lieu d'être prudent dans l'interprétation des thermogrammes, car l'émissivité du disque au cours du freinage dépend de l'état de surface local, de la présence ou non de troisième corps, et même de la température. Par ailleurs, chaque disque a été instrumenté avec six thermocouples de type K, positionnés 2 par 2 tous les 120° , l'un à 8 mm et l'autre à 16 mm sous la surface de frottement. 2 couples de thermocouples sont placés à 50 mm du bord extérieur du disque et un à 70 mm. Le schéma d'implantation des thermocouples est donné à la **Figure 2.4**.

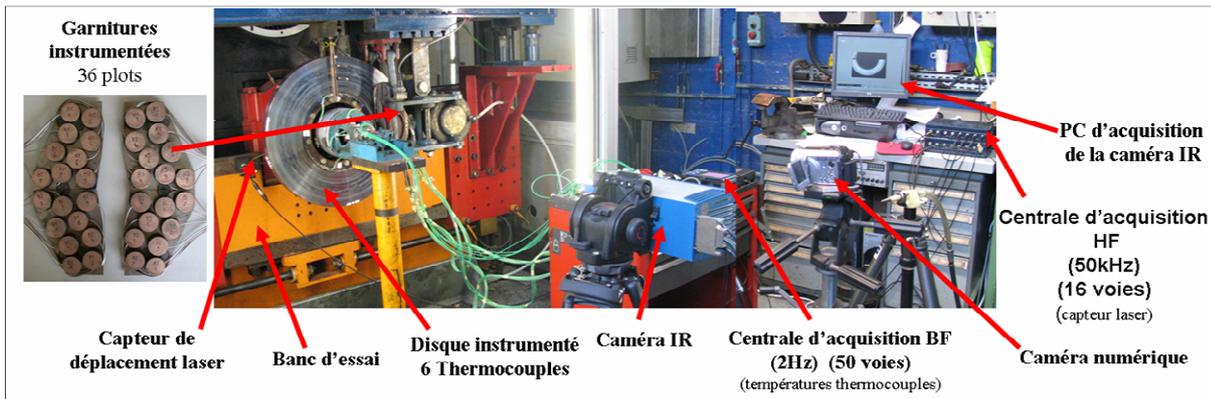


Figure 2.1 : Dispositif expérimental

- *Côté garnitures* : les 36 plots des garnitures ont été instrumentés avec des thermocouples de type K situés au centre de chaque plot, à 8 mm de la surface de frottement.

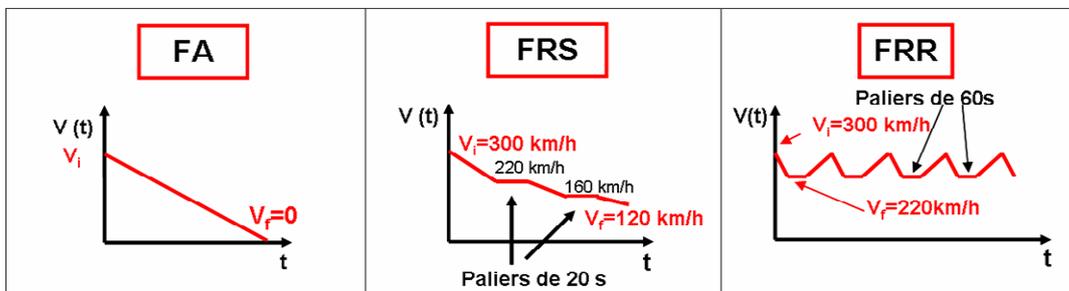


Figure 2.2 : Représentation schématique des différents types de freinage

Un autre type de freinage, non utilisé durant les essais mais qui sera simulé numériquement par la suite, est le freinage d'arrêt d'urgence (FAU). C'est un freinage de 300 km/h à 0 avec deux décélérations différentes dont le principe est présenté dans la **Figure 2.3**.

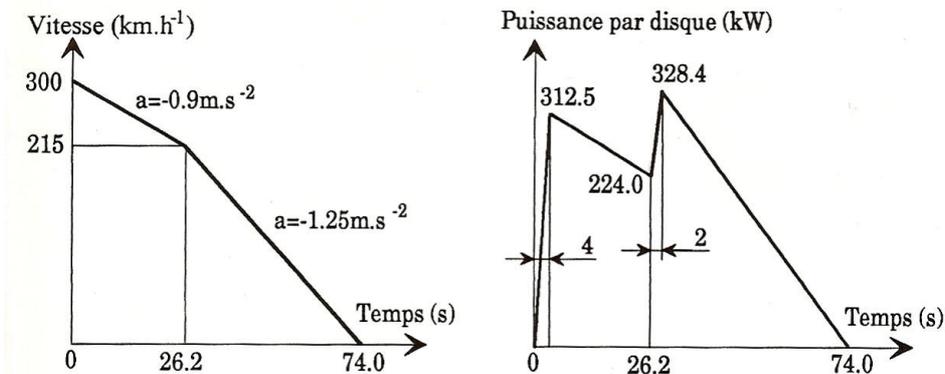


Figure 2.3 : Principe du freinage d'arrêt d'urgence

Tableau 2.1 : Détails des freinages composant une séquence

FREINAGES	Vitesse initiale (km/h)	Vitesse finale (km/h)	Energie (MJ)	Effort (N)	Puissance maxi (kW)
FA1	160	0	4,0	4150	41
FA2	270	0	11,3	11200	185
FA3	270	0	11,3	4150	69
FA4	300	0	13,9	20000	367
FR5	300	150	10,4	11200	206
FA6	270	0	11,3	4150	69
FRS7	300	220	6,4	4150	76
FRS7	220	160	3,5	4150	56
FRS7	160	120	1,7	4150	41
FA8	270	0	11,3	11200	185
FRR 100	300	220	6,4	20000	367
FRR 101	300	220	6,4	20000	367
FRR 102	300	220	6,4	20000	367
FRR 103	300	220	6,4	20000	367
FRR 104	300	220	6,4	20000	367
FRR 200	300	220	6,4	10000	184
FRR 201	300	220	6,4	10000	184
FRR 202	300	220	6,4	10000	184
FRR 203	300	220	6,4	10000	184
FRR 204	300	220	6,4	10000	184

Condition de succession des freinages : $T_{\text{surface du disque}} < 120^{\circ}\text{C}$

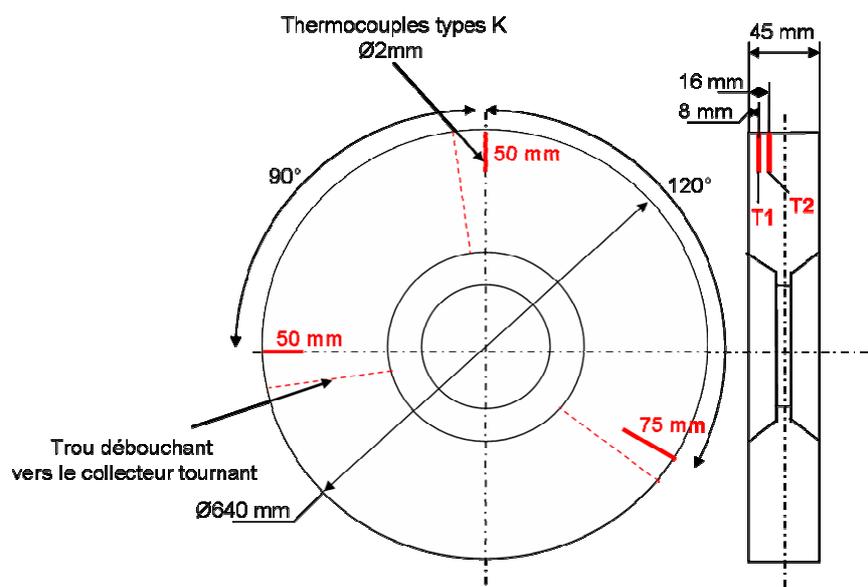


Figure 2.4 : Instrumentation du disque

2.1.2 Mesure thermique par thermographie infrarouge

La thermographie infrarouge consiste à mesurer le rayonnement infrarouge émis par un corps. Différents ouvrages traitent de la mesure infrarouge [Pajani 1989, Gaussorgues_1999]. Les caméras utilisées dans la suite utilisent la méthode dite de *snap shot*. Le capteur de rayonnement thermique est une matrice à deux dimensions constituée de détecteurs InSb infrarouges, appelés pixels, qui convertissent le rayonnement en signal analogique (DL : Digital Level). Ce signal est enregistré sur un disque dur et traité *a posteriori* en imagerie thermique, ici à l'aide du logiciel ALTAIR développé par CEDIP. Avant chaque mesure, la bande spectrale utilisée peut être choisie par l'intermédiaire de filtres, ce qui conditionne en partie la plage de température mesurée. L'autre paramètre qui permet de déterminer la plage de température est le temps d'intégration, qui est le temps durant lequel le capteur saisit le rayonnement entrant : plus celui-ci est élevé, plus le temps d'intégration doit être faible afin d'éviter de saturer le détecteur. La bande spectrale et le temps d'intégration sont définis avant la mesure et ne peuvent être changés en cours de mesure. De plus, afin de faire la correspondance entre le rayonnement mesuré et la température, il faut disposer d'étalonnages associés à chaque filtre et temps d'intégration. Ces courbes d'étalonnage sont obtenues à partir de mesures réalisées sur un corps noir, la température étant fixée et l'émissivité étant égale à 1.

Les mesures thermographiques ont été réalisées à l'aide d'une caméra JADE (acquise par le LML) et d'une caméra SILVER (acquise par la SNCF), conçues et fabriquées par la société CEDIP et dont les caractéristiques sont détaillées en **annexe 1**.

2.2 Etude expérimentale du comportement des garnitures

Forte du large éventail d'instrumentations utilisées, la campagne a permis de nouvelles observations sur le comportement des garnitures détaillées dans cette partie.

2.2.1 Coefficient de frottement moyen

Dans l'ensemble de la campagne d'essais, le coefficient de frottement moyen (moyenne temporelle du coefficient de frottement instantané) a été calculé, freinage par freinage.

Le **Tableau 2.2** présente, pour chacune des 4 garnitures ; la plage de variation du coefficient de frottement moyen calculé pour chacun des freinages de la campagne. Notons que ces valeurs ne respectent pas toujours les spécifications SNCF décrites sur la **Figure 2.5**.

Tableau 2.2 : Coefficients de frottement moyen déterminés pendant les essais au banc

	G1	G3	G4	G2
Coefficient de frottement	entre 0,40 et 0,44	entre 0,28 et 0,32	entre 0,43 et 0,53	entre 0,33 et 0,38

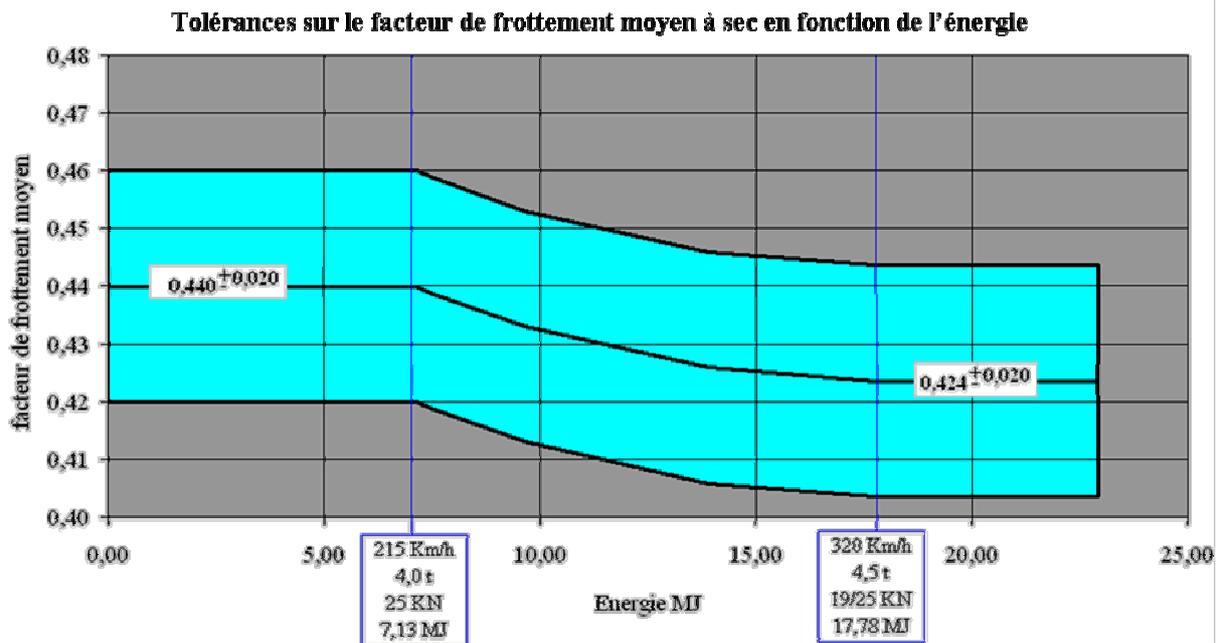


Figure 2.5 : Tolérances du coefficient de frottement établies par la SNCF (document SNCF)

2.2.2 Mesures de températures dans les plots des garnitures

Pendant les essais, un thermocouple a été noyé dans chacun des plots des garnitures et la température relevée a été enregistrée en fonction du temps.

2.2.2.1 Reproductibilité du comportement des garnitures selon le type de freinage

La **Figure 2.6** présente, à titre d'exemple, pour les garnitures G1 et G4 le même freinage d'arrêt FA8 extrait de chacune des trois séquences de 18 freinages. Elle permet de comparer les évolutions des températures dans les 9 plots d'une demi-garniture au cours de ces freinages identiques.

L'intensité et la rapidité de l'élévation de la température dans les plots permettent de déterminer si les plots sont en contact ou non. L'analyse et la comparaison de ces courbes doivent se faire en gardant à l'esprit l'influence des caractéristiques thermiques (λ , ρ et c_p) des plots, qui sont différentes pour les 4 types de garniture, sur les mesures réalisées (thermocouples à 8 mm de la surface de contact).

Pour la garniture G1, les niveaux de température atteints pour les trois séquences sont du même ordre de grandeur. On compte 7 à 8 plots en contact quelle que soit la séquence. Il n'y a quasiment pas d'alternance, c'est-à-dire qu'un plot initialement en contact le restera tout au long du freinage. Du fait des phénomènes d'usure, le contact ne s'effectue pas toujours sur les mêmes plots d'une séquence à l'autre. Les trois séquences ne sont donc pas exactement superposables mais les courbes ont la même allure.

Pour la garniture G4, on constate des niveaux de température supérieurs à ceux atteints dans la garniture G1, à un instant donné, seulement 3 à 4 plots sont en contact, et l'alternance des contacts est plus marquée que dans le cas de la garniture G1. Là encore, l'allure des courbes de température de la garniture G4 est similaire pour les trois séquences.

Même si il y a des différences entre les garnitures, on observe, pour un type de garniture donné, une bonne reproductibilité des mesures de température sur les trois séquences. Ceci est aussi le cas pour les deux autres types de garnitures testées (G2 et G3).

La reproductibilité des mesures thermiques étant vérifiée, il est possible de comparer le comportement thermique des différents couples disque-garnitures pour un type de freinage donné.

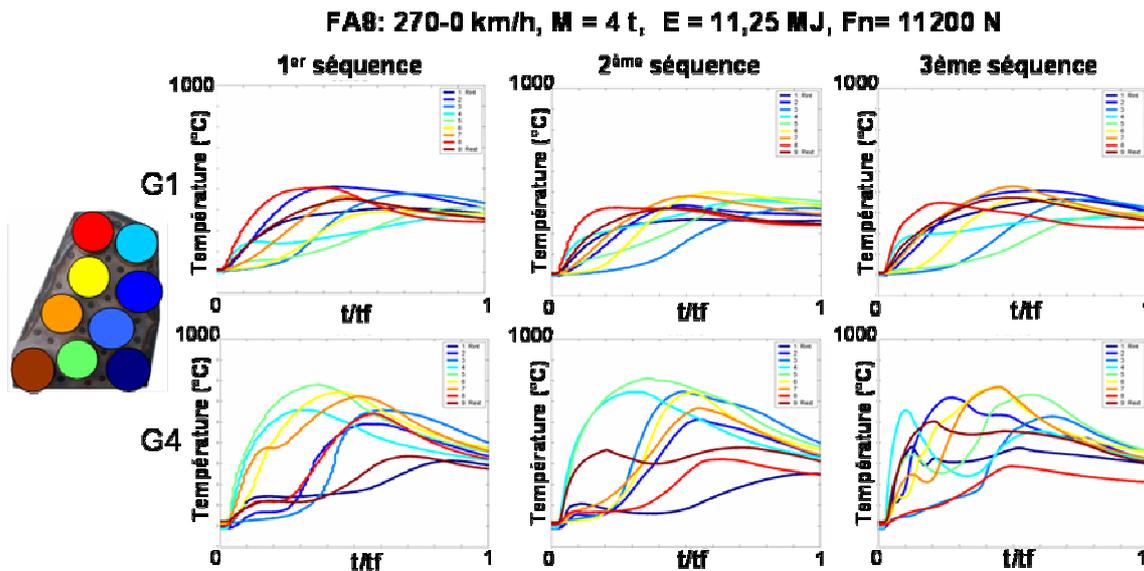


Figure 2.6 : Reproductibilité des mesures de température dans les garnitures

2.2.2.2 Comportement thermique des quatre couples disque- garnitures

La **Figure 2.7** représente l'évolution des températures dans les plots, pour les quatre types de garnitures, pour un freinage d'arrêt FA6 et une succession de 5 freinages de ralentissements répétés FRR100-104, avec deux niveaux d'énergie E (respectivement 11,25 MJ et 6,4 MJ), et deux niveaux de force d'application F_n (respectivement 4150 N et 20000 N).

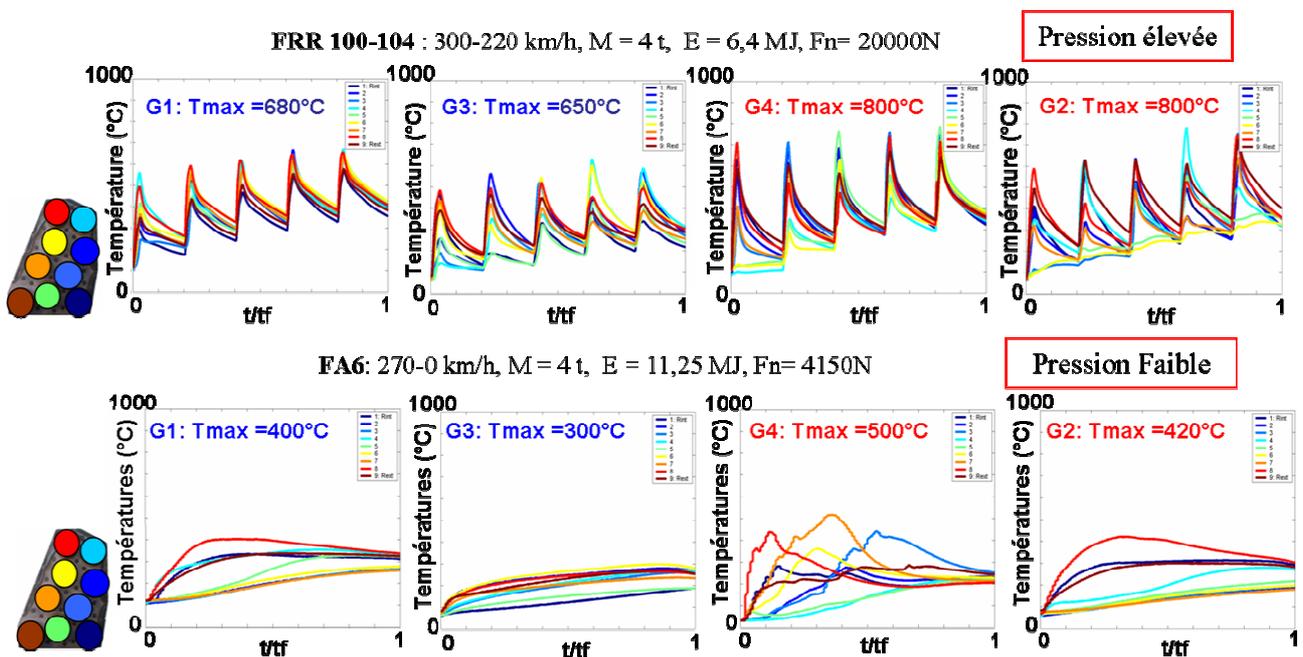


Figure 2.7 : Comparaison des températures dans les plots pour les quatre types de garnitures (freinages FA6, E=11,25 MJ, F_n =4150 N / FRR100-104, E=6,4 MJ, F_n =20000 N)

Pour le freinage FA6 (**Figure 2.7** en haut), on constate une différence entre les garnitures en termes de température maximale atteinte : 300°C pour G3 contre 500°C pour G4 tandis que G1 et G2 ont des maxima proches 400°C et 420°C. De même, le nombre de plots en contact varie suivant le type de garniture. Pour la garniture G3, on dénombre 7 plots en contact tandis qu'il y en a 4 pour la garniture G1 et seulement 3, à un instant donné, pour G2 et G4. Enfin, pour G1, G3 et G2, il n'y a

aucune alternance des contacts, ce sont donc toujours les mêmes plots qui frottent pendant toute la durée du freinage. L'alternance des contacts est plus marquée pour G4, avec un seul plot en contact à certains instants. Une usure élevée des plots pour cette garniture en est sûrement la cause telle que remarquée durant les essais d'endurance de 2001. De plus, cette alternance des contacts engendre le déplacement des gradients thermiques sur le disque (migration des cercles chauds ou des points chauds).

Pour les freinages de ralentissement répétés FRR100-104 (**Figure 2.7** bas), on note des différences importantes. Les niveaux de température atteints sont globalement plus élevés que pour le freinage FA6. Là encore, G3 a les plus faibles niveaux de température ($T_{max} = 650^{\circ}\text{C}$) alors que G4 et G2 ont les plus élevés ($T_{max} = 800^{\circ}\text{C}$).

Pour G1 et G3, tous les plots sont en contact durant les cinq freinages de ralentissement alors que pour G4, c'est à partir du troisième freinage que tous les plots sont en contact. Lors du premier et du deuxième freinage, 3 plots ne sont pas en contact. Pour G2, seulement 6 plots sont en contact durant tous les freinages. Aucune alternance des plots en contact n'est toutefois observée durant un tel freinage de ralentissement, et ce quelque soit le type de garniture. Il est probable que le phénomène n'a pas le temps de se produire car la durée de ce type de freinage n'est que 10% de celle d'un freinage du type FA6. On observe par contre une alternance des plots en contact d'un freinage de ralentissement à un autre sauf pour G2.

Synthèse

Il apparaît que la garniture G4 présente la plus forte alternance de plots en contact mais aussi les niveaux de température les plus élevés. La garniture G2 ne provoque aucune alternance des contacts et présente elle aussi des niveaux de température élevés. Les garnitures G1 et G3 révèlent des niveaux de température globalement plus faibles et une répartition de température plus homogène que les garnitures G2 et G4.

L'analyse de ces mesures de température fait apparaître des différences de comportement thermique suivant le type de garniture, pour un type de freinage donné. On obtient ainsi une information indirecte sur la localisation du chargement thermique. Le nombre de plots en contact et l'alternance de ces contacts permettent d'avoir une information qualitative sur la dynamique de ces localisations.

Cette synthèse est représentée dans le **Tableau 2.3**.

Tableau 2.3 : Synthèse du comportement des garnitures analysées à partir des thermocouples noyés dans les plots

Garniture	G1	G3	G4	G2
Niveau de température	Faible	Faible	Elevé	Elevé
Répartition des températures	Homogène	Homogène	Localisé	Localisé
Alternance des plots en contact durant et entre les freinages	Faible	Faible	Importante	Aucun

2.3 Signatures thermiques des garnitures sur le disque

En 2001, quelques thermographies avaient été effectuées lors de freinages d'arrêt sur chacune des garnitures et avaient révélé des points chauds quelque soit le type de garniture. On sait que les principaux gradients thermiques observés dans la littérature et s'avérant être les plus sévères sont les points chauds, les cercles chauds et les gradients sur cercles chauds (cf chapitre 1). Les essais de 2006 ont permis d'observer tous les types de gradient thermique.

2.3.1 Observations

2.3.1.1 Classification des gradients thermiques par thermographie IR

Nous avons comparé les thermogrammes obtenus avec les différents types de garniture pour un même type de freinage. La **Figure 2.8** donne les cartographies en DL à l'instant de la puissance rayonnée maximale durant un freinage d'arrêt de 300 à 0 km/h ($F_n = 20$ kN) pour les garnitures G1, G3 et G2. Les graphes de droite donnent le profil circconférentiel de DL correspondant à la circonférence passant par le point le plus chaud (voir à gauche).

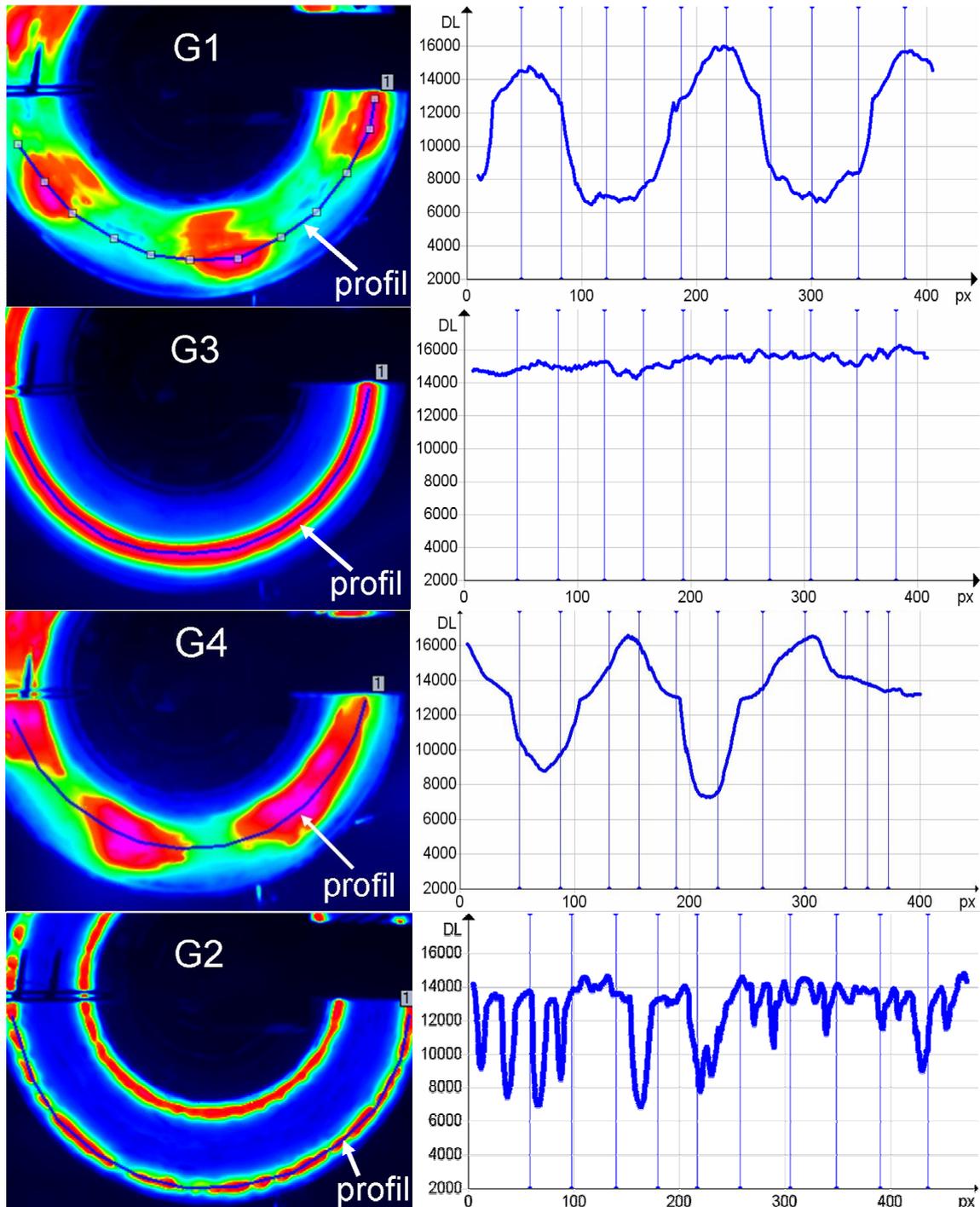


Figure 2.8 : Thermogrammes à l'instant de température maximale et profil circconférentiel de la luminance, pour 3 types de garnitures, durant un FA de 270 à 0 km/h, $F_n = 11200$ N

Le profil de la garniture G1 met en évidence de nettes variations cycliques de luminance, pouvant atteindre jusqu'à 9000 DL (soit 450°C si on considère une émissivité du disque de 1). Il s'agit clairement de points chauds (Macroscopic Hot Spots), ici au nombre de 6.

Le profil de la garniture G3 montre très peu de variations, inférieures à 2000 DL (soit moins de 100°C si on considère une émissivité du disque de 1). On considère alors qu'on est en présence d'un cercle chaud.

Enfin le profil relevé sur le thermogramme de la garniture G2 montre une très nette irrégularité. Si le profil présente une moyenne proche de 14000 DL, de nombreuses chutes de luminance, jusqu'à 7000 DL (soit 350°C si on considère une émissivité du disque de 1), sont observées. On estime qu'on est alors en présence de gradients sur cercles chauds (Focal Hot Spots).

2.3.1.2 Reproductibilité

Les **Figures 2.9** et **2.10** représentent les thermogrammes réalisés pour les quatre garnitures, à l'instant de la puissance rayonnée maximale (proche des températures maximales), pour le premier des cinq freinages de ralentissement répétés, FRR100 ($E = 6,4$ MJ et $F_n = 20000$ N) et pour un freinage d'arrêt à 300 km/h avec une force normale d'application de 20000 N, extrait des trois séquences de 18 freinages.

Pour chaque type de garniture, on constate que les thermogrammes extraits des trois séquences successives ont la même allure. Ceci semble donc indiquer que les réponses thermiques associées à un type de freinage sont globalement reproductibles, pour une garniture donnée. Ce résultat est particulièrement important, car même si des variations existent, liées aux dilatations et aux usures et donc à l'héritage des freinages, isoler une séquence semble toutefois représentatif.

Dans le cas du freinage de ralentissement, on remarque la prédominance de cercles chauds (**Figure 2.9**), quelque soit le type de garniture. Les thermogrammes permettent de visualiser de façon plus précise les gradients thermiques circonférentiels [Panier_2003]. Pour les garnitures G3 et G4 les gradients thermiques circonférentiels sont assez faibles. Par contre les garnitures G1 et G2 mènent à des gradients thermiques circonférentiels plus marqués et la garniture G2 engendre même systématiquement des points chauds sur deux cercles chauds.

Dans le cas du freinage d'arrêt (**Figure 2.9**), la garniture G3 favorise encore des cercles chauds mais avec cette fois-ci des gradients thermiques circonférentiels plus marqués. On peut parler alors de points chauds doubles. Les garnitures G1 et G4 conduisent systématiquement à 6 points chauds macroscopiques. La garniture G2 provoque également des points chauds mais qui apparaissent plus irréguliers. En fait, on retrouve les observations faites sur un freinage d'arrêt à effort élevé (20 kN) lors des essais de 2001.

Les **Figures 2.11** et **2.12** présentent les thermogrammes réalisés pour les quatre garnitures, à l'instant de la puissance rayonnée maximale pour un freinage d'arrêt à 270 km/h avec des forces normales d'application respectives de 11200 N et 4150 N. Pour une force d'application de 11200 N, la garniture G3 a entraîné un cercle chaud, la G4 des points chauds, la G2 des gradients sur deux cercles chauds et enfin la garniture G1 des points chauds légèrement dédoublés, liés à la superposition des phénomènes de cercles chauds et de points chauds macroscopiques. Pour le freinage C2FA6, avec une plus faible force d'application, la garniture G4 entraîne un cercle chaud sévère et G1 engendre cette fois un large cercle chaud. Les deux autres garnitures mènent aux gradients thermiques qui leur sont caractéristiques, bien que de plus faible intensité, soit un cercle chaud pour G3 et des gradients sur deux cercles chauds pour G2.

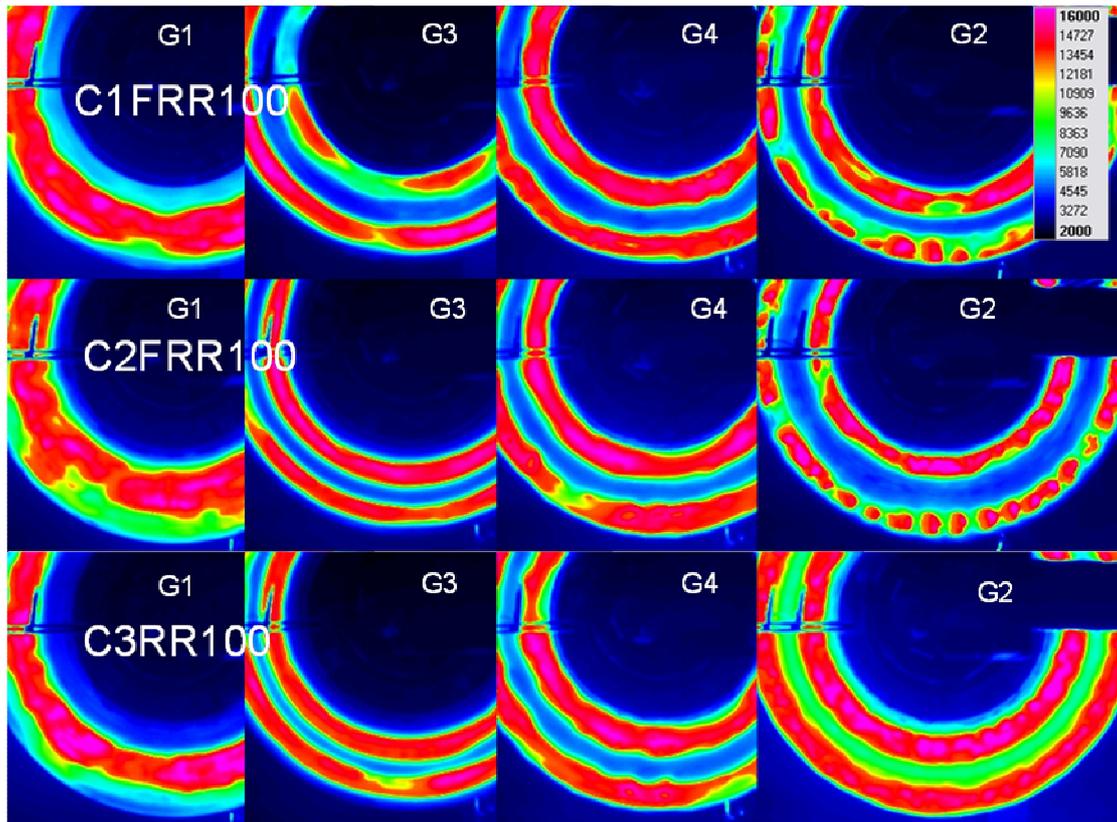


Figure 2.9 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les 4 types de garnitures, durant un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h, $F_n = 20$ kN, à chaque séquence

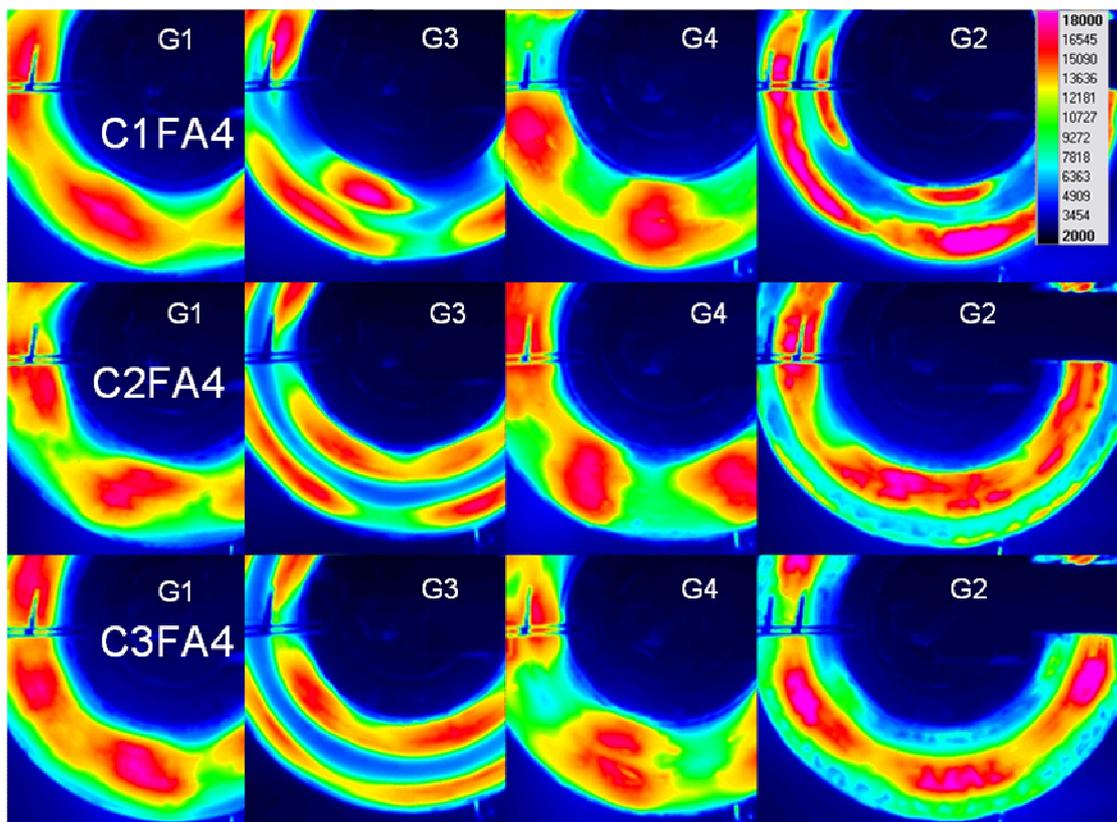


Figure 2.10 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les quatre types de garnitures, durant un freinage d'arrêt de 300 à 0 km/h, $F_n = 20$ kN et à chaque séquence

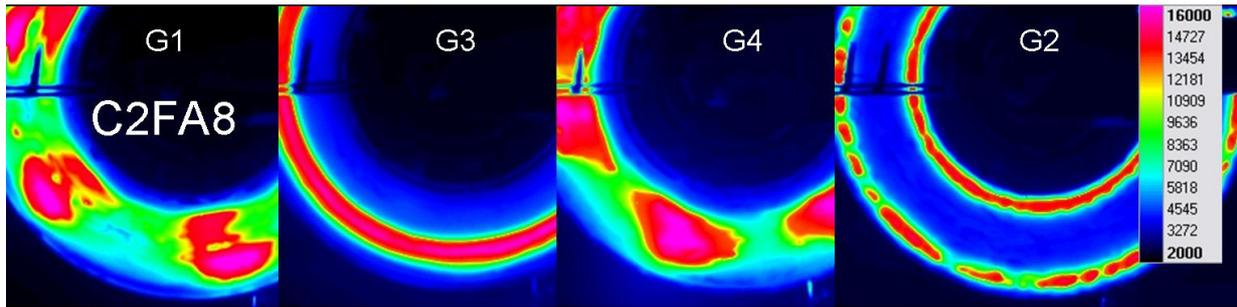


Figure 2.11 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les quatre types de garnitures, durant un freinage d'arrêt de 270 à 0 km/h, $F_n = 11200$ N

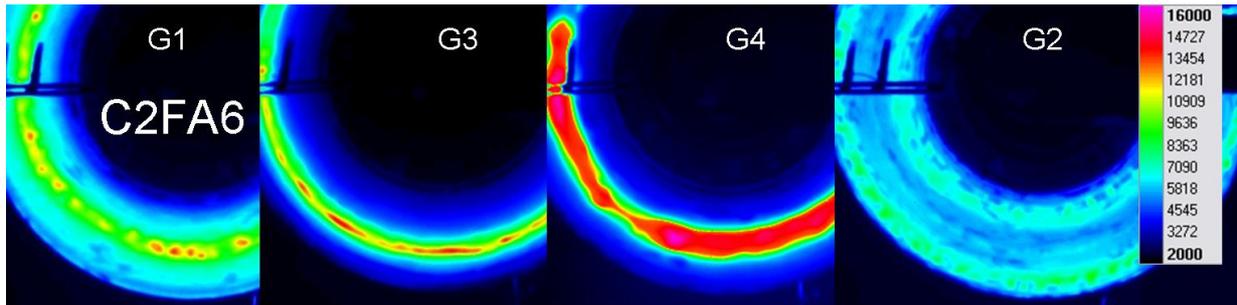


Figure 2.12 : Thermogrammes, à l'instant de température maximale, pour les quatre types de garnitures, durant un freinage d'arrêt de 270 à 0 km/h, $F_n = 4150$ N

Au vu de l'ensemble des thermographies infrarouges prises durant les freinages, on a remarqué que la garniture G3 forme systématiquement des cercles chauds (1 ou plus souvent 2), que la garniture G1 engendre des larges cercles chauds et parfois des points chauds, que la garniture G4 mène à des points chauds et, plus rarement, à des cercles chauds, et enfin que la garniture G2 entraîne généralement des points chauds sur 2 cercles chauds toujours situés sur les mêmes rayons. Cette dernière observation est d'ailleurs confirmée par les relevés des thermocouples des plots qui ne montrent aucune alternance des contacts.

A partir de ce constat, il a été décidé d'utiliser ces thermographies comme données d'entrée du chargement thermique pour une modélisation thermomécanique des freinages. En effet, les relevés infrarouges présentent l'évolution des gradients thermiques réellement vus par le disque. Leur utilisation nous permettra d'introduire un chargement réel dans le modèle. Néanmoins, il nous faut passer des degrés de luminance enregistrés par la caméra à des températures, point particulièrement délicat, rendant nécessaire l'évaluation de l'émissivité de surface.

Synthèse

Le **Tableau 2.4** présente une synthèse du comportement des garnitures à partir des mesures en thermographie infrarouge.

Tableau 2.4 : Synthèse du comportement des garnitures à partir de la thermographie IR

Garniture	G1	G3	G4	G2
Type de gradient le plus fréquent	Points chauds macroscopiques ou large cercle chaud	Cercle(s) chaud(s)	Points chauds macroscopiques	Gradients sur cercles chauds

2.3.2 L'émissivité, une inconnue

L'imagerie thermique, basée sur le principe de la détection locale de l'énergie infrarouge émise par les objets, permet une représentation de ces objets par leur gradient thermique. En fait, un objet rayonne une énergie infrarouge proportionnelle à sa température absolue T_0 et à son émissivité ε_0 . S'ajoutent le rayonnement parasite de température T_p et d'émissivité ε_p , provenant de la réflexion de l'émission propre de l'objet sur l'environnement, et à la réflectivité R_0 de l'objet. Le système d'imagerie infrarouge est sensible à la somme de ces énergies, dépendante des paramètres T_0 , ε_0 , T_p et ε_p . L'influence de ces divers paramètres peut varier dans de larges proportions.

Dans notre cas, on considère les réflexions parasites comme nulles car, au banc d'essais, les surfaces réfléchissantes autour du disque sont faibles ; l'énergie propre émise par l'objet, supposé d'émissivité constante, dépend de deux grandeurs : ε_0 et T_0 .

La mesure thermographique étant une mesure de rayonnement, la loi de Stefan Boltzman permet d'obtenir la température s'écrit :

$$\Phi = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot T^4 \quad (2.1)$$

Φ est le flux rayonné, ε l'émissivité, σ la constante de Boltzman, S la surface et T la température en Kelvin. La surface rayonnante étant constante, le problème principal de la mesure infrarouge en freinage est lié à l'inconnu sur l'émissivité. Celle-ci, comprise entre 0 et 1, dépend de la température, de l'état de surface, de la longueur d'onde, etc. Or, en freinage, l'état de surface est non uniforme et surtout, il varie dans le temps de manière imprévisible.

Une caméra infrarouge convertit le flux rayonné d'un corps en un signal analogique, appelé aussi degré de luminance dont l'unité est le Digital Level (DL).

La **Figure 2.13** représente le rayonnement mesuré par la caméra en fonction de la température pour 5 valeurs d'émissivité différentes (de 0,2 à 1). La courbe obtenue pour une émissivité de 1 est la courbe d'étalonnage obtenue à l'aide d'un corps noir d'émissivité connue et très proche de 1.

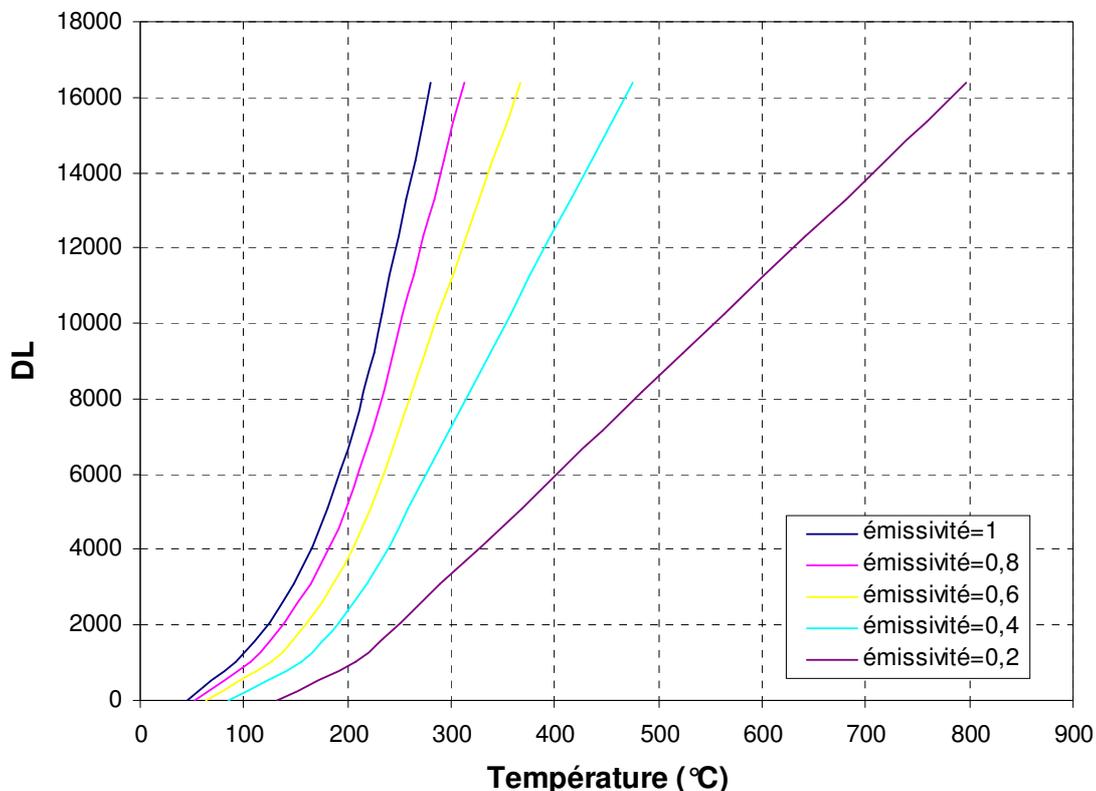


Figure 2.13 : Courbe d'étalonnage (sans filtre et avec un temps d'intégration de 35 μ s) en fonction de la valeur d'émissivité de surface

On remarque l'influence considérable de la valeur d'émissivité sur le niveau de température associée. Par exemple, pour un niveau de rayonnement de 12000 DL, la température peut varier, de façon non proportionnelle, de 246 à 630 °C pour des émissivités variant de 1 à 0.2.

La thermographie infrarouge est donc un moyen adapté pour observer qualitativement les phénomènes thermiques, principalement macroscopiques, en surface d'un disque de frein. Mais pour une approche quantitative, l'émissivité doit être connue.

2.3.3 Estimation de l'émissivité durant un freinage

En freinage, plusieurs phénomènes rendent difficile l'évaluation de l'émissivité. Le 3^{ème} corps et l'usure du disque ainsi que celle de la garniture font que l'état de surface est constamment modifié. De plus, les zones de contact évoluant, même pendant un freinage, les gradients thermiques évoluent comme il l'a été constaté précédemment. Plusieurs approches ont donc été mises en oeuvre pour évaluer l'émissivité d'un disque et son évolution pendant le freinage : deux approches expérimentales et une approche numérique.

2.3.3.1 1^{ère} approche expérimentale : Emissivité d'un disque automobile

Les dimensions réduites d'un disque automobile, ayant déjà été utilisé en freinage, ont permis de faire un test d'évaluation de l'émissivité de surface en laboratoire, dans une enceinte thermique pouvant monter jusque 300°C (**Figure 2.14**). Le disque n'est pas en situation de freinage, l'état de surface n'évolue pas (usure, troisième corps). Le disque utilisé pour l'essai était déjà légèrement oxydé avant le chauffage et le fait de le monter en température a augmenté ce phénomène d'oxydation. Or pour les métaux, l'oxydation entraîne une augmentation de l'émissivité [Gaussorgue_1999].

Des thermocouples disposés à divers endroits du disque et de l'enceinte nous ont permis de vérifier l'uniformité de la température dans la chambre. A noter qu'un quart du disque a été poli puis peint en noir pour garantir une émissivité de 1 dans cette partie, ce qui sert de référence pour la température de surface.

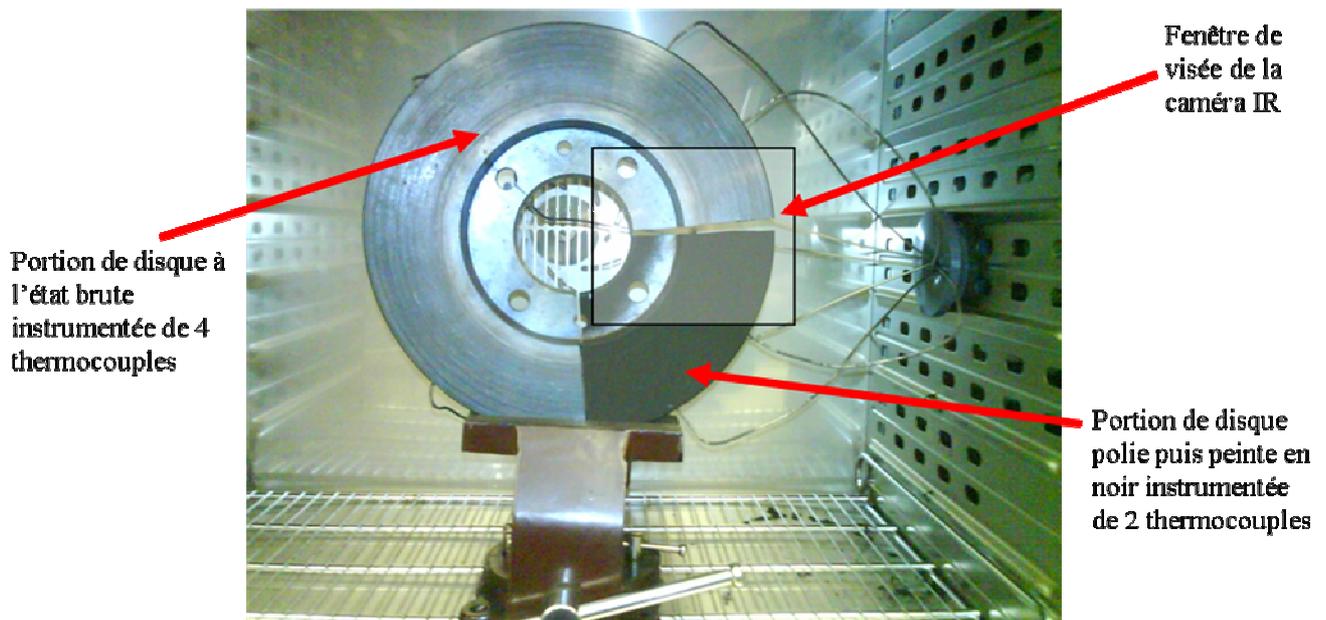


Figure 2.14 : Disque automobile dans l'enceinte thermique

Un algorithme intégré au logiciel de la caméra permet, à partir de deux images thermiques d'un objet prises à deux températures différentes, de donner une cartographie de l'émissivité de cet

objet. Une image thermique est enregistrée à une température T_1 dans un environnement à la température $T_{env.}$. La mesure de rayonnement (en DL) pour un pixel de coordonnées (i, j) est faite de la manière suivante :

$$DL'(T_1) = \varepsilon(i, j) \cdot DL^0(T_1) + (1 - \varepsilon(i, j)) \cdot DL^0(T_{env.}) \quad (2.2)$$

avec :

- $\varepsilon(i, j)$: Emissivité de l'objet au pixel de coordonnées (i, j) .
- $DL^0(T_1)$: Quantité mesurée par la caméra en situation d'étalonnage.
- $DL^0(T_{env.})$: Quantité mesurée par la caméra de la température d'environnement (tout ce qui se réfléchit sur l'objet).

De la même manière une image thermique est enregistrée à la température T_2 :

$$DL'(T_2) = \varepsilon(i, j) \cdot DL^0(T_2) + (1 - \varepsilon(i, j)) \cdot DL^0(T_{env.}) \quad (2.3)$$

En connaissance de T_1 et de T_2 , on obtient par soustraction l'émissivité du pixel (i, j) :

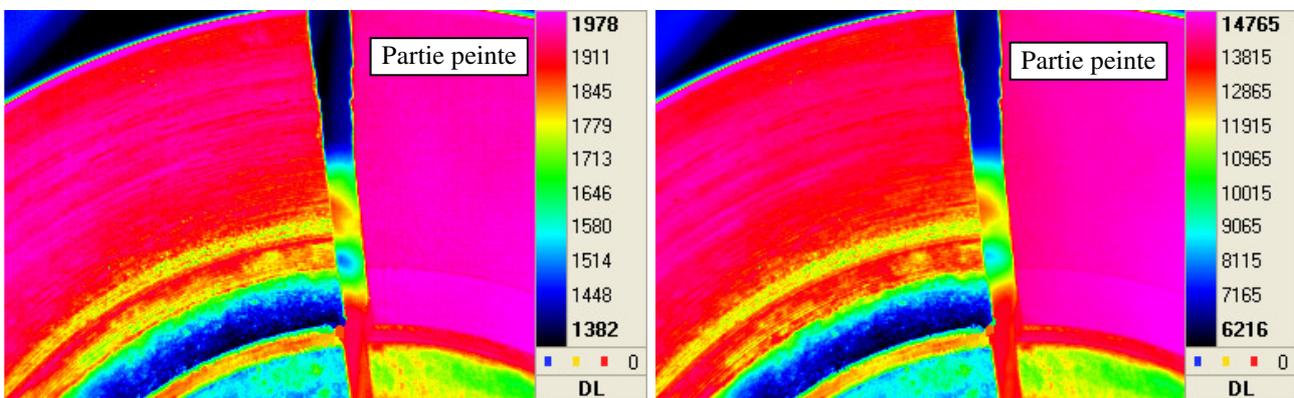
$$\varepsilon(i, j) = \frac{DL'(T_2) - DL'(T_1)}{DL^0(T_2) - DL^0(T_1)} \quad (2.4)$$

Les conditions à respecter pour utiliser cette méthode sont les suivantes :

- $T_2 > T_1 + 200^\circ\text{C} > T_{env.} + 200^\circ\text{C}$,
- les rayonnements (en DL) du pixel de coordonnées (i, j) à la température T_1 et T_2 sont enregistrés selon les mêmes paramètres (temps d'exposition et filtre),
- l'objet doit être chauffé à la température T_1 et T_2 de manière uniforme.

Le but de cet essai est d'avoir une première idée des valeurs d'émissivité d'un disque de frein. On comparera également les thermogrammes obtenus avec la cartographie d'émissivité et les thermogrammes obtenus avec une émissivité uniforme de 1.

L'équipement disponible au laboratoire ne permettait pas de respecter précisément les conditions sur les températures T_1 , T_2 et $T_{env.}$. Afin de s'approcher au mieux les conditions précédentes, deux mesures infrarouges ont été faites respectivement à 100°C et à 265°C (consigne maximale de l'enceinte thermique) ; ces deux températures on. Les thermogrammes correspondants sont présentés dans la **Figure 2.15**.



Température moyenne des thermocouples : 103°C

Température moyenne des thermocouples : 264°C

Figure 2.15 : Thermogrammes d'un disque automobile porté à 100°C et à 265°C

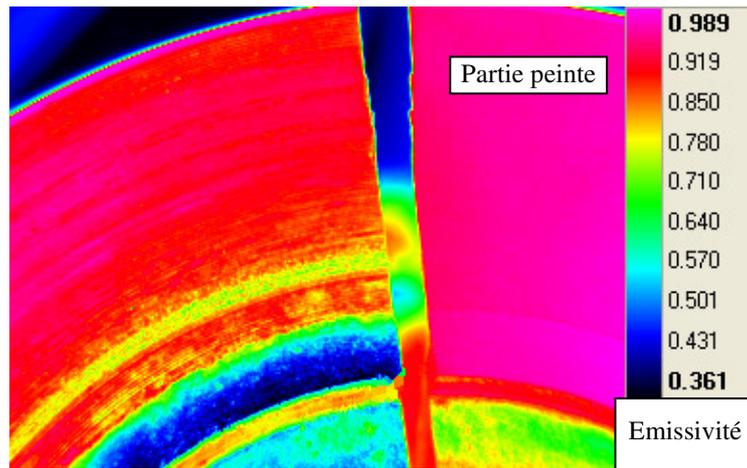


Figure 2.16 : Cartographie de l'émissivité du disque automobile

La cartographie d'émissivité obtenue à partir des thermogrammes précédents est présentée sur la **Figure 2.16**. On observe que la partie peinte possède bien une émissivité très proche de 1 tandis qu'une grande partie de la zone frottante du disque possède une émissivité comprise entre 0,88 et 1.

2.3.3.2 2^{ème} approche expérimentale : Cas d'un disque TGV

Le principe de la mesure bispectrale

La mesure bispectrale de rapport est obtenue à partir de mesures thermiques dans deux bandes de longueur d'onde $\Delta\lambda_1$ et $\Delta\lambda_2$ et de relations permettant de déterminer sous certaines conditions la température T_0 et l'émissivité ε_0 d'un objet.

Cette mesure donne un accès plus rapide aux caractéristiques thermiques d'un objet si ce dernier rayonne comme un corps gris. C'est le cas de la plupart des objets solides. Du fait de la faible incidence d'observation, le disque est considéré comme étant un solide *lambertien* (la luminance directionnelle du disque est la même dans toutes les directions).

Pour effectuer cette mesure, deux méthodes sont possibles : l'utilisation d'une unique caméra disposant de deux filtres de longueurs d'onde différentes ou l'utilisation de deux caméras fonctionnant à des longueurs d'onde différentes. Comme le passage d'un filtre à l'autre peut prendre jusqu'à une seconde, il n'est pas possible, dans une application rapide comme le freinage, d'utiliser la première méthode. La méthode retenue a donc été l'utilisation de deux caméras équipées de deux filtres sur deux longueurs d'onde différentes. La faible sensibilité à l'incidence des caméras permettant aux deux caméras, placées côte à côte, de filmer la même zone d'observation. Un schéma de principe est présenté sur la **Figure 2.17**.

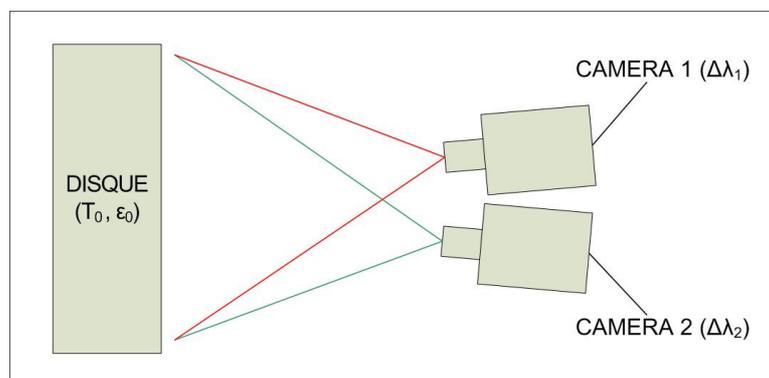


Figure 2.17 : Schéma d'un dispositif de mesure bispectral

Principe de la méthode bispectrale de rapport

Les méthodes de mesure bispectrale estiment la température de l'objet étudié à partir de deux mesures de luminance à des longueurs d'onde différentes λ_1 et λ_2 . La mesure bispectrale dite de rapport déduit la température vraie de la cible à partir du rapport des luminances mesurées sur les deux longueurs d'onde d'étude. L'équation de température bispectrale de rapport (aussi appelée *température de couleur*) est obtenue par combinaison des équations d'approximation de Wien, de définition de l'émissivité spectrale et de la loi de Planck (2.6).

L'émissivité spectrale (ou monochromatique) directionnelle notée $\varepsilon^S(\lambda, T, \theta)$, d'une surface S est définie comme le rapport entre la luminance énergétique spectrale directionnelle de l'objet L_λ^S et celle du corps noir L_λ^0 , placé dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde, ce qui donne l'équation suivante :

$$\varepsilon^S(\lambda, T, \theta) = \frac{L_\lambda^S(T, \theta)}{L_\lambda^0(T)} \quad (2.5)$$

$$L_\lambda^0(T) = \frac{C_1 \cdot \lambda}{\pi} \cdot \frac{1}{e^{\frac{C_2}{\lambda \cdot T}}} \quad (2.6)$$

En insérant (2.6) dans (2.5), on obtient :

$$\varepsilon^S(\lambda, T, \theta) = \frac{\frac{1}{\frac{C_2}{\lambda \cdot T_\lambda^S}}}{\frac{1}{\frac{C_2}{\lambda \cdot T_0^S}}} = e^{\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T_0^S} - \frac{C_2}{\lambda \cdot T_\lambda^S}\right)} \quad (2.7)$$

soit :

$$\ln(\varepsilon^S(\lambda, T, \theta)) = \frac{C_2}{\lambda} \cdot \left(\frac{1}{T_0^S} - \frac{1}{T_\lambda^S} \right) \quad (2.8)$$

d'où :

$$\frac{1}{T_0^S} = \frac{1}{T_\lambda^S} + \frac{\lambda}{C_2} \cdot \ln(\varepsilon^S(\lambda, T, \theta)) \quad (2.9)$$

L'équation précédente nous donne la température apparente de l'objet T_0^S , c'est-à-dire la température mesurée pour une émissivité de 1, en fonction de l'émissivité ε^S de la surface cible ainsi que de la longueur d'onde d'analyse λ .

Après application de l'équation spectrale à chacune des deux longueurs d'onde λ_1 et λ_2 d'étude dans le cas d'un essai bispectral, on obtient :

$$\frac{1}{T_{vraie}^S} = \Lambda_r \cdot \left(\frac{1}{T_{\lambda_1}^S \lambda_1} - \frac{1}{T_{\lambda_2}^S \lambda_2} \right) + \frac{\Lambda_r}{C_2} \cdot \ln \varepsilon_r \quad (2.10)$$

avec :

$$\Lambda_r = \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} \quad \text{et} \quad \varepsilon_r = \frac{\varepsilon(\lambda_1)}{\varepsilon(\lambda_2)}$$

soit l'équation bispectrale de rapport :

$$\frac{1}{T_{vraie}^S} = \frac{1}{T_r} + \frac{\Lambda_r}{C_2} \cdot \ln \varepsilon_r \quad (2.11)$$

avec :

$$\frac{1}{T_r} = \Lambda_r \cdot \left(\frac{1}{T_{\lambda_1}^S \lambda_1} - \frac{1}{T_{\lambda_2}^S \lambda_2} \right) \quad (2.12)$$

en prenant comme notations :

T_{vraie}^S : Température vraie du corps en K

T_{λ}^S : Température équivalente au corps noir de l'objet mesuré à la longueur d'onde λ en K

$\varepsilon(\lambda)$: Émissivité de la surface mesurée à la longueur d'onde λ_i

λ_i : Longueur d'onde d'étude

T_r : Température de rapport en K (voir notations précédentes)

ε_r : Emissivité de rapport

Cette équation mise sous cette forme présente un avantage particulier : lorsque l'émissivité de rapport est supposée égale à 1, le second terme de l'équation s'annule et la température vraie est alors égale à la température de rapport. Cette hypothèse de rapport des émissivités égal à 1 est appelée hypothèse de corps gris. On suppose que la variation d'émissivité n'influe pas sur la luminance mesurée. Cette hypothèse est généralement faite pour des faibles variations de longueurs d'onde. Il est en revanche démontré que l'erreur faite sur l'invariance de l'émissivité est généralement inférieure à celle faite sur la valeur même de l'émissivité. L'utilisation de la méthode bispectrale de rapport est donc plus avantageuse lorsque l'incertitude sur la valeur de l'émissivité de l'objet à mesurer est grande [Legrand_2002]. L'incertitude de la méthode bispectrale de rapport est inférieure à celle de la méthode spectrale lorsque :

$$\Lambda_r < \lambda_2$$

d'où :

$$\frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} < \lambda_2$$

soit :

$$\lambda_1 < \frac{\lambda_2}{2}$$

Cette méthode devient donc intéressante à utiliser avec un couple de longueurs d'onde tel que :

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_2} < \frac{1}{2}$$

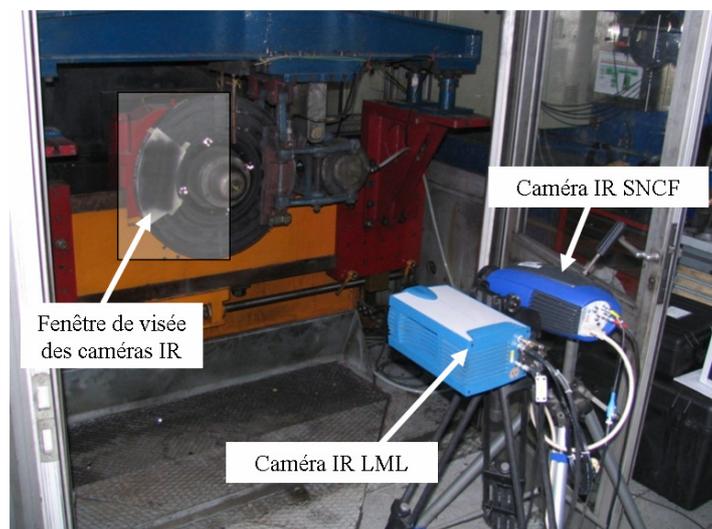
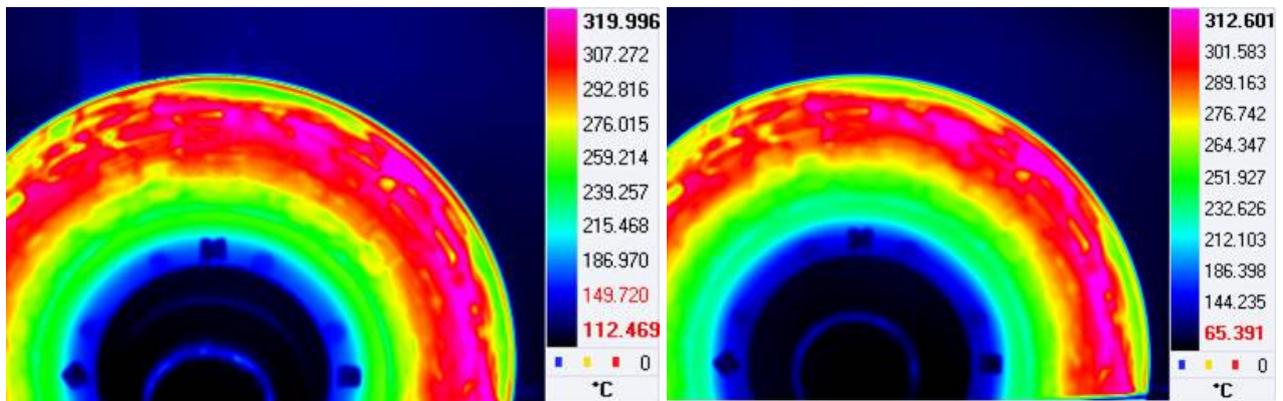


Figure 2.18 : Dispositif expérimental avec deux caméras infrarouges

Des essais ont été effectués avec P. Wicker à l'Agence d'Essais Ferroviaire de la SNCF dans le but d'obtenir des cartographies de température de freinages TGV avec la méthode bispectrale de rapport. L'hypothèse de corps gris a donc été faite sur le disque, s'affranchissant alors de l'évaluation de l'émissivité du disque. Les caméras ont été réglées de manière à filmer la même zone au pixel près. Ce réglage délicat à cause des distances focales différentes des caméras a été réalisé à l'aide d'une cible témoin peinte en noir (émissivité de 1) sur le disque (**Figure 2.18**).

Le protocole expérimental de ces essais a été élaboré dans le but d'obtenir une température uniforme sur le disque. Après des freinages de maintien à 80 km/h avec une puissance de 15 kW, on laisse le disque refroidir à la vitesse de 30 km/h et la température s'homogénéiser. Une capture synchronisée des deux caméras est alors effectuée. La **Figure 2.19** présente pour un essai les thermogrammes relevés au même instant par les deux caméras avec une émissivité égale à 1. La température moyenne de surface relevée par les thermocouples frottants était alors de 230°C.



Caméra LML ($4,9 \mu\text{m} < \lambda < 5,1 \mu\text{m}$)

Caméra SNCF ($3,97 \mu\text{m} < \lambda < 4,01 \mu\text{m}$)

Figure 2.19 : Thermogrammes enregistrés par les caméras avec une émissivité égale à 1

Les thermogrammes des deux caméras nous donnent des températures comprises entre 200°C et 320°C sur le disque et les gradients thermiques formés semblent très proches.

Le thermogramme reconstitué par la méthode bispectrale est présenté sur la **Figure 2.20**.

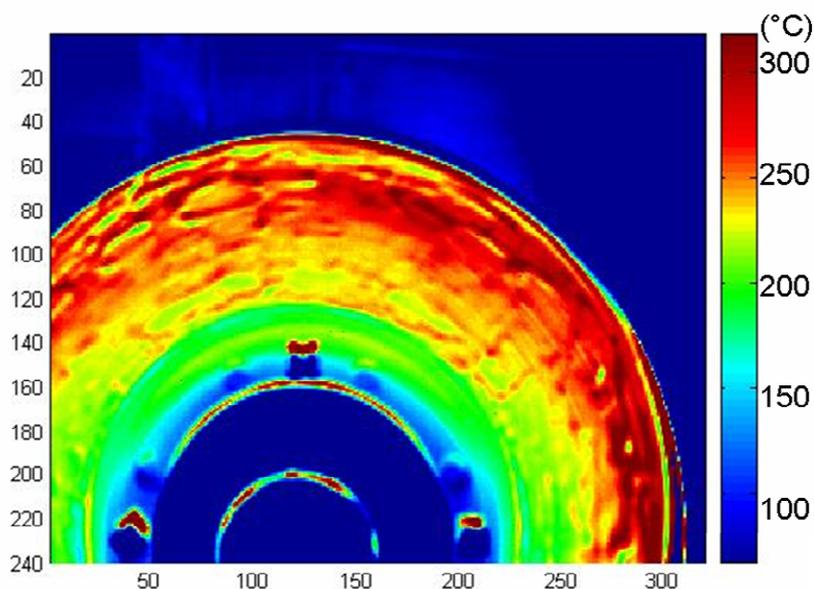


Figure 2.20 : Thermogramme obtenu par le calcul bispectral de rapport

On remarque que les positions et les formes des zones chaudes correspondent bien à celles des images prises par les caméras. L'ordre de grandeur des températures obtenues est également cohérent puisque nous sommes dans les trois cas entre 200°C et 320°C sur le disque.

L'émissivité spectrale d'une surface S étant définie comme le rapport entre la luminance énergétique spectrale réelle de l'objet et celle du corps noir, placé dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde, il est alors aisé de la recalculer à partir de la cartographie des températures obtenue par la méthode bispectrale et une cartographie des températures en supposant un corps noir (émissivité de 1) et en remplaçant dans l'équation (2.5) la luminance par sa relation avec la température (2.1) :

$$\varepsilon^S(\lambda, T, \theta) = \left(\frac{T_\lambda^S}{T_s^0} \right)^4 \quad (2.13)$$

La **Figure 2.21a** présente la cartographie de l'émissivité recalculée à partir du champ de température obtenu par la méthode bispectrale et du champ de température donné par la caméra LML pour une émissivité égale à 1 (corps noir). La **Figure 2.21b** présente la cartographie de l'émissivité recalculée à partir de la caméra SNCF.

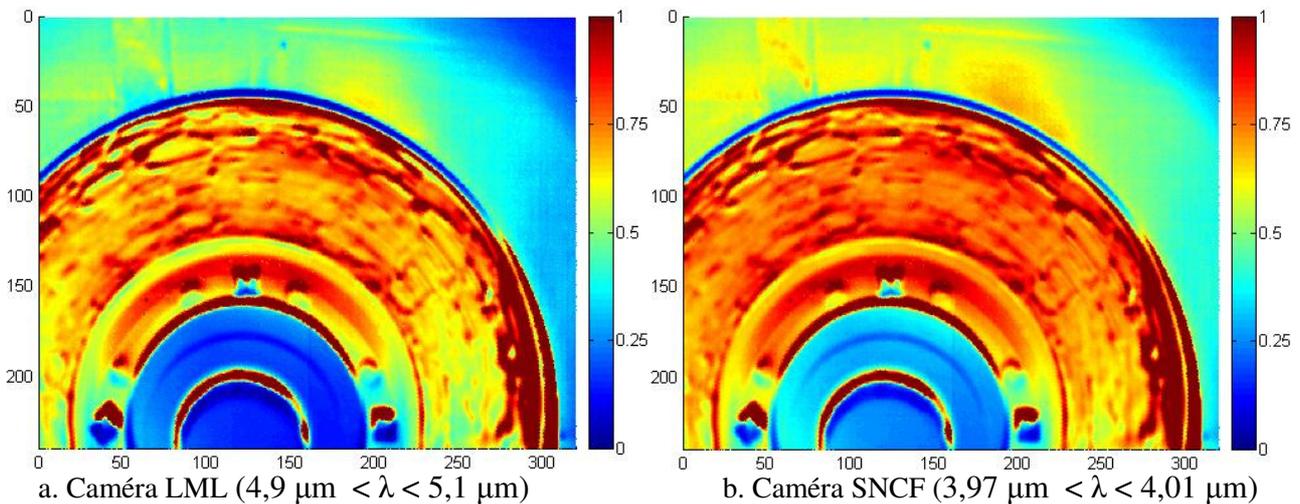


Figure 2.21 : Reconstitution de la cartographie d'émissivité

Malgré des différences, certainement dues aux étalonnages différents des caméras, on remarque que, globalement, l'émissivité sur la surface frottante est comprise entre 0,6 et 1 sur le disque et reste donc globalement élevée. Comme montré précédemment, cette incertitude peut conduire à des erreurs sur l'évaluation des températures dans des rapports de l'ordre de 1,5 à 1,7, ce qui reste élevé. Cependant il faut rester prudent avec ces résultats car la condition $\frac{\lambda_1}{\lambda_2} < \frac{1}{2}$ n'a pas

été remplie. Cette condition peut être respectée avec certains filtres : F2 ($\lambda_2 = 2,1 \mu\text{m}$) de la caméra SNCF et F1 ($\lambda_1 = 4,01 \mu\text{m}$) de la caméra LML, à condition de disposer d'étalonnages dans les mêmes gammes de température pour les deux filtres.

Approche numérique : Emissivité d'un disque TGV

En complément des deux investigations expérimentales exposées précédemment, un calcul numérique d'estimation de l'émissivité a été mené à partir de l'hypothèse d'une émissivité uniforme et invariante dans le temps. Pour identifier cette valeur de l'émissivité, on compare les résultats des températures obtenues à partir d'un modèle éléments finis basé sur les thermographies infrarouges

(décrit dans le chapitre suivant) aux relevés expérimentaux des thermocouples noyés dans le disque. La moyenne des températures mesurées par les thermocouples situés à 8 mm de profondeur est comparée à la température moyenne des nœuds du modèle situés à cette même profondeur et sur le même rayon en fonction de l'émissivité choisie. Une succession de 5 freinages de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20 kN est simulée à partir des thermogrammes de la garniture G1. Les résultats sont présentés à la **Figure 2.22**.

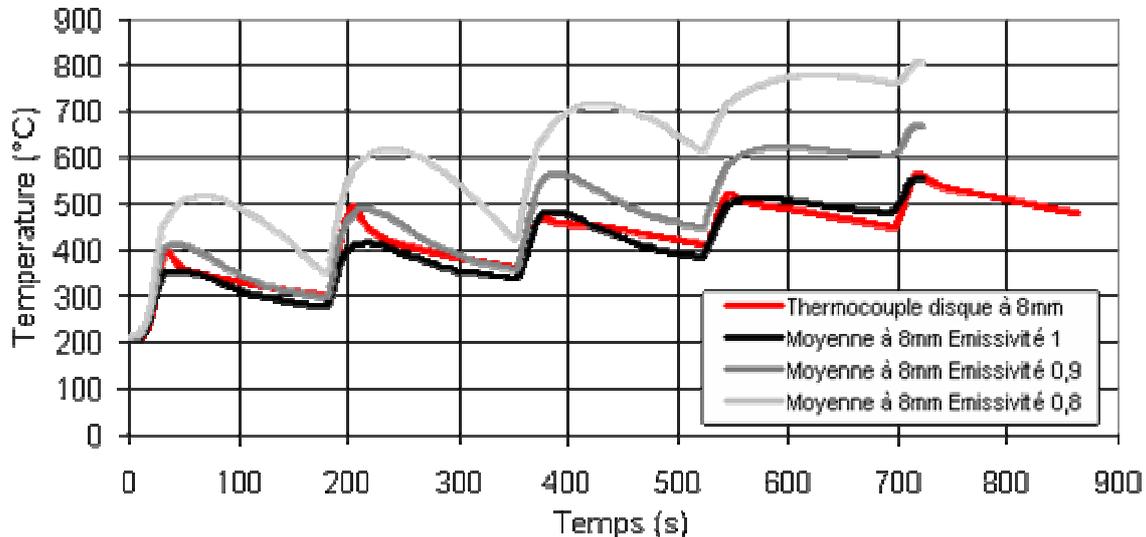


Figure 2.22 : Moyennes des températures des nœuds situés sur le même rayon et à la même profondeur du disque que les thermocouples placés à 8 mm en fonction de l'émissivité choisie

Les valeurs d'émissivité testées sont 0,8, 0,9 et 1. On s'aperçoit que pour obtenir des températures similaires à celles relevées par les thermocouples l'émissivité doit être comprise entre 0,9 et 1. Pour les deux premiers freinages de cette séquence une valeur d'émissivité de 0,9 donne les meilleurs résultats. Néanmoins, l'erreur due à l'incertitude de l'émissivité est moins importante pour de faibles températures (50°C entre le choix d'une émissivité de 0,9 ou de 1 au premier freinage contre 100°C au 5^{ème} freinage). Pour la suite de la séquence, l'émissivité semble se rapprocher de 1. Ceci est cohérent car, d'après Gaussorgue, l'émissivité pour les métaux augmente avec la température [Gaussorgue_1999].

Synthèse

La connaissance de l'émissivité est un problème complexe en freinage de par son hétérogénéité et ses variations dans le temps. Les expériences menées semblent indiquer des niveaux d'émissivité très élevés, compris entre 0,6 et 1 et plutôt proches de 0,9 en moyenne. Dans un souci de simplification des calculs, il sera utilisé par la suite une émissivité uniforme et constante égale à 0,9 pour des freinages isolés et une émissivité uniforme et constante égale à 1 pour les freinages de ralentissement successifs pour lesquels la température globale du disque est plus élevée.

L'utilisation de la méthode bispectrale est une perspective intéressante mais nécessite deux caméras, un étalonnage réalisé dans les mêmes conditions et sur les mêmes gammes de température. Il faudrait en outre vérifier que la « dynamique » en température des caméras est proche. La mise en œuvre reste néanmoins très délicate en terme de positionnement caméras notamment. Il s'agit également de vérifier par des mesures dans des conditions maîtrisées de laboratoire si l'hypothèse des corps gris est vérifiée.

2.4 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, ont été présentés les essais qui ont été effectués durant ces travaux. 4 disques et types de garniture ont été étudiés. Les essais ont révélé que les garnitures G2 et G4 engendrent les plus hauts niveaux de température et les gradients thermiques les plus sévères. Ces garnitures avaient entraîné dans la campagne d'essais de 2001 la fissuration de disques lors d'essais d'endurance. Les garnitures G1 et G3 entraînent des niveaux de températures plus faibles et plus homogènes sur le disque, qui correspondent à une meilleure distribution du flux thermique dissipé. Ces garnitures n'avaient pas engendré en 2001 de fissures macroscopiques à la surface du disque.

Après une analyse des thermographies infrarouges effectuées durant les essais, il a été remarqué qu'une même garniture entraînait le même type de gradient thermique pour un freinage observé dans des séquences différentes, permettant ainsi de définir une signature thermique. Néanmoins, pour déterminer les températures à partir de thermogrammes, la connaissance de l'émissivité du disque est nécessaire, celle-ci a été réalisée à l'aide de différents moyens qui ont conduit à retenir une hypothèse moyenne. Cette valeur a été fixée afin d'utiliser les thermographies infrarouges comme données d'entrée dans un modèle de calcul thermomécanique.

Chapitre 3

Sollicitation thermomécanique et endommagement

Le but de la modélisation thermomécanique est de parvenir à établir, à partir d'un chargement thermique, l'état de contrainte et déformation du disque après un ou plusieurs freinages. Les sollicitations mécaniques déterminées par le modèle seront alors corrélées à l'endommagement réel observé sur les disques ou bien utilisées pour évaluer le degré de criticité du couple disque-garniture considéré, vis-à-vis de la fatigue thermique.

3.1 Modélisation thermomécanique

La **Figure 3.1** présente les différents modèles numériques qui seront développés dans ce travail de thèse.

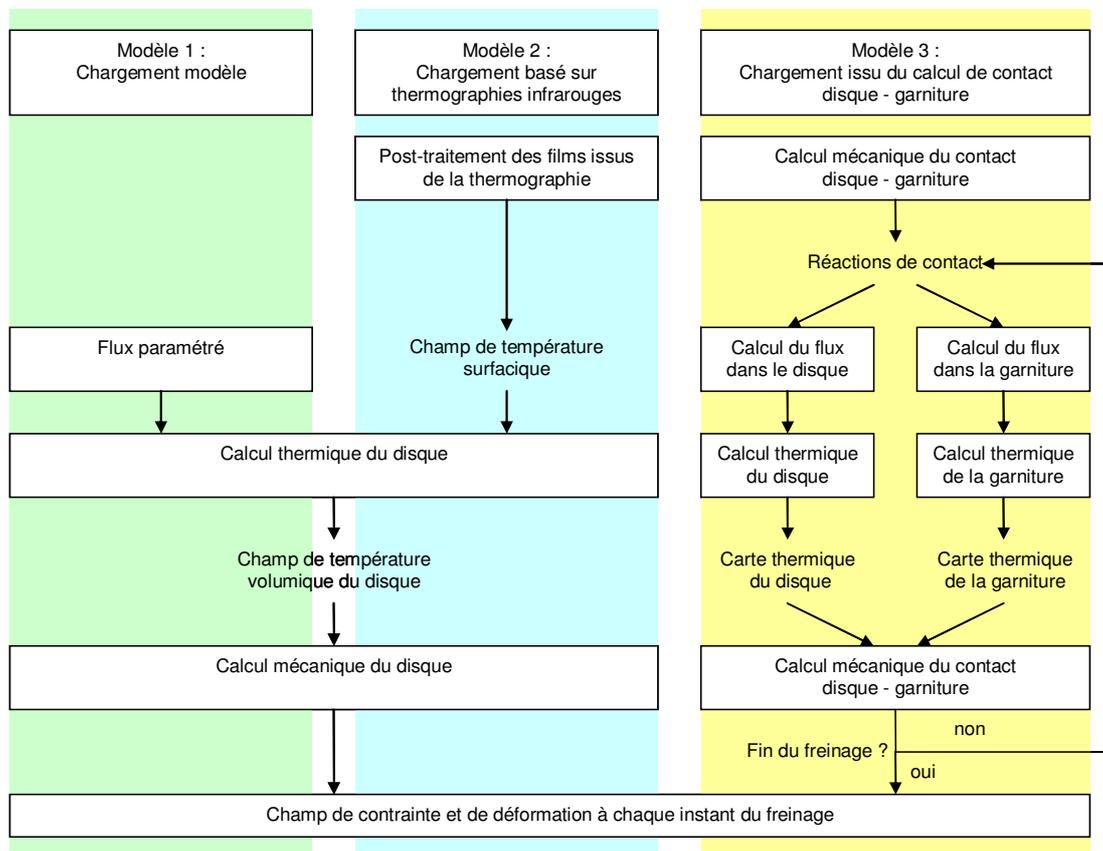


Figure 3.1 : Schéma des différents modèles thermomécaniques développés dans ce travail

Deux premières approches, qui diffèrent de par le chargement thermique appliqué, sont présentées ici : un chargement thermique dit « modèle » et un chargement basé sur les thermographies infrarouges réalisées durant les essais au banc. Enfin un modèle thermo-mécanique 3D, modélisant à la fois le disque et la garniture, sera développé dans le chapitre suivant.

3.2 Modélisation du disque

Le disque a été modélisé en utilisant le logiciel d'éléments finis multi-physique ANSYS® de deux manières : un modèle axisymétrique 2D permettant la simulation de cercles chauds ; et un modèle 3D réduit à un douzième du disque, du fait des symétries, permettant la simulation des points chauds.

3.2.1 Symétries et conditions aux limites

Les investigations expérimentales ont montré que la distribution de la température sur le disque au cours du freinage n'est pas homogène et que souvent, dès le début du freinage, un ou plusieurs cercles chauds apparaissent en surface du disque. Ils peuvent ensuite migrer, se rejoindre ou même se transformer en points chauds. Les cercles chauds sont dus à une dissipation non uniforme du flux de chaleur, cette dissipation dépendant en partie de la distribution des plots de la garniture sur leur tôle de fixation [Dufrénoy_1995], ensuite la dilatation thermique et l'usure du disque et des garnitures conduisent à leur évolution. Les points chauds macroscopiques sont des gradients thermiques élevés, régulièrement répartis sur la surface du disque, généralement au nombre de 6, plus rarement 5 ou 7.

Le disque est alors modélisé en éléments parallélépipédiques à 8 noeuds. L'épaisseur du disque est discrétisée par des éléments de 5 mm à cœur jusqu'à des éléments de 0,5 mm en surface selon un maillage dégressif que ce soit pour le modèle 2D ou le modèle 3D. La largeur de la piste de frottement est découpée par des éléments de 6 mm de long. Enfin les 30° du modèle 3D du disque sont partagés en 23 secteurs angulaires.

Pour simuler la fixation du bol sur l'essieu, les déplacements des noeuds du fond du bol sont bloqués dans les directions radiale et axiale. Les symétries circonférentielles sont simulées par un déplacement angulaire nul de tous les noeuds pour le modèle 2D axisymétrique et au niveau des plans de coupes radiales du disque correspondant aux symétries pour le douzième du modèle 3D du disque. Les maillages et les conditions aux limites du modèle 2D et du modèle 3D sont représentés à la **Figure 3.2**.

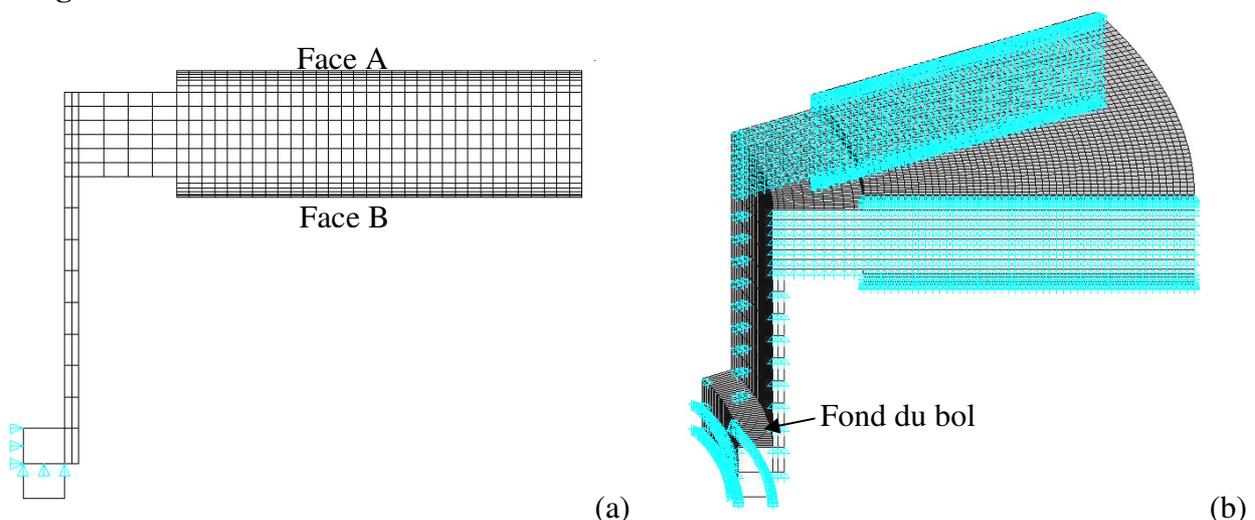


Figure 3.2 : Maillages et conditions aux limites du modèle 2D (a) et du modèle 3D (b)

3.2.2 Loi de comportement

Le modèle de comportement utilisé pour le matériau du disque est un modèle élasto-plastique multilinéaire à écrouissage cinématique. L'écrouissage cinématique traduit une translation du domaine élastique dans l'espace des contraintes. Ce domaine conserve sa forme et sa taille initiale. La variable d'écrouissage est dans ce cas une variable tensorielle X qui indique la position actuelle de la surface de charge. La taille du domaine est notée k . La fonction de charge s'écrit :

$$f = f_Y(\sigma - X) - k \quad \text{avec} \quad X = \rho \frac{\partial \Psi}{\partial \alpha} \quad (3.1)$$

où la fonction f_Y donne la forme du critère de limite d'élasticité, α est une variable cinématique et k la limite d'élasticité. Si la surface de charge est décrite par le critère de Von Mises, la fonction f_Y ne dépend que du second invariant :

$$J_2(\sigma - X) = \left(\frac{3}{2} (\sigma' - X') : (\sigma' - X') \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.2)$$

Dans ce cas :

$$\frac{df}{d\sigma} = \frac{3}{2} \frac{\sigma' - X'}{J_2(\sigma - X)} \quad (3.3)$$

et la loi d'écrouissage cinématique s'exprime sous la forme :

$$dX = \frac{2}{3} C d\varepsilon_p \quad (3.4)$$

On en déduit le multiplicateur plastique $d\lambda$:

$$d\lambda = \frac{3H(f)}{2C} \frac{\langle (\sigma' - X') : d\sigma \rangle}{J_2(\sigma - X)} \quad (3.5)$$

où H est la fonction d'Heaviside qui vérifie :

$$\begin{cases} H(f) = 0 & \text{si } f < 0 \\ H(f) = 1 & \text{si } f = 0 \end{cases}$$

La loi d'écoulement s'écrit alors :

$$d\varepsilon_p = \frac{9H(f)}{4Ck^2} \langle (\sigma' - X') : d\sigma \rangle (\sigma' - X') \quad (3.6)$$

Les paramètres du modèle ont été identifiés à différents niveaux de température (jusqu'à 1100°C) à partir des courbes d'essais de traction monotone réalisés par la SNCF présentées **Figure 3.3**. Le **Tableau 3.1** présente la limite d'élasticité, calculée à 0,2% de déformation, en fonction de la température.

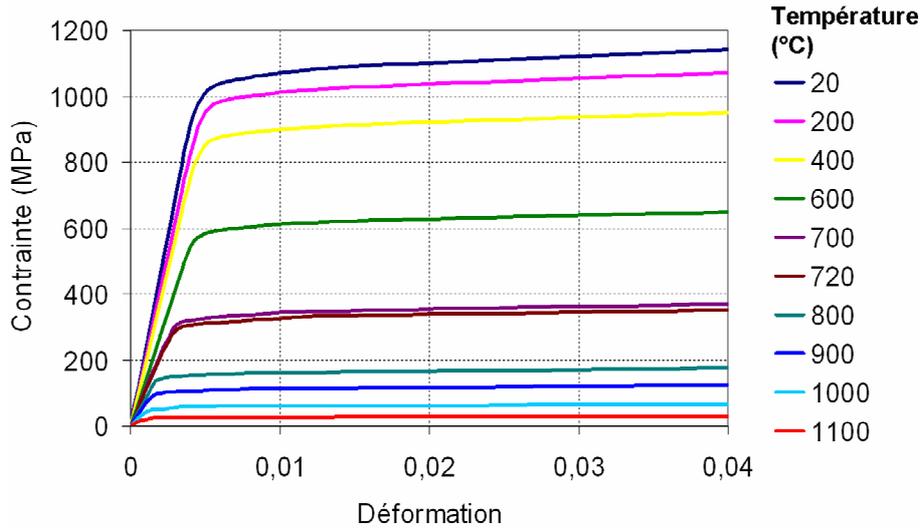


Figure 3.3 : Courbes d'écroutissage monotone à différents niveaux de température (de 20°C à 1100 °C)

Tableau 3.1 : Limite d'élasticité en fonction de la température

Température (°C)	20	200	400	600	700	720	800	900	1000	1100
Re 0.2% (MPa)	1050	990	880	600	328	312	153	107	57	26

Les autres propriétés telles que la conductivité thermique, la masse volumique, la chaleur spécifique et le coefficient de dilatation en fonction de la température sont présentés en [Annexe 3].

3.2.3 Convection et rayonnement

Un système de frein convertit une énergie mécanique en une énergie calorifique qui doit être dissipée essentiellement par convection dans l'air et par rayonnement. Ces deux phénomènes influent très peu dans le cas d'un freinage isolé, mais sont au contraire très importants en cas de freinages répétés ou de freinages de maintien [Limpert_1992, Cartigny_2002]. Une comparaison entre différents modèles de convection sur les différentes surfaces d'un disque ventilé ou non est présentée dans [Dufrénoy_1995]. Y figure également une identification expérimentale d'un modèle de coefficient d'échange h_s (intégrant convection et rayonnement) pour les faces de frottement d'un disque en rotation donné par la relation :

$$h_s = 0.142 \frac{(0.0254 + 5.710^{-5} \frac{(\theta_p + \theta_\infty)}{2})}{2\pi r_m} \left(\frac{2\pi w r_m^2}{(13.4 + 0.121 \frac{(\theta_p + \theta_\infty)}{2}) 10^{-6}} \right)^{0.75} \quad (3.7)$$

avec : - θ_p : température de la paroi (température moyenne des nœuds de la surface de friction),
 - w : la vitesse de rotation instantanée du disque,
 - θ_∞ : la température de l'air ambiant, égale à 20°C,
 - r_m : le rayon moyen du disque.

Le coefficient d'échange sera appliqué sur les surfaces représentées dans la **Figure 3.4**. Les autres surfaces sont considérées adiabatiques.

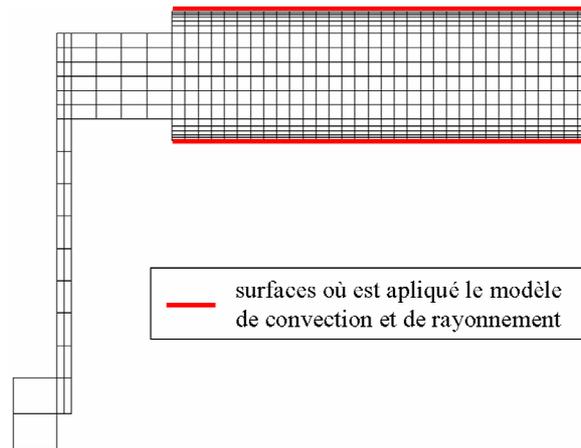


Figure 3.4 : Surfaces où est appliqué le modèle de convection et de rayonnement

D'autres travaux ont montré l'incidence du courant d'air de translation sous le véhicule, majorant sensiblement les échanges convectifs, surtout à faible vitesse [DeVere_1975, Watel_2000, Noël_2002, Wiesche_2007]. Les freinages les plus sévères s'effectuant toujours à hautes vitesses, ce phénomène n'a pas été pris en compte dans ce travail.

3.3 Modèle avec chargements thermiques modèles typiques

3.3.1 Méthode

Le chargement thermique est ici entièrement connu et correspond à des cas modèles représentatifs. Pour la modélisation des cercles chauds, le flux de chaleur est appliqué sous forme parabolique (**Figure 3.5a**) dont on peut faire varier la largeur et la position par rapport à l'axe du disque mais aussi leur nombre (1 ou 2) sur chaque face. Les points chauds sont, quant à eux, modélisés par un flux en forme de demi paraboïde (**Figure 3.5b**) de façon antisymétrique sur chaque face du disque. L'intensité et la variation du flux total appliqué sur le disque dépendent du freinage simulé (freinage d'arrêt ou de ralentissement, vitesse, force d'application).

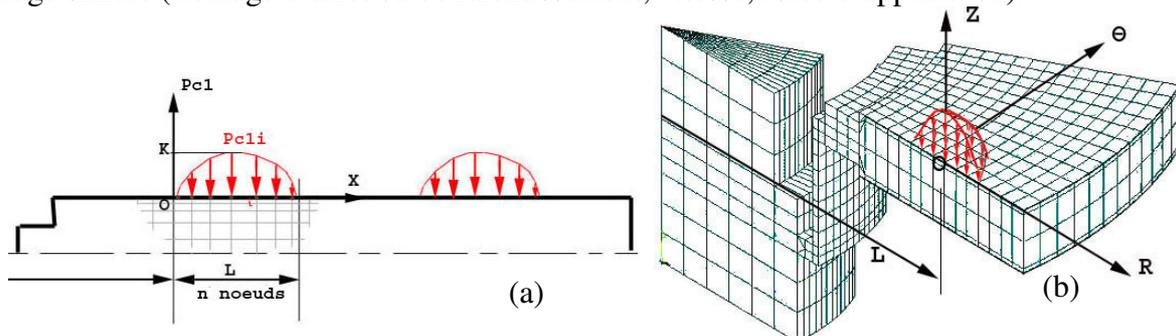


Figure 3.5 : Représentation du chargement thermique modèle dans le cas de cercles chauds (a) et dans le cas de points chauds (b)

Le calcul s'effectue en deux parties. Un premier calcul, thermique, permet de déterminer les températures engendrées par le flux imposé. Un deuxième calcul, mécanique cette fois, évalue les contraintes et les déformations créées par ce chargement thermique.

3.3.2 Freinage isolé

Différents types de chargements en cercles chauds ont été simulés avec le modèle 2D ainsi que des points chauds macroscopiques et des gradients sur cercles chauds avec le modèle 3D. Les

formes des flux appliqués en fonction du type de gradient sont détaillées en [Annexe 4]. Un freinage identique a été considéré pour tous ces types de gradient. Les résultats obtenus sont récapitulés dans les **Tableaux 3.2 et 3.3**. La température maximale, les contraintes maximales résiduelles, ainsi que la courbe contrainte-déformation plastique au point le plus déformé selon l'équivalence de Von-Mises pendant le freinage y sont présentées.

Tableau 3.2 : Gradients thermiques, courbes contrainte-déformation au point le plus déformé et contraintes résiduelles radiales et circonférentielles après le refroidissement complet, calculés pour différents cas de simulation de cercles chauds pour un freinage d'arrêt (300 à 0 km/h avec force d'application de 20000 N)

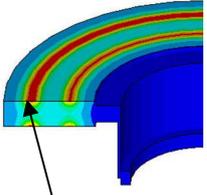
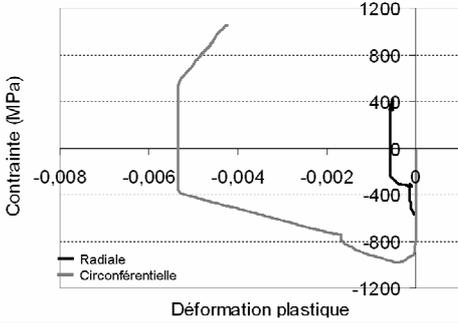
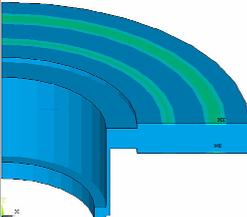
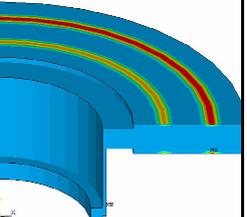
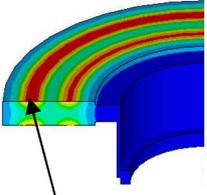
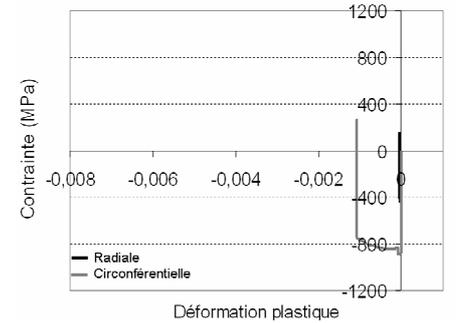
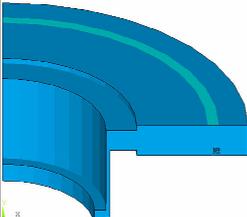
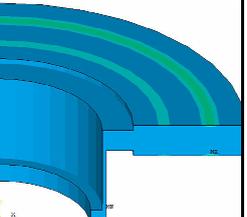
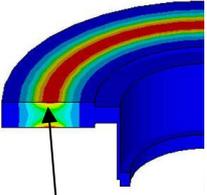
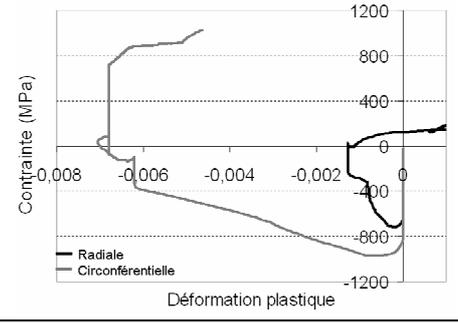
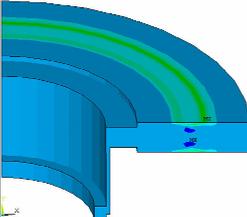
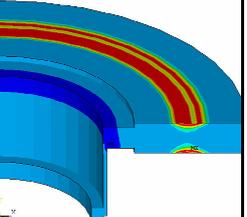
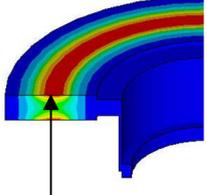
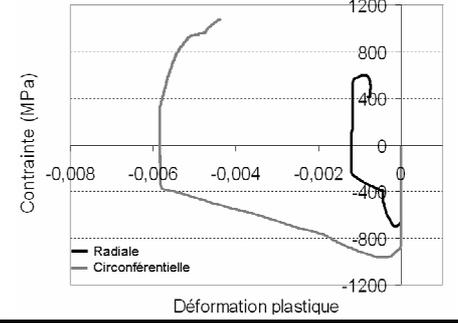
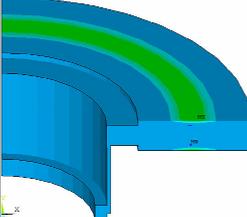
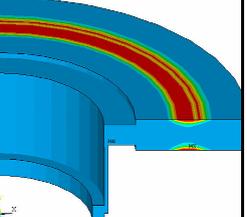
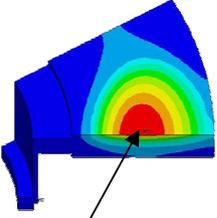
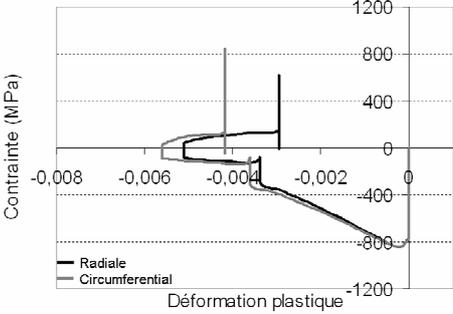
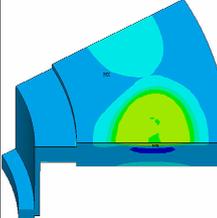
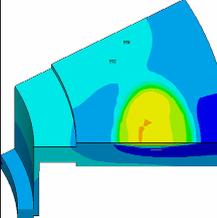
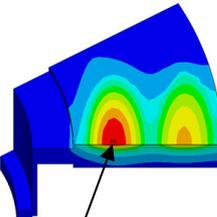
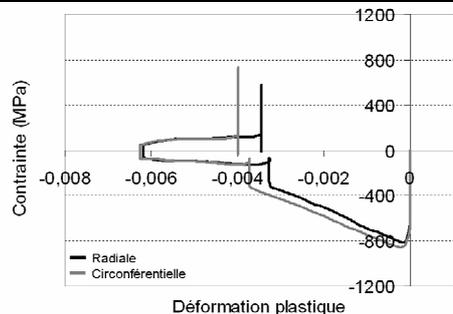
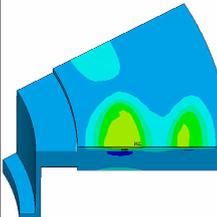
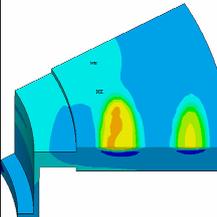
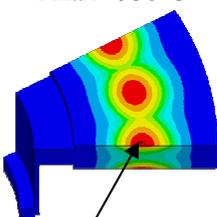
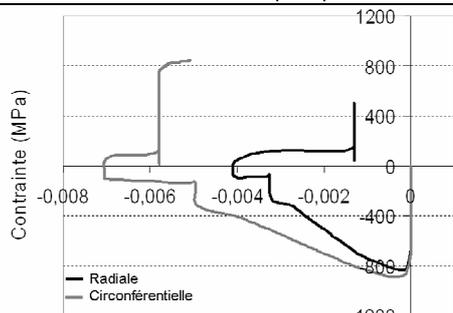
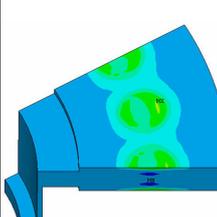
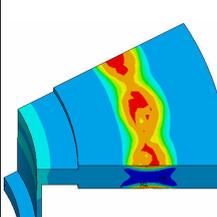
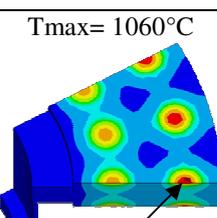
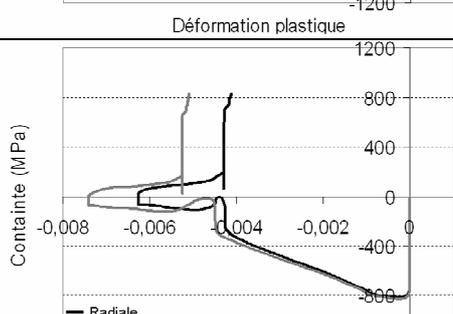
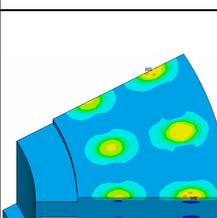
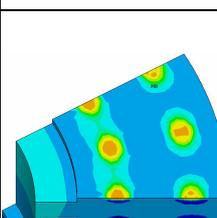
Gradient thermique	Courbe contrainte/déformation au point le plus déformé	Contraintes résiduelles	
		radiales	circonférentielles
2 cercles chauds confinés $T_{max} = 960^{\circ}\text{C}$  Point le plus déformé		 Max = 350 MPa	 Max = 1060 MPa
2 larges cercles chauds $T_{max} = 600^{\circ}\text{C}$  Point le plus déformé		 Max = 90 MPa	 Max = 300 MPa
1 cercle chaud confiné $T_{max} = 920^{\circ}\text{C}$  Point le plus déformé		 Max = 440 MPa	 Max = 1080 MPa
1 large cercle chaud $T_{max} = 800^{\circ}\text{C}$  Point le plus déformé		 Max = 470 MPa	 Max = 1080 MPa

Tableau 3.3 : Gradients thermiques, courbes contrainte-déformation au point le plus déformé et contraintes résiduelles radiales et circonférentielles après le refroidissement complet, calculés pour différents cas de simulation de points chauds pour un freinage d'arrêt (300 à 0 km/h avec force d'application de 20000 N)

Gradient thermique	Courbe contrainte/déformation au point le plus déformé	Contraintes résiduelles	
		radiales	circonférentielles
<p>Tmax= 960°C</p>  <p>Point le plus déformé</p>		 <p>Max = 630 MPa</p>	 <p>Max = 830 MPa</p>
<p>Tmax= 1000°C</p>  <p>Point le plus déformé</p>		 <p>Max = 650 MPa</p>	 <p>Max = 900 MPa</p>
<p>Tmax= 950°C</p>  <p>Point le plus déformé</p>		 <p>Max = 520 MPa</p>	 <p>Max = 1070 MPa</p>
<p>Tmax= 1060°C</p>  <p>Point le plus déformé</p>		 <p>Max = 920 MPa</p>	 <p>Max = 960 MPa</p>

Bien que le flux à dissiper soit le même pour tous les cas de simulation puisqu'il s'agit d'un freinage identique, on remarque que les cercles chauds engendrent en moyenne des températures inférieures aux autres types de gradient. Cela s'explique par le fait que le flux est distribué sur une plus grande surface que dans le cas de points chauds. Ce constat explique aussi que des cercles chauds confinés entraînent des températures supérieures que de larges cercles chauds. Il n'est donc pas surprenant que les gradients sur cercles chauds qui localisent le flux sur de petites zones du disque engendrent les plus hautes températures.

L'augmentation de la température entraînant la chute de la limite d'élasticité, les déformations plastiques les plus grandes sont atteintes dans les zones de température maximale. Les gradients thermiques entraînant les plus grandes températures présentent alors les déformations plastiques les plus importantes ; le cas est net pour les points chauds localisés.

D'après les résultats, quelque soit le chargement, les contraintes résiduelles circonférentielles sont toujours supérieures aux contraintes résiduelles radiales et la différence est plus significative dans le cas de cercles chauds. A noter que, contrairement au cas des cercles chauds, les points chauds peuvent entraîner dans certains cas des zones où les contraintes sont quasi équibiaxées. Quant aux déformations plastiques, elles sont également plus importantes circonférentiellement que radialement, et ce, tout au long du freinage et du refroidissement. Notons que les configurations qui donnent des déformations plastiques les plus élevées sont les cas où les gradients sont les plus confinés avec les températures les plus élevées.

Description type de la courbe contrainte-déformation plastique au cours d'un freinage

Lors d'un freinage, le disque subit des contraintes de compression au niveau des zones chaudes en raison des dilatations entravées. Ces contraintes, si elles sont suffisamment importantes, entraînent un écoulement plastique en compression et donc des contraintes résiduelles de traction après refroidissement. Comme le confirment les courbes, les déformations plastiques sont négatives avec une légère atténuation à la fin du cycle en raison des contraintes résiduelles de traction qui tendent à atténuer les déformations plastiques durant le refroidissement.

Sur la **Figure 3.6**, est présentée la courbe contrainte-déformation plastique du point le plus déformé durant un freinage d'arrêt d'urgence qui comporte deux phases. Pendant la première phase du freinage (mise en pression de la garniture), le disque subit des contraintes de compression mais les déformations restent élastiques. A partir de la 5^{ème} seconde de freinage, la température est suffisamment élevée pour que les contraintes de compression entraînent des déformations plastiques jusqu'à l'obtention de la température maximale. Les singularités sont issues des variations brusques du coefficient de dilatation en température lors de son élévation. Les contraintes diminuent avec l'écroulement de la limite élastique en température. Ensuite, jusqu'à la fin du freinage, la température commence à diminuer, les déformations plastiques sont atténuées. Durant la phase finale de refroidissement, des contraintes de traction résiduelles apparaissent, qui peuvent selon les cas contribuer à atténuer encore les déformations plastiques résiduelles.

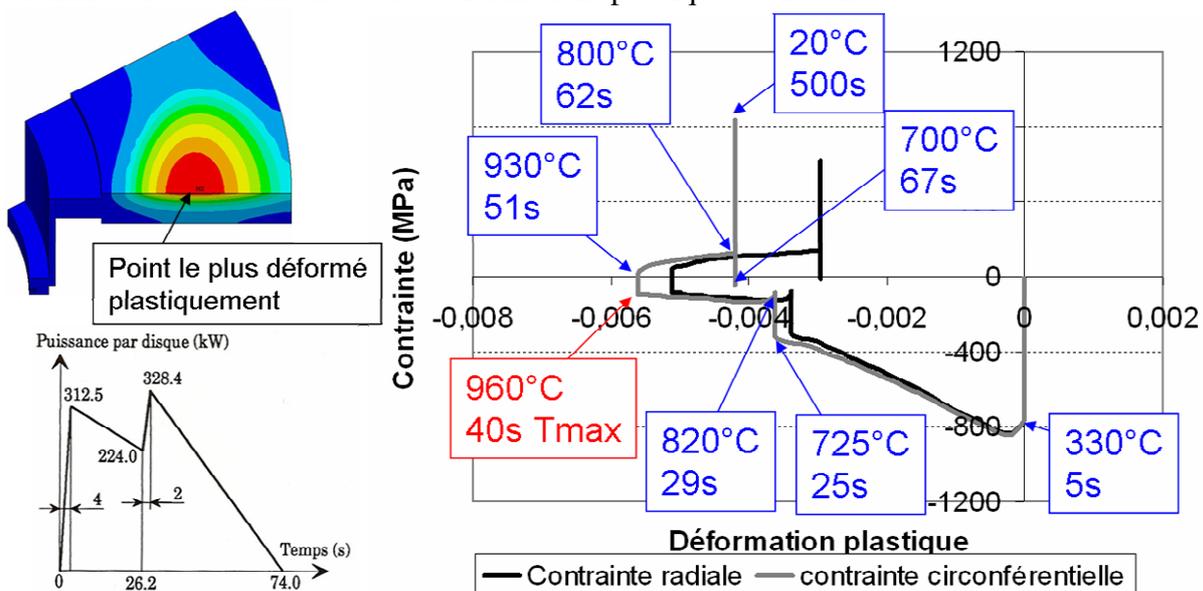


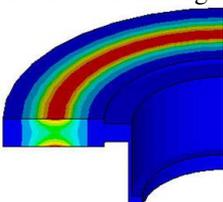
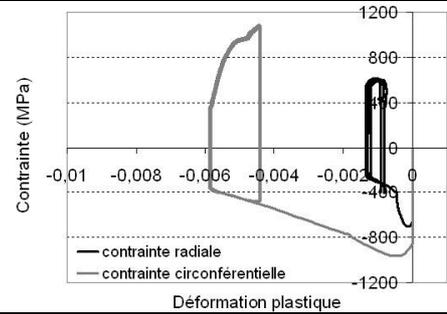
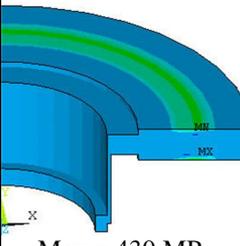
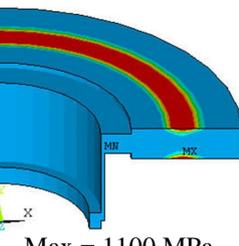
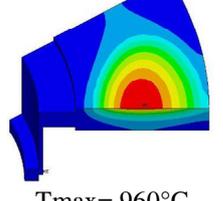
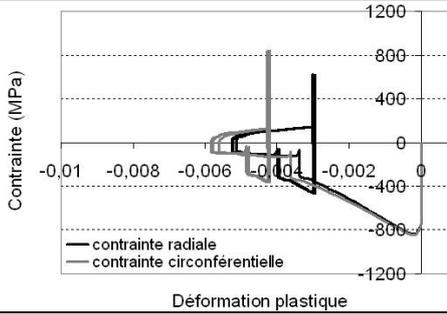
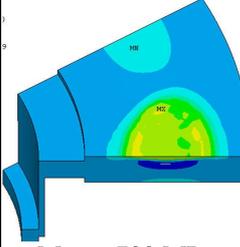
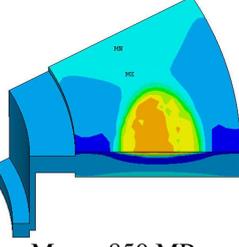
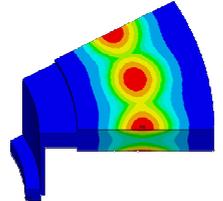
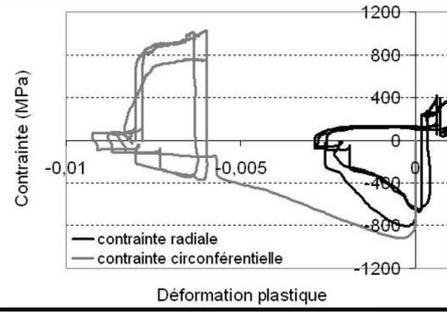
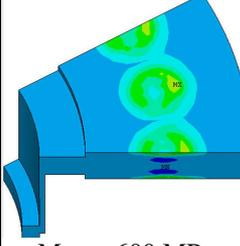
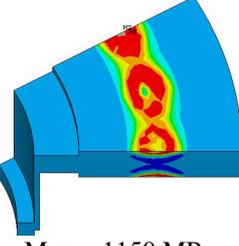
Figure 3.6 : Description d'une courbe contrainte/déformation plastique pendant un freinage d'arrêt d'urgence

3.3.3 Cas de séquences de freinages

Un disque subissant un nombre important de freinages, tout au long de sa vie, il s'agit d'étudier son comportement en fatigue en fonction des chargements thermiques successifs qui lui sont imposés. Ces chargements, on l'a vu, peuvent varier en fonction des garnitures : des gradients thermiques différents (points chauds macroscopiques, cercles chauds ou gradients sur cercles chauds), mais aussi des niveaux de température et des temps de freinage différents.

Le **Tableau 3.4** présente les gradients thermiques et les courbes contrainte-déformation au point le plus déformé calculés durant une succession de trois freinages d'arrêt identiques (300 à 0 km/h avec force d'application de 20000 N) pour trois types de gradient thermique : un large cercle chaud, 6 points chauds macroscopiques et des gradients sur cercle chaud. Les contraintes résiduelles radiales et circonférentielles après le refroidissement complet sont également présentées dans le **Tableau 3.4**. Dans tous les cas, on observe un phénomène d'accommodation dans la réponse en contrainte-déformation. Néanmoins, les boucles d'hystérésis formées s'avèrent très différentes d'un cas à l'autre et il en va donc de même pour l'énergie mécanique dissipée. Outre les remarques faites précédemment pour le cas des freinages isolés, l'énergie mécanique dissipée est plus importante dans le cas des points chauds sur cercle chaud. Notons également que dans ce cas, les contraintes résiduelles sont particulièrement élevées, notamment autour des points chauds.

Tableau 3.4 : Gradients thermiques, courbes contrainte-déformation au point le plus déformé et contraintes résiduelles radiales et circonférentielles après le refroidissement complet calculés pour différents cas de simulation de points chauds pour une succession de 3 freinages d'arrêt (300 à 0 km/h avec force d'application de 20000 N)

Gradient thermique	Courbe contrainte/déformation au point le plus déformé	Contraintes résiduelles	
		radiales	circonférentielles
<p>1 cercle chaud large</p>  <p>Tmax= 920°C</p>	 <p>— contrainte radiale — contrainte circonférentielle</p> <p>Déformation plastique</p>	 <p>Max = 430 MPa</p>	 <p>Max = 1100 MPa</p>
<p>Points chauds macroscopiques</p>  <p>Tmax= 960°C</p>	 <p>— contrainte radiale — contrainte circonférentielle</p> <p>Déformation plastique</p>	 <p>Max = 700 MPa</p>	 <p>Max = 850 MPa</p>
<p>Points chauds sur 1 cercle chaud</p>  <p>Tmax= 950°C</p>	 <p>— contrainte radiale — contrainte circonférentielle</p> <p>Déformation plastique</p>	 <p>Max = 600 MPa</p>	 <p>Max = 1150 MPa</p>

Sythsese

L'interprétation en amplitude de contraintes-déformations associée au niveau de température est naturelle en fatigue.

Le type de gradient thermique appliqué sur le disque et le niveau de température apparaissent comme deux paramètres prépondérants par rapport au niveau de déformation plastique. Ainsi des gradients sur cercles chauds, comme dans le cas de disque freiné par la garniture G2 (fissurante), entraînent les niveaux de déformations plastiques les plus élevés. L'autre garniture fissurante, G4, conduit aux niveaux de température les plus élevés qui conduiront à des niveaux de déformations plastiques également très importants.

Un autre résultat intéressant est la répartition des contraintes en surface qui diffère beaucoup avec le type de gradient thermique et qui pourrait être associée à la morphologie du faïençage. Ainsi, cette distribution de contraintes et le rapport entre la direction radiale et la direction circonférentielle peuvent être confrontés avec la distribution du faïençage et à sa géométrie. On pourrait s'attendre, dans le cas des cercles chauds à un faïençage principalement radial vu la prédominance des contraintes résiduelles dans la direction circonférentielle. Dans le cas des gradients sur cercles chauds (garniture G2) le faïençage doit être beaucoup moins uniforme, ce qui a été effectivement constatée lors des essais d'endurance préalables à cette étude.

Cette correspondance entre distribution des contraintes et faïençage, tout comme l'interprétation en niveau de déformation plastique, de contrainte et de température, nécessite de s'intéresser aux chargements « réels » associés à chaque type de garniture. C'est pourquoi, il est proposé dans la suite, de ne pas considérer simplement des chargements modèles, mais d'utiliser les chargements issus des observations expérimentales.

3.4 Modèle avec chargements thermiques issus des thermographies infrarouges

3.4.1 Principe

Dans le souci de solliciter numériquement le disque avec un chargement thermique le plus proche possible de la réalité, le chargement est maintenant directement issu des films de thermographie infrarouge effectués durant les essais. Après avoir fixé l'émissivité, choisie uniforme et constante pendant le freinage (cf chapitre 2), le champ de température est extrait de chaque image du film thermographique correspondant au freinage et au type de garniture étudiés. Nous disposons alors d'un chargement thermique réel et dépendant du type de garniture.

La caméra infrarouge ne nous donnant accès qu'au champ de température de la seule face avant du disque, il a été convenu de considérer à chaque instant l'image thermique d'un sixième de disque, dont la première moitié est prise comme chargement thermique sur la face avant du modèle volumique 3D, et la deuxième moitié comme chargement thermique sur la face arrière, comme le montre la **Figure 3.7**. Cette hypothèse d'asymétrie provient des constatations expérimentales et numériques des travaux précédents concernant les points chauds macroscopiques (MHS).

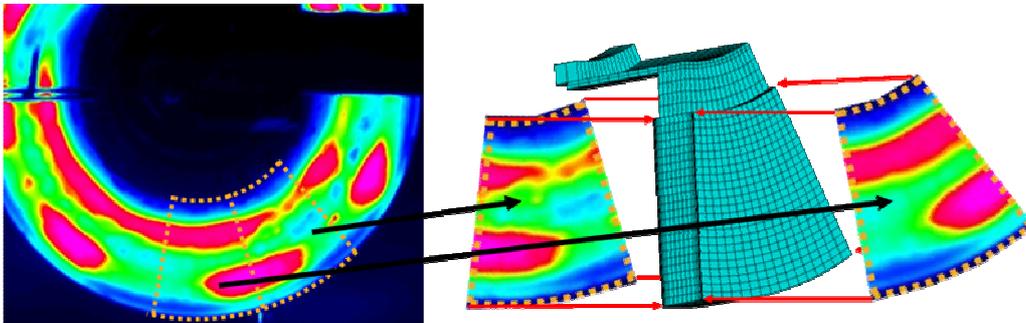


Figure 3.7 : Principe d'application sur les deux faces du disque du chargement thermique issu des thermographies infrarouges

Le modèle de convection et de rayonnement présenté précédemment n'est pas imposé sur les surfaces chargées par les thermogrammes. Les films n'étant enregistrés que pendant la phase de freinage, un refroidissement par interpolation exponentielle des températures de surface a été imposé, pour atteindre soit le champ de température du début du freinage suivant dans le cas d'une succession de freinages, soit la température ambiante dans le cas d'un freinage isolé ou en fin de séquence.

Le calcul s'effectue en deux étapes. La première correspond à un calcul thermique permettant de déterminer à chaque instant du freinage le champ de température volumique à partir des cartes de température de surface. A noter qu'une température initiale uniforme de 120°C a été considérée dans le disque, cette hypothèse correspondant à la condition d'enchaînement des freinages adoptée dans la campagne d'essais. La deuxième étape correspond à un calcul mécanique permettant d'obtenir à chaque instant les champs de contrainte et de déformation.

3.4.2 Influence de la zone choisie

Le modèle ne représentant qu'un douzième du disque, la zone choisie de 60° du thermogramme pourrait influencer les résultats obtenus. Pour s'en rendre compte, nous avons mené des simulations thermomécaniques d'un même freinage, en considérant successivement trois zones situées à 120° les unes des autres. La **Figure 3.8** présente les courbes contrainte-déformation plastique au point le plus déformé obtenues pour chacune de ces trois zones dans le cas de la garniture G4.

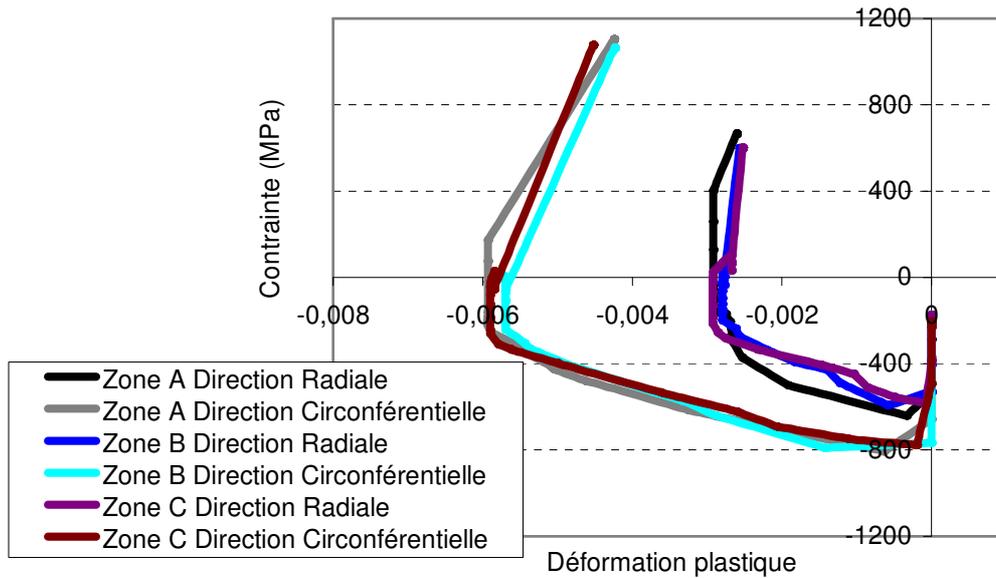


Figure 3.8 : Courbes contrainte-déformation plastique au point le plus déformé pour 3 zones à 120° pour la garniture G4 dans le cas d'un freinage de ralentissement 300 – 220 km/h.

On remarque que, pour ce freinage et pour cette garniture, la zone choisie n'a pas beaucoup d'influence sur le résultat du calcul thermomécanique. La même conclusion a été obtenue pour les autres garnitures. Néanmoins, il faudra veiller, lorsqu'apparaît un point chaud, à ce qu'il soit centré par rapport à la zone de façon à respecter à la fois les conditions de symétrie du disque et les conditions d'asymétrie des points chauds.

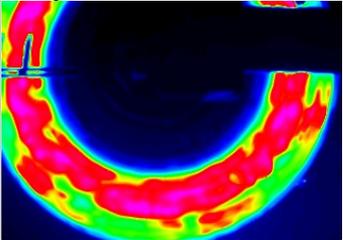
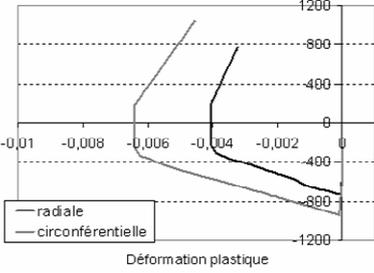
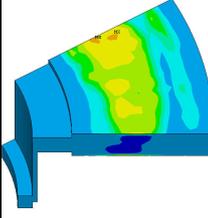
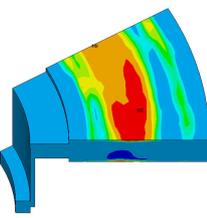
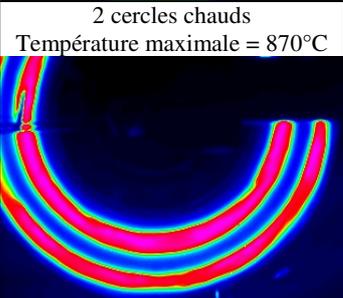
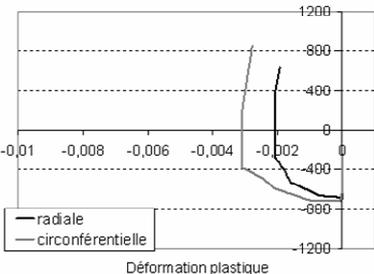
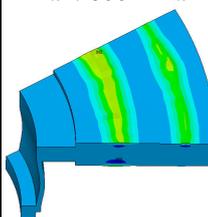
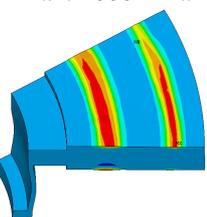
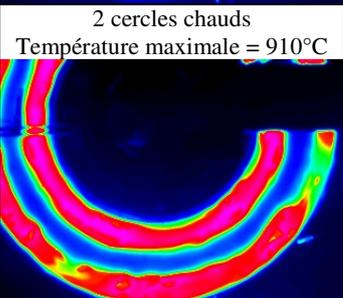
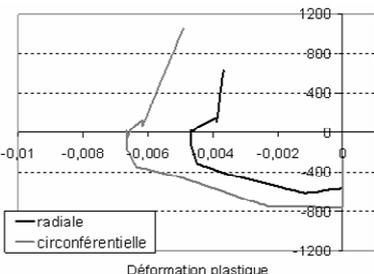
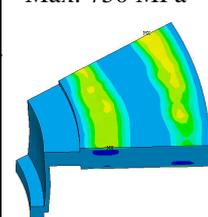
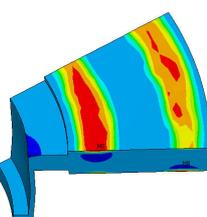
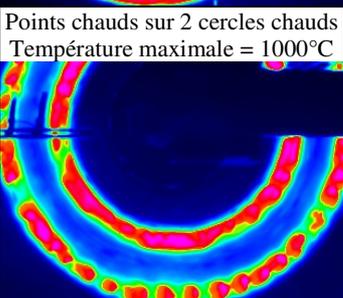
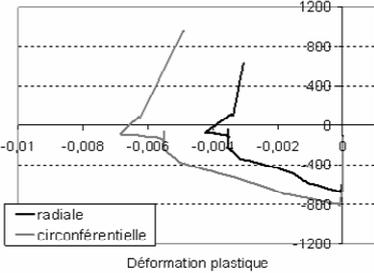
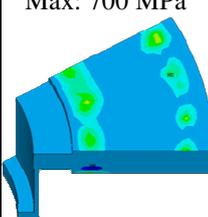
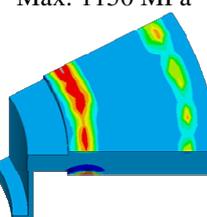
3.4.3 Analyse des contraintes et des déformations

Cas d'un freinage isolé

Pour chaque garniture, le calcul a été mené à partir des films thermographiques correspondant à un freinage de ralentissement type, i.e. de 300 à 220 km/h avec une force normale de 20000 N. Le **Tableau 3.5** présente les gradients thermiques caractéristiques et la température maximale atteinte, les champs de contraintes résiduelles après refroidissement ainsi que les courbes contrainte-déformation plastique radiale et circonférentielle au point le plus déformé, durant le cycle de freinage-refroidissement.

Les gradients thermiques sont différents selon le type de garniture : 2 cercles chauds pour G3 et G4, points chauds sur cercles chauds pour G2 et un large cercle chaud pour G1. Le champ thermique créé par la garniture G3 correspond à la température de surface maximale la plus basse alors que les garnitures G1 et G2 entraînent les plus hautes. Dans tous les cas, l'intensité des contraintes résiduelles circonférentielles après refroidissement est supérieure à celle des contraintes résiduelles radiales comme cela a déjà été remarqué avec le modèle précédent. Les contraintes radiales résiduelles maximales sont obtenues avec la garniture G1 alors que les contraintes circonférentielles résiduelles maximales sont entraînées par la garniture G2. Les courbes contrainte-déformation au point le plus déformé montrent quant à elles que les variations de déformation plastique sont significativement plus importantes pour les garnitures G2 et G4 que pour les garnitures G1 et surtout G3, tant radialement que circonférentiellement. Il est remarquable que, bien qu'atteignant des températures maximales sensiblement proches, les garnitures G1 et G2 n'engendrent pas les mêmes déformations plastiques maximales. Ceci montre que les déformations plastiques dépendent de la température mais surtout du gradient thermique.

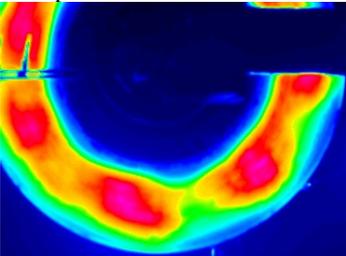
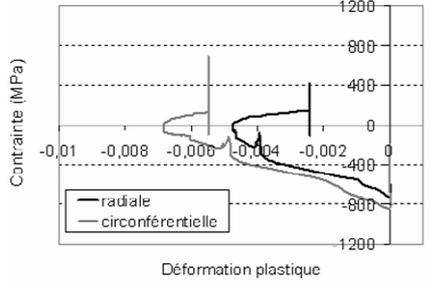
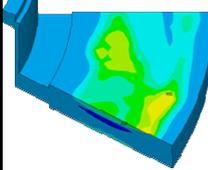
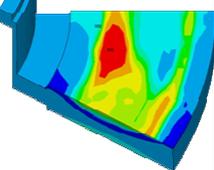
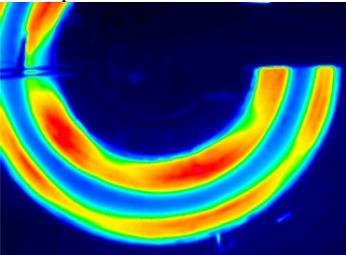
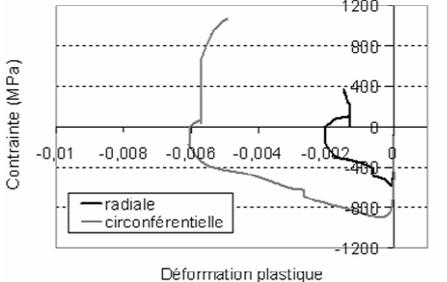
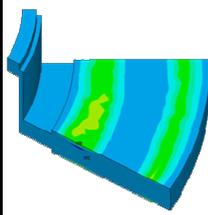
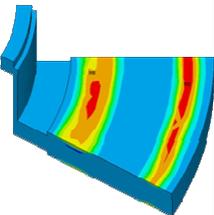
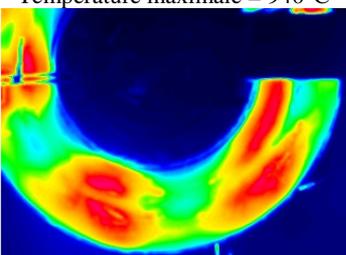
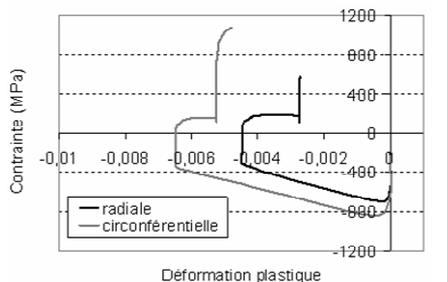
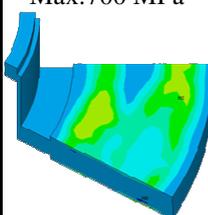
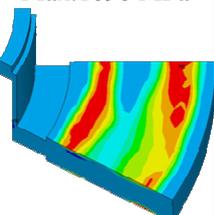
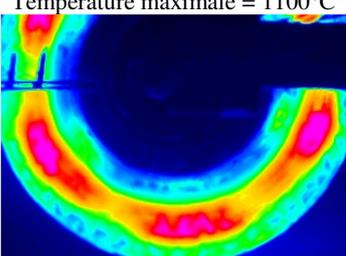
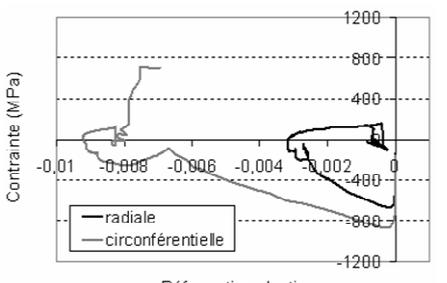
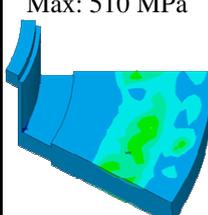
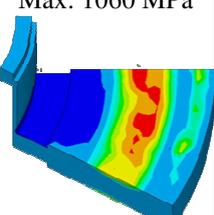
Tableau 3.5 : Gradients thermiques, courbes contrainte/déformation au point le plus déformé calculés durant un freinage de ralentissement réel (300 à 220 km/h avec force d'application de 20000 N) et contraintes après refroidissement complet

	Gradient thermique	Courbe contrainte/déformation au point le plus déformé	Contraintes résiduelles	
			radiales	circonférentielle
G1	1 large cercle chaud Température maximale = 1000°C 		Max= 920 MPa 	Max= 1100 MPa 
G3	2 cercles chauds Température maximale = 870°C 		Max: 600 MPa 	Max: 1000 MPa 
G4	2 cercles chauds Température maximale = 910°C 		Max: 750 MPa 	Max: 1100 MPa 
G2	Points chauds sur 2 cercles chauds Température maximale = 1000°C 		Max: 700 MPa 	Max: 1150 MPa 

Les mêmes résultats sont présentés dans le **Tableau 3.6** pour un freinage d'arrêt à 300 km/h avec une force de freinage de 20000 N. Durant ce freinage, les garnitures G1, G2 et G4 ont engendré des points chauds. Les températures maximales relevées sont observées sur le disque freiné par la garniture G2 et atteignent jusqu'à 1100°C. Les points chauds qui sont apparus avec la garniture G4 atteignent des températures moins élevées et seront qualifiés de *points chauds doubles* de par leur forme. Bien qu'entraînant encore deux cercles chauds, un gradient circonférentiel apparaît sur le thermogramme de la garniture G3 mais les températures maximales restent les plus faibles. La garniture G2 entraîne significativement les déformations plastiques au point le plus déformé les plus importantes alors que la garniture G1 engendre des déformations beaucoup plus faibles pour des températures maximales pourtant assez proches. La garniture G3 mène aux déformations plastiques les plus faibles aussi bien radialement que circonférentiellement. Ce freinage permet de mettre en

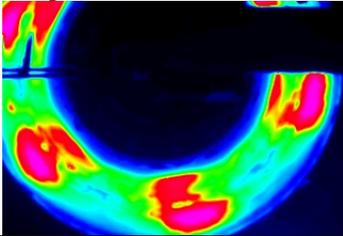
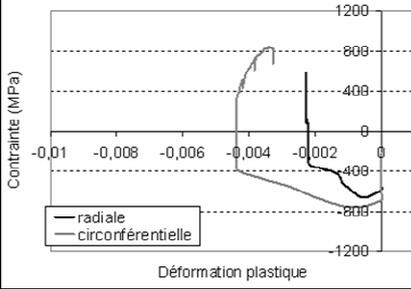
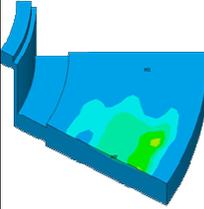
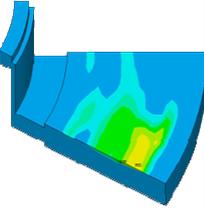
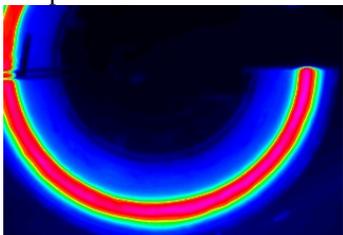
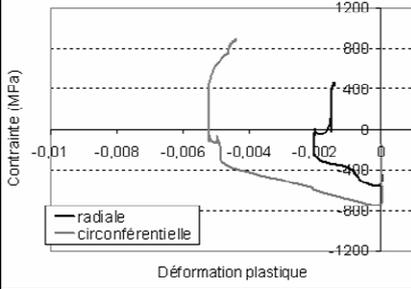
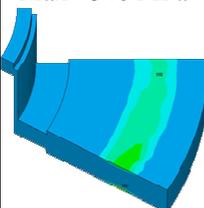
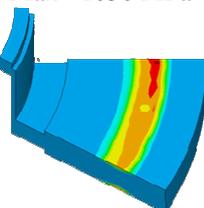
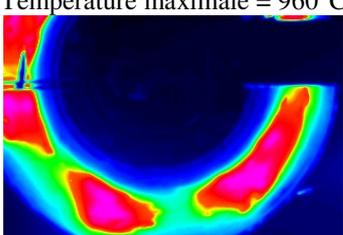
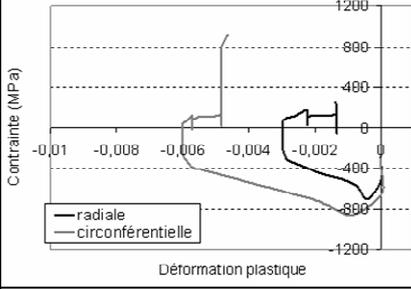
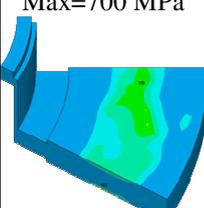
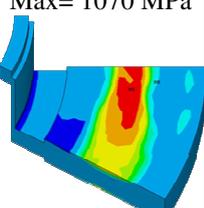
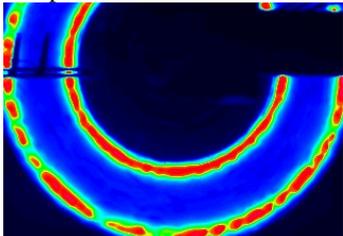
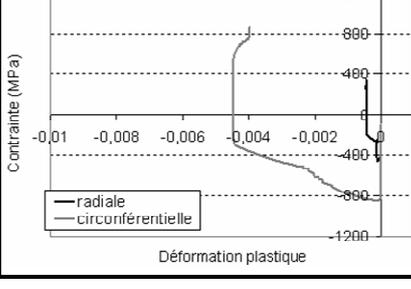
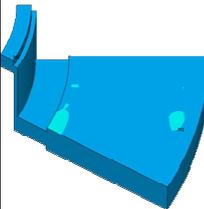
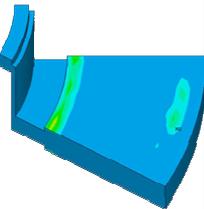
évidence l'influence de la forme du gradient thermique sur les déformations créées. En effet, trois des garnitures entraînent des points chauds, cependant les déformations plastiques engendrées sont sensiblement différentes. Les points chauds, quasiment ronds, formés par la garniture G1 présentent des déformations plastiques radiales et circonférentielles proches alors que les points chauds allongés de la garniture G2 donnent à un rapport de 3 entre les déformations plastiques circonférentielles et radiales. Cette notable différence entre les deux directions est également une caractéristique des cercles chauds. Les contraintes résiduelles présentent la même tendance : plus les points chauds sont « allongés » plus la différence entre les contraintes résiduelles radiales et circonférentielles est importante, le cas limite étant celui des cercles chauds.

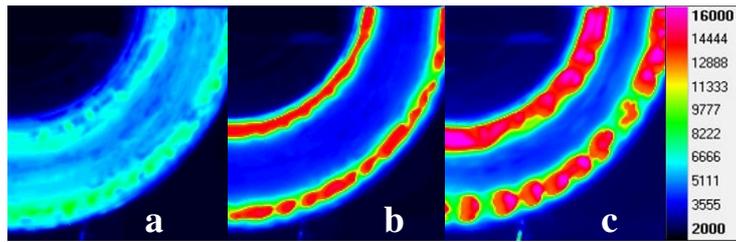
Tableau 3.6 : Gradients thermiques, courbes contrainte/déformation au point le plus déformé calculés durant un freinage d'arrêt réel (300 à 0 km/h avec force d'application de 20 kN) et contraintes après refroidissement complet

	Gradient thermique	Courbe contrainte/déformation au point le plus déformé	Contraintes résiduelles	
			radiales	circonférentielle
G1	Points chauds Température maximale = 1000°C 	 Déformation plastique	Max= 770 MPa 	Max= 1090 MPa 
G3	2 cercles chauds Température maximale = 890°C 	 Déformation plastique	Max: 540 MPa 	Max: 1070 MPa 
G4	Points chaud Température maximale = 940°C 	 Déformation plastique	Max:700 MPa 	Max:1090 MPa 
G2	Points chauds Température maximale = 1100°C 	 Déformation plastique	Max: 510 MPa 	Max: 1060 MPa 

Le **Tableau 3.7** présente les résultats des calculs pour un freinage d'arrêt à 270 km/h avec une force de freinage de 11200 N. Les garnitures G1 et G4 entraînent des points chauds macroscopiques, la garniture G3 un cercle chaud et la garniture G2 à nouveau des points chauds sur 2 cercles chauds. Les calculs montrent que pour ce freinage, les contraintes et les déformations sont plus importantes pour les garnitures G3 et G4 que pour G1 et G2. La garniture G4 est donc encore une fois une des garnitures les plus sévères mais, dans ce cas, la garniture G2 n'est pas la plus endommageante et ceci nous rappelle que l'étude d'un unique freinage n'est pas suffisant pour conclure sur l'endommagement des disques. Les thermogrammes obtenus avec la garniture G2 pour différents freinages sont présentés **Figure 3.9**.

Tableau 3.7 : Gradients thermiques, courbes contrainte/déformation au point le plus déformé calculés durant un freinage d'arrêt réel (270 à 0 km/h avec une force d'application de 11200 N) et contraintes résiduelles radiales et circonférentielles après le refroidissement complet

	Gradient thermique	Courbe contrainte/déformation au point le plus déformé	Contraintes résiduelles	
			radiales	circonférentielles
G1	Points chauds Température maximale = 900°C 		Max= 600 MPa 	Max= 900 MPa 
G3	1 cercle chaud Température maximale = 900°C 		Max= 340 MPa 	Max= 1050 MPa 
G4	Points chauds Température maximale = 960°C 		Max=700 MPa 	Max= 1070 MPa 
G2	Points chauds sur 2 cercles chauds Température maximale = 820°C 		Max= 240 MPa 	Max= 900 MPa 



a. Freinage d'arrêt à 270 km/h avec force d'application de 4150 N
 b. Freinage d'arrêt à 270 km/h avec force d'application de 11200 N
 c. Freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20000 N

Figure 3.9 : Thermogrammes du disque freiné par la garniture G2 pour différents freinages

On remarque que, malgré des freinages plus ou moins différents, la garniture G2 provoque des champs de température sur le disque similaires : des gradients chauds sur deux cercles chauds localisés aux mêmes rayons. Ceci rappelle les résultats expérimentaux précédents qui avaient montré qu'avec la garniture G2, le disque est toujours sollicité aux mêmes points, ce qui n'est pas le cas pour les autres garnitures et accentue le risque de fatigue en ces points.

Cas d'une succession de 5 freinages de ralentissement

Pour mettre en évidence les variations de localisation de la sollicitation, la succession de freinages FRR100-104 intervenant dans le programme d'essais a été simulée. Il s'agit de 5 freinages de ralentissement de 300 à 220 km/h avec une force d'application de 20000 N. Un refroidissement de 60 secondes à 200 km/h est effectué entre deux freinages consécutifs. A la fin de la séquence, un refroidissement jusqu'à température ambiante est simulé à 200 km/h.

La **Figure 3.10** présente les thermogrammes aux instants de température maximale de cette succession de freinages pour les quatre garnitures.

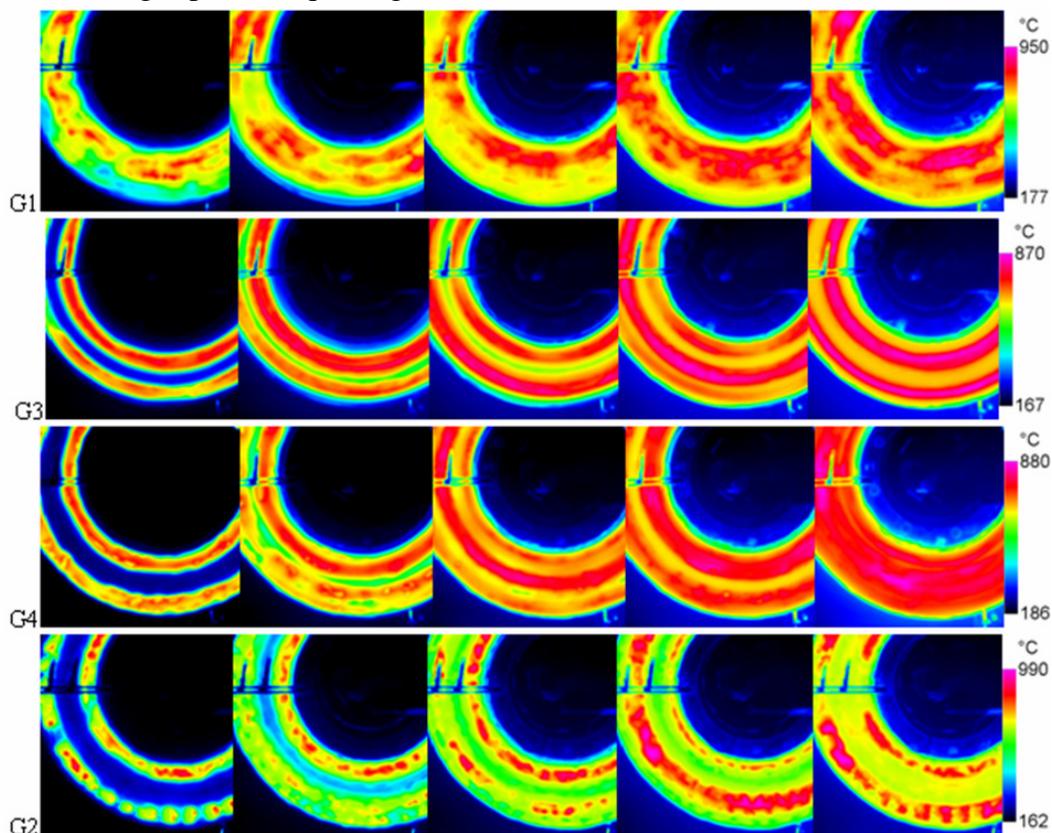


Figure 3.10 : Thermogrammes obtenus pour les 5 freinages FRR100-104 pour les 4 garnitures (émissivité égale à 1)

Dans cette séquence, la garniture G1 a entraîné un large cercle chaud pour les 3 premiers freinages et semble faire apparaître 6 points chauds pour les 2 freinages suivants, tandis que la garniture G2 a engendré à chaque freinage des points chauds sur 2 cercles chauds sur lesquels ont été observés les températures maximales les plus hautes. Deux cercles chauds sont apparus systématiquement durant les freinages avec la garniture G3 sur lesquels ont été relevés les températures maximales les plus basses. Durant les deux premiers freinages avec la garniture G4, deux cercles chauds apparaissent, un seul au troisième freinage, puis 6 points chauds aux freinages suivants. Le champ thermique vu par le disque peut alors extrêmement varier d'un freinage à l'autre.

La courbe contrainte-déformation au point de déformation plastique la plus élevée, au sens de Von Mises, est présentée dans la **Figure 3.11** pour les 4 garnitures.

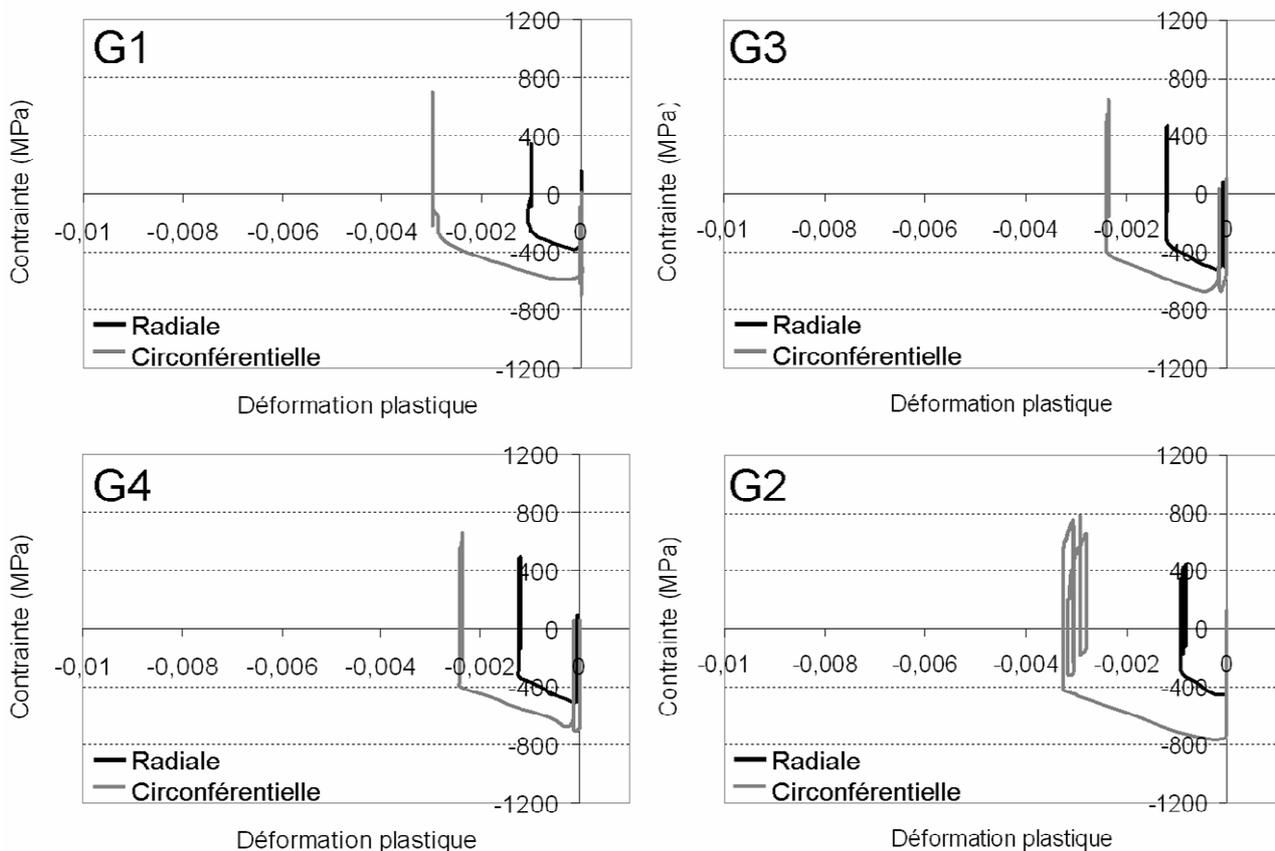


Figure 3.11 : Courbes contrainte/déformation au point le plus déformé du disque pour les 4 garnitures pour une séquence de 5 freinages de ralentissement

La courbe de la garniture G2 montre que, dès le premier freinage, le point le plus déformé de la séquence est sollicité alors que ce n'est pas le cas pour les autres garnitures. Seul un ou deux freinages entraînent des déformations plastiques sur les disques freinés par les garnitures G1, G3 et G4 pendant cette séquence, ces disques présentent alors des sollicitations différentes d'un freinage à l'autre. Ce phénomène avait déjà été remarqué, durant les essais, à partir des thermocouples noyés dans les plots des garnitures, alors que la garniture G2 ne présentait pas d'alternance au niveau des contacts plots-disque. De plus, le disque freiné par la garniture G2 semble présenter un phénomène d'accommodation, tandis que pour les autres disques, il semble plutôt y avoir adaptation élastique. On peut en déduire que le disque freiné par la garniture G2 sera plus sollicité en fatigue (de type oligocyclique) que les autres disques.

Cas d'une succession de freinages d'arrêt et de freinages de ralentissement

Dans le but de pouvoir appréhender un cumul de sollicitation lié à l'endommagement du disque de frein ayant subi des successions de freinages différents, nous avons cherché à traiter une séquence alternant freinages d'arrêt et freinages de ralentissement. La séquence des freinages FA8, FRR100-104 et FRR200-204 est présentée ici. C'est donc cette séquence de freinage qui a été retenue. Le **Tableau 3.8** présente les détails de cette séquence.

A l'issue de freinage d'arrêt FA8, un refroidissement linéaire jusqu'à 120°C est imposé ; la durée de ce refroidissement est déterminée par le temps de refroidissement à cette température relevé pendant les essais. Les freinages de ralentissement répétés s'enchaînent, comme durant les essais, après un refroidissement intermédiaire de 60 secondes. A la fin du cycle un refroidissement à 20°C est simulé.

Tableau 3.8 : Cycle de freinages alternés

FREINAGES	Vitesse initiale (km/h)	Vitesse finale (km/h)	Energie (MJ)	Effort (N)	Puissance maxi (kW)
FA8	270	0	11,3	11200	185
FRR 100	300	220	6,4	20000	367
FRR 101	300	220	6,4	20000	367
FRR 102	300	220	6,4	20000	367
FRR 103	300	220	6,4	20000	367
FRR 104	300	220	6,4	20000	367
FRR 200	300	220	6,4	10000	184
FRR 201	300	220	6,4	10000	184
FRR 202	300	220	6,4	10000	184
FRR 203	300	220	6,4	10000	184
FRR 204	300	220	6,4	10000	184

Les freinages étant tous différents, le champ thermique évolue constamment sur la zone du disque modélisée. Des alternances de cercles chauds et de points chauds sont parfois observées, ou des migrations de points chauds. Ceci montre la difficulté d'appréhender le cumul de dommage sur un nombre de freinage réduit. La **Figure 3.12** présente les courbes de contrainte déformation au point le plus déformé plastiquement selon l'équivalence de Von-Mises en fin de freinage.

Pour les garnitures G3 et G4, le premier freinage entraîne la plus grande déformation plastique (respectivement 0,5 et 0,6% circonférentiellement). En effet, ce premier freinage d'arrêt s'était révélé très sévère pour les disques freinés par ces deux garnitures et le point suivi avec ce critère numérique (le point le plus déformé plastiquement à la fin de la séquence) est pour ces deux garnitures le même que dans le cas du premier freinage isolé FA8. Le disque freiné par la garniture G3 semble présenter ensuite un phénomène d'adaptation aussi bien dans la direction radiale que la direction circonférentielle après une légère atténuation de la déformation plastique autour de 0,4%. Sur le disque freiné par la garniture G4, après une atténuation de la déformation plastique durant les deux freinages suivants, le 3^{ème} freinage de la première séquence de freinages répétés (FRR 102) entraîne à nouveau une déformation plastique, bien que moins importante, qui crée une boucle d'hystérésis. Le même phénomène se produit au 2^{ème} freinage de la deuxième séquence (FRR 201) avant que le disque freiné par la garniture G4 ne s'adapte à son tour dans les deux directions.

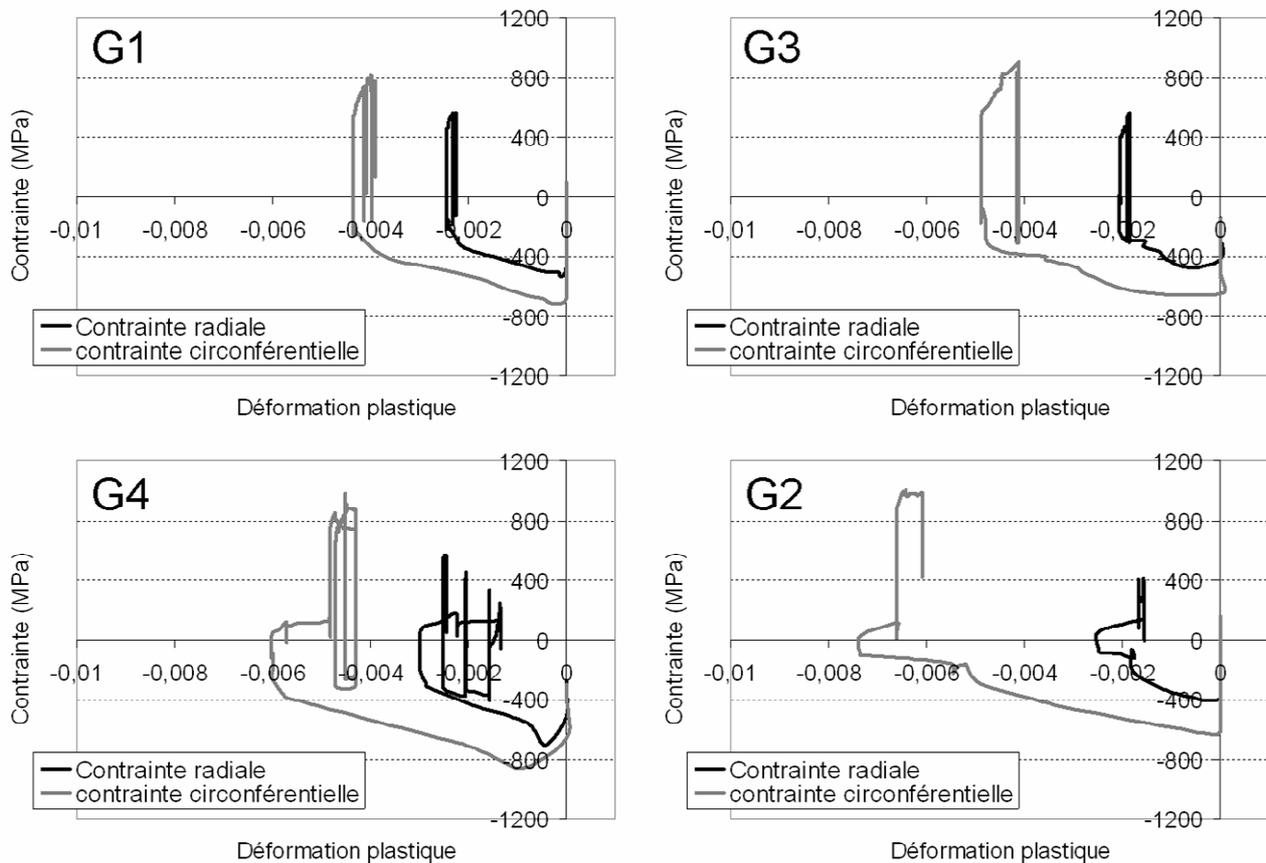


Figure 3.12 : Courbes contrainte/déformation aux points les plus déformés après refroidissement du disque pour les 4 garnitures pour le cycle de freinages alternés simulé

Pour les garnitures G1 et G2, le point le plus déformé plastiquement selon l'équivalence de Von-Mises en fin de freinage n'est pas celui suivi dans le cas du freinage isolé FA8.

Pour le disque freiné par la garniture G1, aucune déformation plastique n'est relevée au premier freinage. Le 1^{er} freinage de la première séquence de freinages répétés engendre la plus grande déformation plastique du point le plus déformé plastiquement en fin de cycle. Cette déformation est la plus faible relevée pour les 4 garnitures. Ce point ne subira ensuite plus de nouvelle déformation plastique. La structure semble adaptée au moins en ce point.

Enfin, pour le disque freiné par la garniture G2, le point le plus déformé plastiquement à la fin du cycle subit une déformation plastique ($< 0,01\%$) mais seulement au cours du 5^{ème} freinage du cycle mais la déformation plastique est alors la plus grande relevée sur l'ensemble des garnitures (0,72%) dans la direction circonférentielle. Une atténuation de la déformation plastique jusqu'à 0,6% est ensuite observée car les freinages suivants ne sont pas assez sévères pour entraîner une nouvelle déformation plastique. La déformation plastique atteinte au 5^{ème} freinage reste néanmoins la plus élevée de toutes les garnitures à la fin du cycle.

Les analyses sont à corréler avec l'évolution de la température du point tracé en contrainte-déformation, au cours du cycle du cycle du freinage. Celle-ci est présentée dans la **Figure 3.13** pour les 4 garnitures.

Même si certains freinages sont équivalents en terme d'énergie et de puissance, le champ thermique n'en est pas moins très différent à cause de l'histoire thermique du disque. On peut parfois voir une alternance de cercles chauds et de points chauds sur une séquence de freinages répétés et le temps de refroidissement entre deux freinages est souvent trop court pour revenir à une température uniforme. Il est donc difficile de retrouver les phénomènes classiques de fatigue cyclique tels que l'adaptation ou l'accommodation car, en terme de fatigue, il n'y a pas ici de cycle stabilisé.

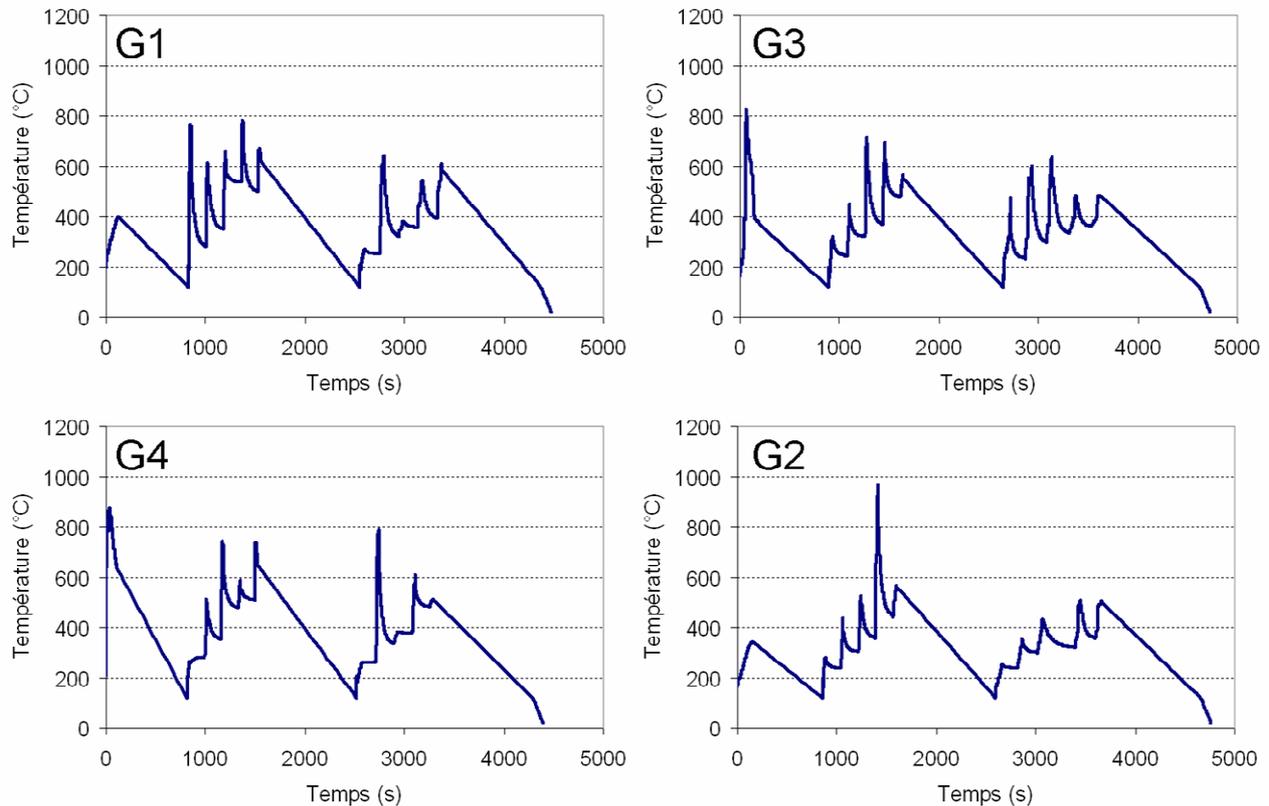


Figure 3.13 : Température au cours du temps pour le cycle de freinages alternés au point du disque le plus déformé après refroidissement pour les 4 garnitures

Néanmoins, on remarque finalement que ce sont les garnitures G2 et G4 qui entraînent d'une part les déformations plastiques maximales durant le cycle simulé, ainsi que les déformations plastiques les plus élevées en fin de cycle après refroidissement final. Rappelons que ces deux garnitures sont celles qui ont entraîné la fissuration des disques au banc d'essais ainsi qu'en service.

Synthèse

L'analyse thermomécanique proposée vise à considérer les chargements « réels » associés à chaque garniture en partant des thermogrammes de surface et du calcul des températures dans le volume.

Il apparaît des fortes variations dans les résultats en termes de déformation plastique et de contraintes en fonction des freinages et des successions de freinages simulés. Ceci est lié à la variabilité de la sollicitation déjà observée expérimentalement. Cette variabilité de la sollicitation rend difficile l'interprétation du cumul ou alors il faut effectuer un cumul sur un nombre de cycle élevé.

Toutefois, les calculs effectués sur les freinages les plus intenses et semblent indiquer que les garnitures G2 et G4 sont les plus sévères en terme d'amplitude de déformation plastique et de contraintes résiduelles. Ceci n'apparaît pas forcément sur chaque freinage pris isolément, ce qui est logique compte tenu de la variabilité de la sollicitation, mais paraît plus évident sur les cumuls de freinages.

L'utilisation de critères de fatigue thermique (déformation plastique cumulée, énergie cumulée...) permettrait de disposer de grandeurs comparatives...

3.5 Comparaison avec l'endommagement observé sur les disques

3.5.1 Principe

La morphologie du faïençage est étroitement liée à la sollicitation. Une sollicitation équibiaxée engendrera généralement un réseau de fissures multidirectionnel alors qu'une sollicitation uniaxiale favorisera une fissuration multiple uniaxiale. Cette correspondance a par exemple été montrée dans l'étude des outils de formage à chaud [Miquel_2002]. La **Figure 3.14** présente la corrélation entre ce rapport et le mode de faïençage correspondant avec utilisation d'une échelle logarithmique. La valeur -1 correspond à une fissuration radiale relative à une contrainte radiale proche de 0 et à une contrainte circonférentielle élevée. De la même façon, la valeur 0 correspond à l'état équibiaxé et la valeur 1 a une fissuration circonférentielle dominante. Notons que dans ce dernier cas, la valeur pourrait être inférieure à -1 et supérieure à 1 mais ces cas sont peu rencontrés en pratique.



Figure 3.14 : Corrélation entre le rapport des contraintes résiduelles radiales et circonférentielles et le mode de faïençage

Il est intéressant de confronter le rapport entre contraintes résiduelles radiales et contraintes résiduelles circonférentielles avec le faïençage observé en surface du disque.

Dans le cas de cercles chauds, nous avons vu que les contraintes circonférentielles sont toujours dominantes par rapport aux contraintes radiales. Cette observation est mise en évidence par la cartographie, à la surface du disque, du rapport entre contraintes résiduelles radiales et circonférentielles dans le cas d'un cercle chaud unique sur la **Figure 3.15**. En s'en tenant à la comparaison entre le rapport de contrainte et la direction des fissures, cet état de contraintes résiduelles devrait favoriser l'apparition d'une fissuration multiple radiale dans la zone sollicitée.

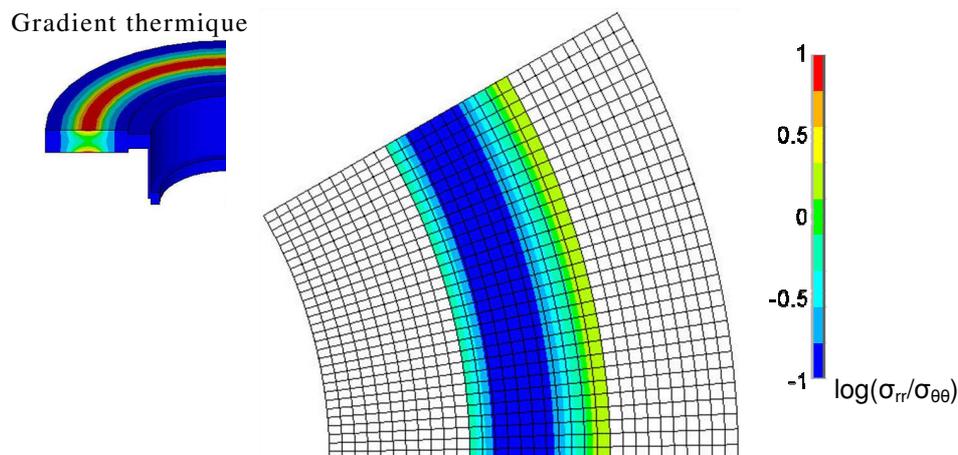


Figure 3.15 : Cartographie du rapport contraintes résiduelles radiales/circonférentielles après un freinage d'arrêt à 300 km/h ayant engendré un unique cercle chaud centré

Dans le cas où le chargement thermique est du type « *points chauds* », la cartographie du rapport contraintes radiales sur contraintes circonférentielles (**Figure 3.16**) est plus complexe que

dans le cas de cercles chauds. En effet, les contraintes circonférentielles ne sont pas toujours dominantes et des zones de contraintes équibiaxées apparaissent (zone 1) ainsi que des zones où les contraintes radiales sont dominantes (zone 3). Dans le cas de petits points chauds (ou gradients) sur cercles chauds, ces trois cas sont également présents comme le montre de la **Figure 3.17**.

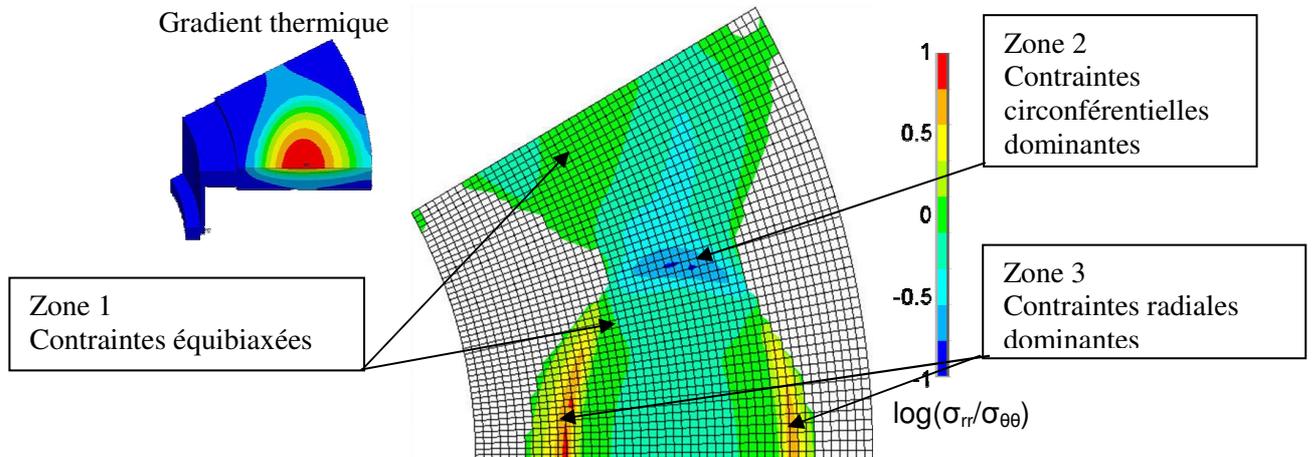


Figure 3.16 : Cartographie du rapport contraintes résiduelles radiales/circonférentielles après un freinage d'arrêt à 300 km/h ayant engendré six points chauds

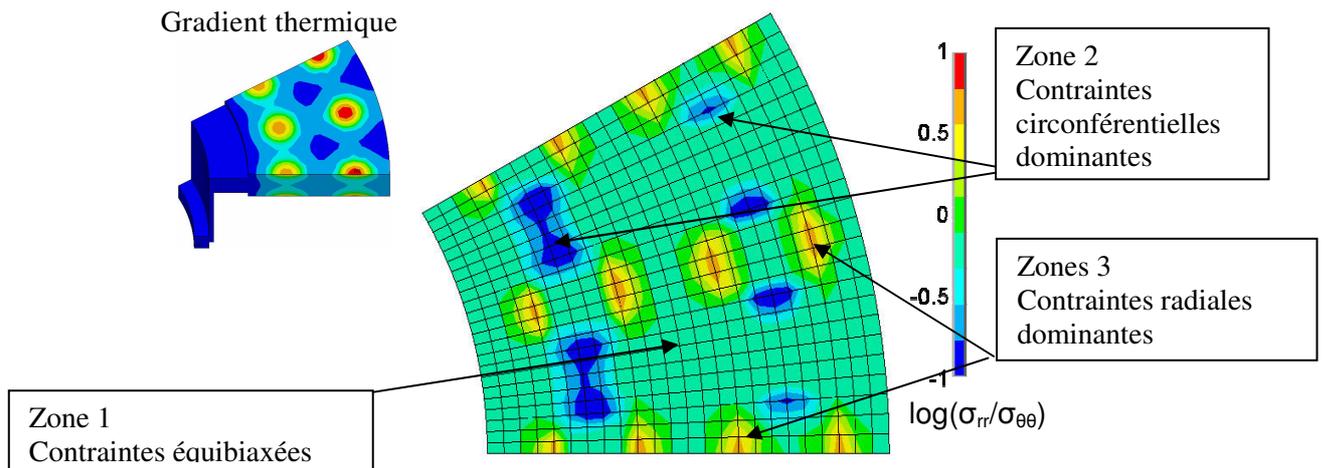


Figure 3.17 : Cartographie du rapport contraintes résiduelles radiales/circonférentielles après un freinage d'arrêt à 300 km/h ayant engendré des gradients sur cercles chauds

3.5.2 Cas de freinages isolés

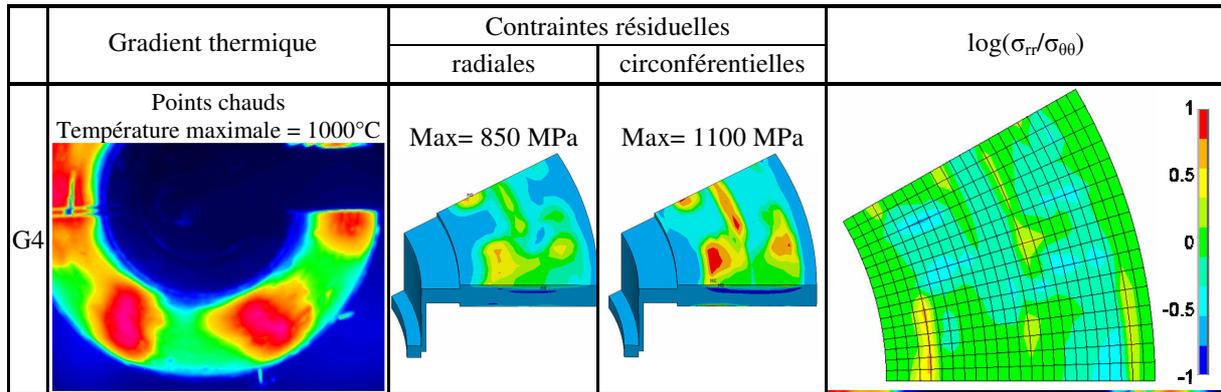
Des calculs thermomécaniques à partir des thermographies IR de différents freinages de ralentissement et freinages d'arrêt ont été effectués. Les gradients thermiques à l'instant de la température maximale, les contraintes résiduelles et le rapport des contraintes résiduelles radiales/circonférentielles sont représentés dans le **Tableau 3.9** dans le cas d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec une force d'application de 20000 N. Dans ce cas, les garnitures G1, G3 et G4 entraînent des cercles chauds et leur état de contraintes résiduelles est un état de contraintes circonférentielles dominantes avec quelques zones où les contraintes sont équibiaxées. Pour la garniture G2, en revanche, qui entraîne des points chauds sur cercles chauds, l'état de contrainte est plus complexe avec en plus des zones où les contraintes radiales peuvent être plus importantes que les contraintes circonférentielles.

Tableau 3.9 : Gradients thermiques à l'instant de température maximale, contraintes résiduelles après refroidissement et rapport des contraintes résiduelles dans le cas d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20000 N

	Gradient thermique	Contraintes résiduelles		$\log(\sigma_{rr}/\sigma_{\theta\theta})$
		radiales	circonférentielles	
G1	1 large cercle chaud Température maximale = 1000°C	Max= 920 MPa	Max= 1100 MPa	
G3	2 cercles chauds Température maximale = 870°C	Max= 600 MPa	Max= 1000 MPa	
G4	2 cercles chauds Température maximale = 910°C	Max= 750 MPa	Max= 1100 MPa	
G2	Points chauds sur 2 cercles chauds Température maximale = 1000°C	Max= 700 MPa	Max= 1150 MPa	

Le **Tableau 3.10** présente les mêmes grandeurs pour la garniture G4 mais cette fois dans le cas d'un freinage d'arrêt à 300 km/h. Durant ce freinage, 6 points chauds macroscopiques sont apparus et l'état de contraintes résiduelles est plus complexe et présente, selon les zones, les trois cas cités précédemment.

Tableau 3.10 : Gradients thermiques à l'instant de température maximale, contraintes résiduelles après refroidissement et rapport des contraintes résiduelles dans le cas d'un freinage d'arrêt à 300 km/h avec force d'application de 20000 N



Au vu de l'ensemble des thermographies infrarouges prises durant les freinages, nous avons remarqué que les garnitures G3 forment systématiquement des cercles chauds (1 ou plus souvent 2), que les garnitures G2 entraînent généralement des points chauds sur 2 cercles chauds, que les garnitures G1 engendrent de larges cercles chauds et parfois des points chauds, et enfin que les garnitures G4 alternent points chauds et cercles chauds. D'après ces observations, nous pouvons déduire que les garnitures G1 et G3 entraîneront plutôt une fissuration multiple radiale sur l'ensemble du disque alors que les garnitures G2 et G4 entraîneront plutôt un faïençage non homogène sur les disques. Ceci concorde bien avec les observations expérimentales de la fissuration des disques du chapitre 1.

Mais il ne faut pas oublier que les observations expérimentales ont été faites sur des disques ayant subi des séquences de différents freinages et non pas un unique freinage. Le chargement thermique peut alors varier fortement d'un freinage à l'autre, rendant moins « lisible » le réseau de faïençage finalement obtenu.

3.5.3 Cas de succession de freinages

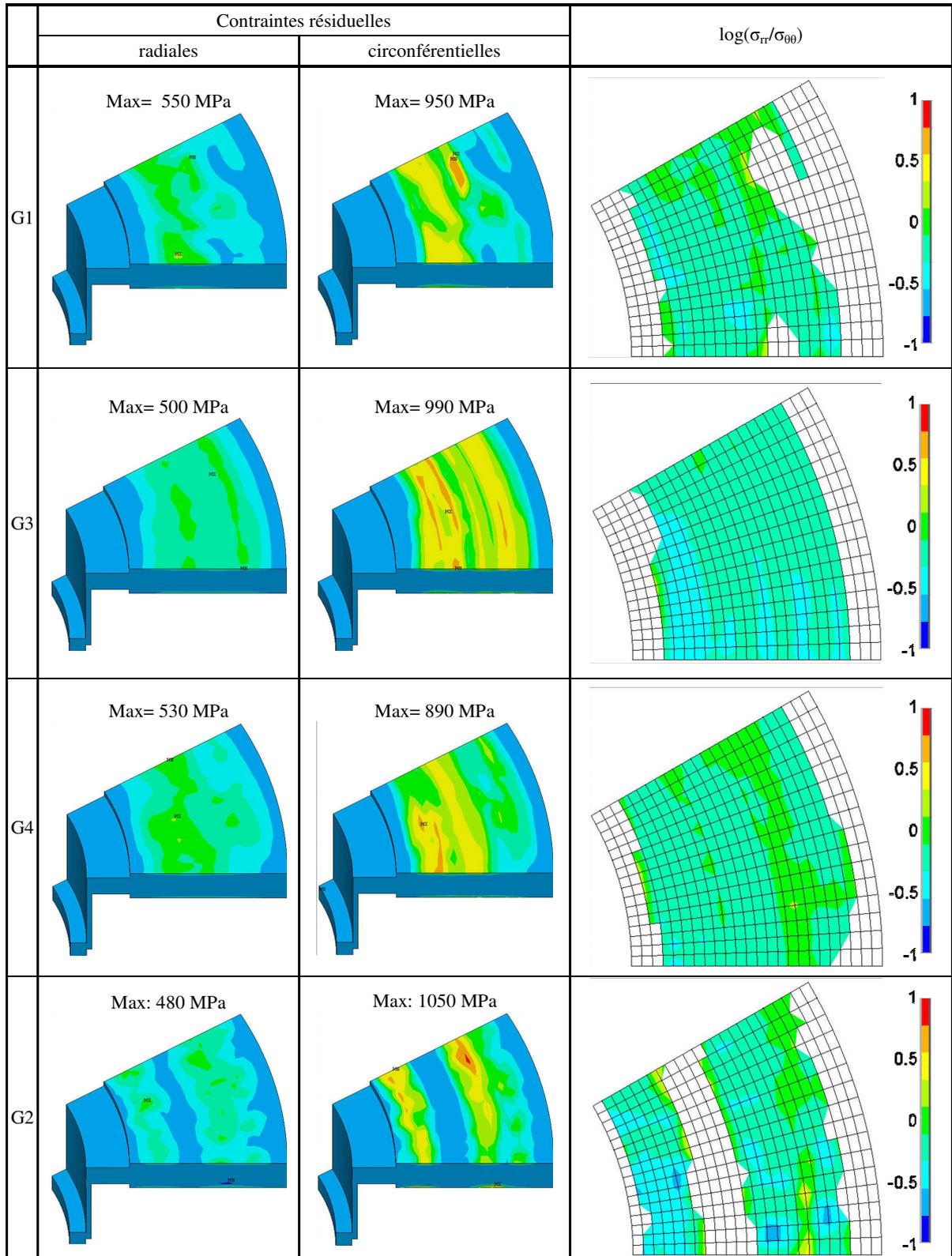
Dans cette partie, des successions de freinages ont été simulées afin de déterminer les contraintes et les déformations en chaque point et à chaque instant, ainsi que l'état de contraintes résiduelles après refroidissement.

Cas d'une succession de 5 freinages de ralentissement

Le **Tableau 3.11** présente les contraintes résiduelles et le rapport des contraintes résiduelles radiales/circonférentielles après une succession de cinq freinages de ralentissement de 300 à 220 km/h.

La garniture G3 a entraîné systématiquement pour cette séquence de freinages des cercles chauds et l'état de contraintes résiduelles n'est donc pas surprenant : les contraintes circonférentielles sont, sur la globalité du disque, supérieures aux contraintes radiales. Les garnitures G1 et G4, qui ont engendré une alternance de cercles chauds et de points chauds selon les freinages, font apparaître, en plus des zones à contraintes radiales dominantes, des zones où les contraintes résiduelles sont équilibrées. Enfin, la garniture G2 a fait apparaître, à chaque freinage, des points chauds sur cercles chauds. Dans ce cas, même si les contraintes circonférentielles sont le plus souvent supérieures aux contraintes radiales, des zones de contraintes équilibrées sont relevées et même des zones de contraintes radiales dominantes.

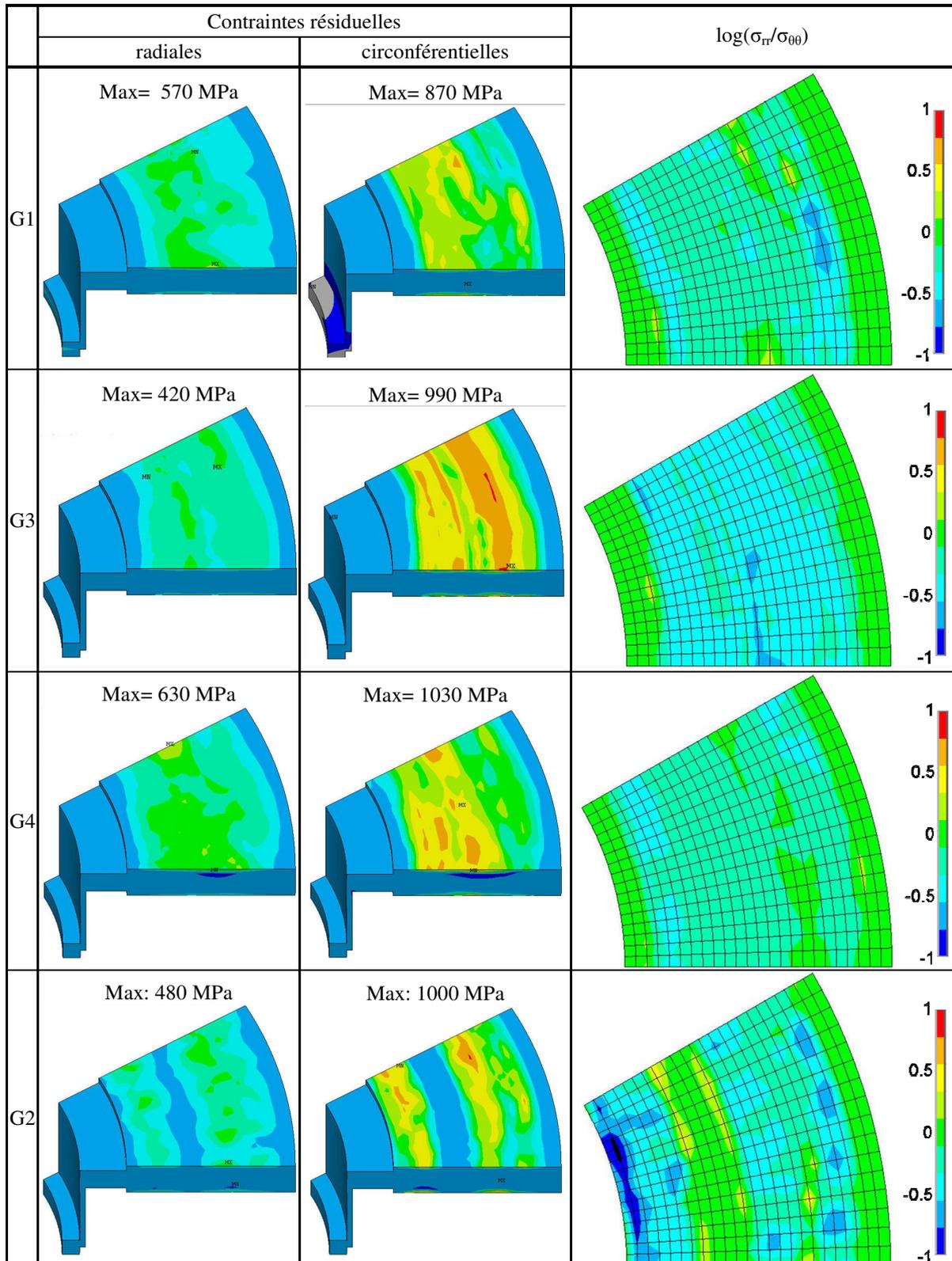
Tableau 3.11 : Contraintes résiduelles et rapport des contraintes résiduelles radiales/circonférentielles après une succession de freinages de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20000 N



Cas d'une succession de freinages d'arrêt et de freinages de ralentissement

Le **Tableau 3.12** présente les contraintes résiduelles et le rapport contraintes résiduelles radiales/circonférentielles après la séquence de freinages successifs présentée au **Tableau 3.8**.

Tableau 3.12 : Contraintes résiduelles et rapport des contraintes résiduelles radiales/circonférentielles après le cycle de freinages alternés



A la fin de la séquence complète de freinages d'arrêt et de freinages de ralentissement, et après refroidissement jusqu'à 20°C, on observe que la garniture G4 a engendré sur les disques les contraintes résiduelles les plus grandes et ceci dans les deux directions. La garniture G1 a entraîné les contraintes résiduelles circonférentielles les plus faibles et la garniture G3 a entraîné les contraintes résiduelles radiales les plus faibles.

Tous les disques présentent des zones de contraintes équibiaxées dans les zones périphériques tant vers le rayon intérieur que vers le rayon extérieur mais au vu des cartographies de contrainte (colonne de gauche), les niveaux de contrainte y sont faibles. Comme ces zones ne sont quasiment pas sollicitées durant les freinages, les commentaires qui suivent ne les concerneront pas.

Pour le disque freiné par la garniture G3, le rapport des contraintes résiduelles radiales /circonférentielles est toujours négatif et montre une prédominance générale des contraintes circonférentielles.

La garniture G1 entraîne elle aussi un rapport global négatif avec des zones où les contraintes circonférentielles peuvent être bien plus élevées que les contraintes radiales. On remarque aussi de petites zones où le rapport est proche de 0, voir même légèrement positif pouvant donc amener localement à des zones de contraintes équibiaxées ou circonférentielles dominantes

La cartographie du rapport des contraintes résiduelles radiales/circonférentielles du disque freiné par la garniture G4 révèle une zone centrale de la couronne du disque où les contraintes sont quasi équibiaxées. Cette zone favorise donc le développement d'un faïençage de type cellules fermées. En se rapprochant des rayons intérieur et extérieur, les contraintes circonférentielles reprennent progressivement leur supériorité ; une fissuration multiple radiale est alors favorisée.

La cartographie du rapport des contraintes résiduelles radiales/circonférentielles du disque freiné par la garniture G2 est très complexe. On remarque deux zones, de part et d'autre d'une zone centrale, où les contraintes résiduelles circonférentielles sont largement supérieures aux contraintes radiales. C'est d'ailleurs là qu'on trouve, d'après les cartographies de contrainte (colonne de gauche), les contraintes circonférentielles les plus élevées. Dans la zone centrale, le rapport est proche de 0. Ceci devrait y favoriser le développement d'un faïençage de type cellulaire, alors qu'aux alentours on trouve des régions où les contraintes résiduelles radiales sont cette fois supérieures aux contraintes circonférentielles, où peuvent donc se développer des fissures circonférentielles.

Analogie avec la morphologie du faïençage observée sur les disques de la campagne d'essais de 2001.

Les **Figures 3.18 à 3.20** présentent des photos après magnétoscopie des surfaces de friction des disques freinés respectivement avec les garnitures G1, G2 et G4. Une fissuration multiple radiale est visible sur l'ensemble du disque freiné par la garniture G1, alors que la garniture G2 semble avoir engendré un faïençage complexe avec des zones de faïençage de type cellules fermées (Zone 1), des zones de fissuration multiple radiale (Zone 2) et aussi des zones où des fissures circonférentielles sont apparues (Zone 3). Quant au disque freiné avec la garniture G4, il présente un faïençage en cellules fermées dans la zone centrale de la piste de frottement et une fissuration multiple radiale quand on se rapproche des rayons intérieur et extérieur de la couronne. Ces observations concordent là encore avec les tendances indiquées par les simulations numériques.

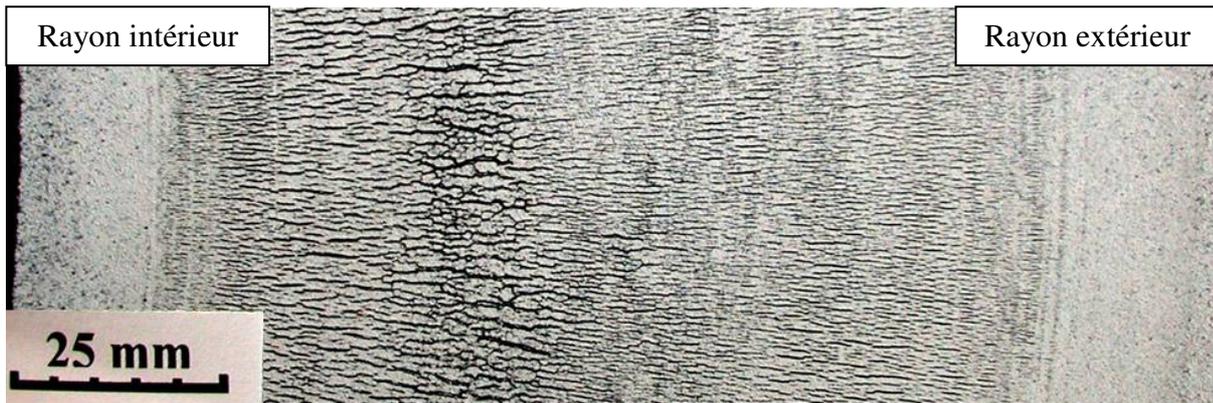


Figure 3.18 : Endommagement observé sur toute la largeur du disque freiné par G1

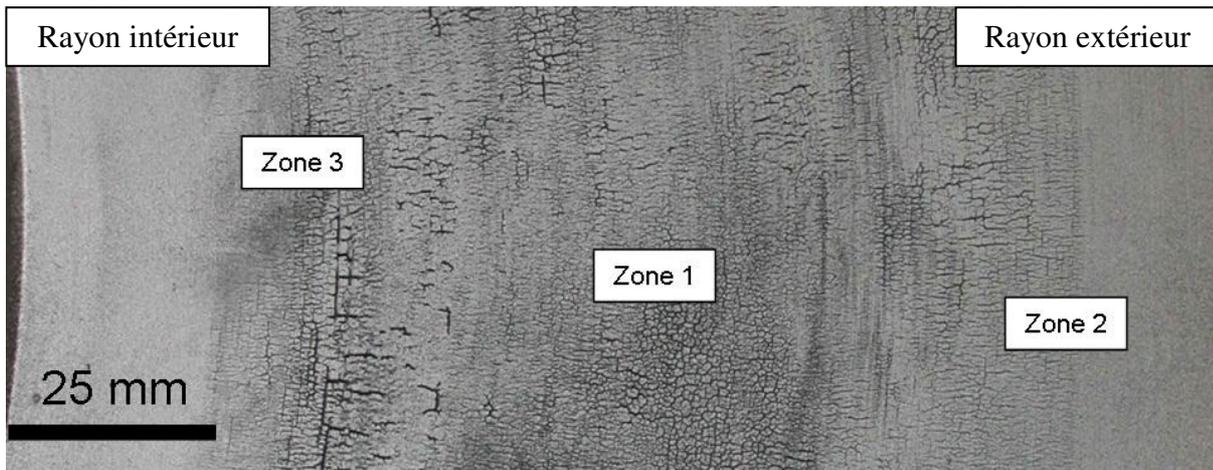


Figure 3.19 : Endommagement observé sur toute la largeur du disque freiné par G2

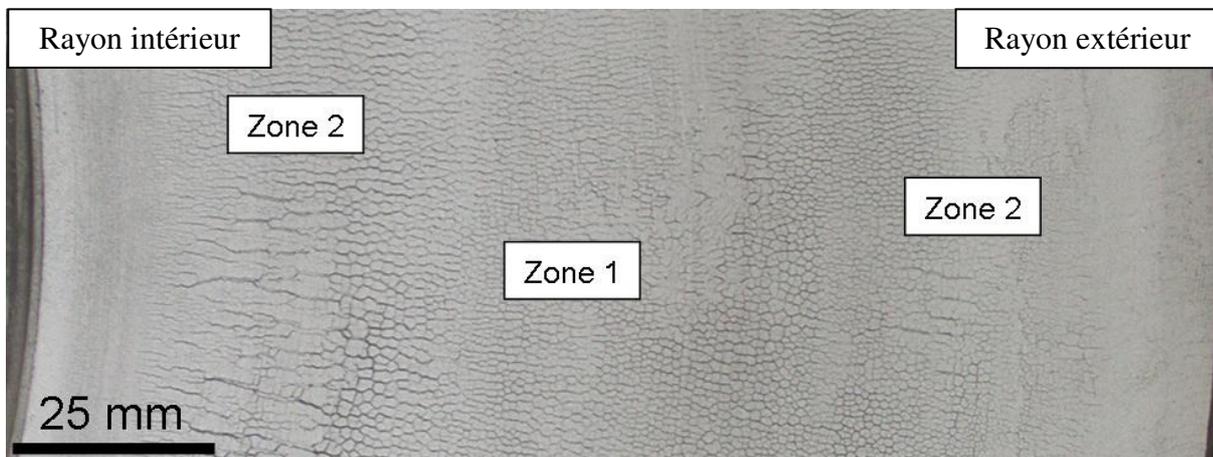


Figure 3.20 : Endommagement observé sur toute la largeur du disque freiné par G4

Une comparaison n'est toutefois pas possible dans le cas de la garniture G3 car à l'issue de la campagne d'essais de 2001, aucun disque n'avait été freiné uniquement par cette garniture. D'après les simulations effectuées pendant ce travail, on peut s'attendre à une dominante de fissuration multiple radiale sur un disque freiné par la garniture G3.

Synthèse

Un freinage isolé ne suffit pas à lui seul à générer l'endommagement final du disque. Il est donc nécessaire de simuler numériquement une séquence assez grande de freinages jugés sévères associant freinages d'arrêt et freinages de ralentissement afin d'apprécier plus convenablement

l'endommagement de surface qui sera causé par une garniture. Les cartographies de contraintes résiduelles, obtenues grâce à un modèle numérique utilisant le chargement thermique basé sur les thermogrammes infrarouges, apparaît être une voie pertinente pour anticiper et comprendre les modes dominants de faïençage qui se développeront sur les disques durant les essais ou en service.

3.6 Conclusion du chapitre

Grâce à la modélisation thermomécanique, il a été possible de retrouver le caractère plus endommageant des garnitures G2 et G4 qui ont entraîné une fissuration macroscopique des disques de frein.

Ce modèle, qui fait appel à la distribution des températures mesurée par thermographie infrarouge en fonction du temps, permet en particulier de déterminer les contraintes et les déformations durant tout un freinage ou une succession de freinages.

En outre, l'état de contraintes final donne des informations sur le mode de faïençage susceptible d'apparaître en surface du disque.

Toutefois il est nécessaire de disposer de films thermographiques acquis grâce à une caméra infrarouge (ou deux pour s'affranchir des hypothèses sur l'émissivité sous réserve de la validation de la méthode bispectrale de rapport) au cours d'essais réels.

Cette méthode ne peut donc être appliquée dans une démarche d'optimisation ou de conception d'une nouvelle garniture ; dans une telle perspective, le développement de modèles prédictifs apparaît nécessaire. C'est l'objet du chapitre suivant.

Chapitre 4

Développement de garnitures améliorées

Ce chapitre est dédié au développement d'une garniture limitant les gradients thermiques sur le disque. Une campagne d'essais de caractérisation mécanique et thermique des garnitures existantes a d'abord été entreprise afin d'identifier les paramètres qui les différencient et qui pourraient influencer leur comportement. Une simulation numérique permettant de prendre en compte ces paramètres ainsi que les conditions aux limites de la garniture de frein elle-même (*modèle 3D complet*) est ensuite effectuée sur les garnitures existantes. Puis, des modèles simplifiés seront utilisés pour optimiser les caractéristiques des garnitures. Enfin une vérification de la pertinence de ces paramètres « optimisés » est réalisée à l'aide d'un modèle 3D complet.

4.1 Modèle prédictif thermomécanique 3D complet

4.1.1 Problématique

Dans le but de mener un calcul prédictif d'un prototype de garniture, un modèle thermomécanique complet du système de freinage du TGV a été développé. Celui-ci permettra de faire varier les différents paramètres de la garniture aussi bien d'un point de vue matériau que d'un point de vue géométrie.

De nombreuses difficultés ont été rencontrées. D'abord, le chargement thermique engendré par la garniture n'est pas axisymétrique car celle-ci ne recouvre pas toute la surface de friction du disque. De plus, comme remarqué durant les essais, la formation de points chauds peut avoir lieu. A cela s'ajoute la géométrie particulière de la garniture ainsi que son principe de fixation (porte-garniture et timonerie). La garniture sera donc modélisée en 3D et les conditions aux limites devront prendre en compte le mécanisme de la timonerie. Néanmoins, nous nous limiterons, côté disque, au cas de la formation de cercles chauds.

4.1.2 Caractérisation des matériaux des garnitures

4.1.2.1 Description des essais (machines, matériels, méthodologie)

En vue des calculs, de nombreuses propriétés tant mécaniques que thermiques sont à déterminer. La composition des matériaux étant gardée secrète par les fournisseurs, de nombreux essais de caractérisation ont été effectués au laboratoire.

Les plots des garnitures sont obtenus par frittage du matériau composite à matrice métallique. Même si les détails du processus de fabrication sont propres à chaque fournisseur et tenus

confidentiels, le principe en reste globalement le même. Des poudres métalliques, préalablement mélangées, sont fortement comprimées et mises en forme dans une matrice, sous l'action d'un ou de plusieurs poinçons. Les pressions atteignent communément plusieurs centaines de MPa. Après démoulage, des préformes sont obtenues, plus ou moins fragiles, qui sont ensuite chauffées sous vide ou dans une atmosphère contrôlée, à une température inférieure à la température de fusion de l'élément principal. C'est la phase de frittage proprement dite. Sous l'effet de la pression et de la chaleur, les particules se lient de façon suffisamment solide pour que l'on puisse obtenir des plots utilisables en freinage même sévère.

Nous détaillerons dans ce paragraphe les techniques expérimentales mises en œuvre pour effectuer des essais de compression simple, des mesures de dilatométrie, de conductivité thermique et de capacité calorifique. Les résultats obtenus seront donnés dans les paragraphes suivants.

Module de compression

Une des premières propriétés des matériaux de friction qu'il faut déterminer, en raison du principe même du système de freinage à disque, est le module de compression.

Cette mesure est délicate : il faut limiter les glissements sur les plans de chargement et assurer une répartition de pression uniforme de l'effort sur les faces de l'échantillon.

Les essais ont été réalisés sur une machine électromécanique Instron® de capacité 10 kN équipée d'une enceinte thermique permettant d'atteindre 260°C. Afin de limiter la conduction thermique vers la cellule de charge, un échangeur à circulation d'eau a été placé sur la partie supérieure de la tige de compression (**Figure 4.1**). L'échantillon parallélépipédique de 10 mm de côté et 15 mm de hauteur est placé entre deux plateaux, l'un fixe (plateau inférieur) et l'autre rotulé et mobile en translation (plateau supérieur). Tous les échantillons ont été préparés par une société extérieure. La rotule permet de corriger les éventuels défauts de parallélisme de l'échantillon et ainsi d'obtenir une meilleure répartition de pression. L'instrumentation est assurée d'une part par la cellule de charge et d'autre part par le capteur de déplacement de la traverse supérieure.

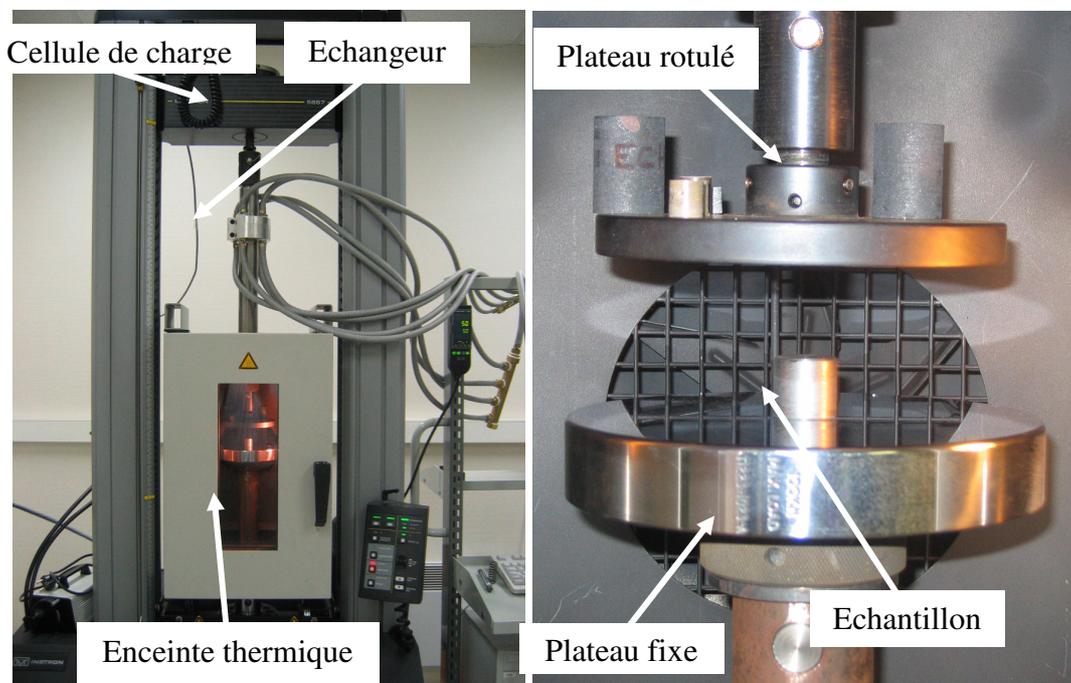


Figure 4.1 : Dispositif de mesure de module de compression en température

Le cycle de compression appliqué à chaque niveau de température est composé d'un premier chargement jusqu'à l'effort maximal fixé à 3000 N, d'une décharge de 85% et d'une seconde mise en charge jusqu'à l'effort maximal de 3000 N. La vitesse de chargement est de 1000 N/min. Ce cycle est illustré à la **Figure 4.2**. C'est au cours de la deuxième montée en charge que le module de compression de compression est déterminé.

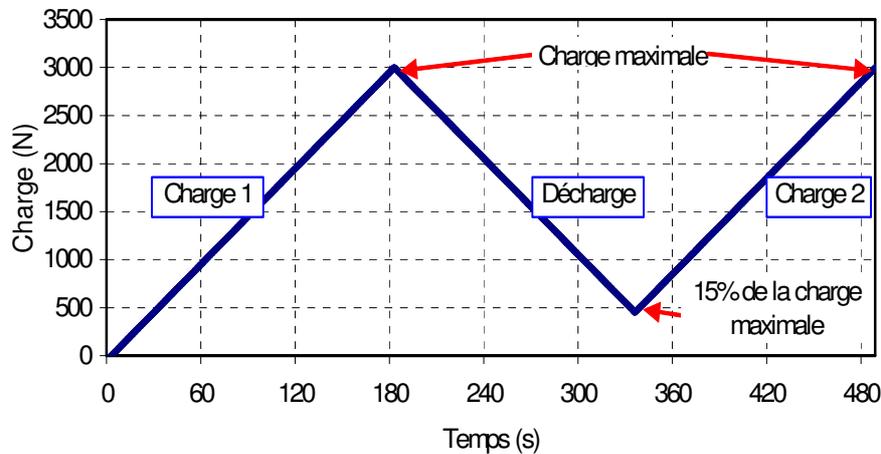


Figure 4.2 : Cycle de chargement, appliqué à chaque température, pour la mesure du module de compression des matériaux de friction

Les essais ont été effectués à la température ambiante puis à différents niveaux de températures, de 50 en 50°, entre 50 et 250°C. Trois essais consécutifs ont été réalisés à chaque température. A noter que comme nous ne disposons pas d'un extensomètre ad hoc, nous avons, pour bien nous affranchir des déformations du montage lui-même, systématiquement corrigé le déplacement relevé de la traverse mobile de la machine en soustrayant le déplacement obtenu à même charge avec une éprouvette en acier très rigide de diamètre élevé et de même longueur.

Mesure de dilatométrie

La dilatométrie permet de mesurer la variation de volume d'un corps quand sa température augmente. C'est le plus souvent une dilatation qui s'explique par l'augmentation de l'agitation thermique des particules qui constituent le corps. Si le corps considéré est long, sa dilatation sera surtout visible dans le sens de la longueur : on parle alors de dilatation linéaire. Pour les métaux, le coefficient de dilatation α est voisin de $2 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$.

Il s'obtient en mesurant l'allongement relatif d'une éprouvette en fonction de la température, selon la relation :

$$\alpha = \frac{\Delta L}{L_0} \cdot \frac{1}{\Delta T} \quad (5.1)$$

où ΔL : variation de longueur (m)

α : coefficient de dilatation linéaire (1/K)

L_0 : longueur initiale (m)

ΔT : variation de température (K)

Un dilatomètre est ainsi un appareil de mesure qui mesure l'allongement d'un échantillon en fonction de sa température. Le dilatomètre ainsi que le logiciel d'acquisition à notre disposition au laboratoire sont de marque NETZSCH. Un balayage de gaz autour de l'échantillon est possible. Dans notre cas, l'azote sera utilisé pour obtenir une atmosphère partiellement neutre. Le dilatomètre se compose de trois éléments : un tube récepteur de l'échantillon, un four et un dispositif de mesure (**Figure 4.3**).

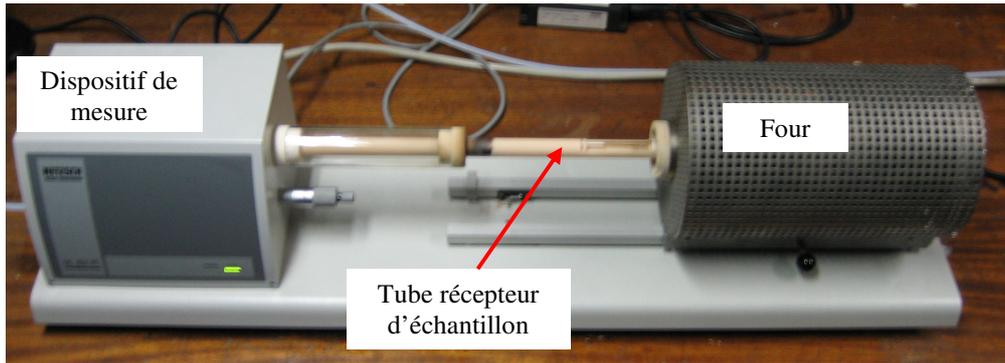


Figure 4.3 : Dilatomètre en position four ouvert

Le tube récepteur de l'échantillon est un tube creux en alumine dans lequel l'échantillon parallélépipédique rectangle de 8 mm de côté et de 15 mm de longueur est placé. Une tige d'alumine traverse ce tube et vient en contact avec l'échantillon afin de transmettre ses variations de longueur au dispositif de mesure. Ce dernier mesure, par un capteur inductif, le déplacement et transmet sa réponse au calculateur-régulateur. Les caractéristiques thermiques de la tige en alumine étant connues, le calculateur peut mesurer l'allongement de l'échantillon testé. Le tube est également muni d'un thermocouple afin d'enregistrer la température à chaque instant. Le four à cavité cylindrique, qui peut monter jusqu'à 1200°C, coulisse sur deux rails de façon à englober le tube précédemment décrit. Un dispositif permet de garantir l'étanchéité de l'ensemble une fois refermé. Le four est relié à une bouteille d'azote pour des mesures sous atmosphère partiellement neutre et afin de s'affranchir des problèmes d'oxydation.

Deux essais ont été effectués pour chaque échantillon. Le premier essai est une montée simple en température de 20 à 400°C avec une vitesse de 2°C/minute. Cette vitesse lente permet à la température de s'homogénéiser dans l'échantillon. Le deuxième essai est composé de deux montées successives de 20 à 800°C avec une vitesse de 2°C/minute et un refroidissement naturel à 50°C entre les deux montées.

Mesures de conductivité thermique et de capacité thermiques

Méthode des Sources Planes Transitoires ; le dispositif Hot Disc

Le dispositif HOT DISC (HD) est basé sur la méthode des Sources Planes Transitoires (TPS), encore appelée source de Gustafsson [Al-Ajlan_2006]. La sonde TPS est composée d'une résistance enroulée en plusieurs cercles concentriques et enrobée dans une fine couche de polymère ayant une bonne résistance chimique et de bonnes propriétés mécaniques. Les cercles concentriques sont formés de sorte que le courant peut circuler d'une extrémité à l'autre de la sonde (**Figure 4.4a**). La sonde, en forme d'une double spirale, sert à la fois de source de chaleur pour augmenter la température de l'échantillon et de « thermomètre de résistance » pour enregistrer son augmentation de résistance en fonction du temps et de la température. La sonde est placée entre deux échantillons du matériau à caractériser. Les principaux avantages de cette technique transitoire par rapport aux analyses statiques sont de pouvoir s'affranchir de la résistance de contact et d'avoir une bonne reproductibilité des mesures. Ceci permet des mesures précises sur une grande gamme de conductivité thermique, cette méthode est donc applicable à de nombreux matériaux.

Le matériel disponible au LML (**Figure 4.4b**) est un système conçu pour mesurer les propriétés thermiques de transport d'un échantillon, c'est-à-dire conductivité thermique, diffusivité thermique et chaleur spécifique.

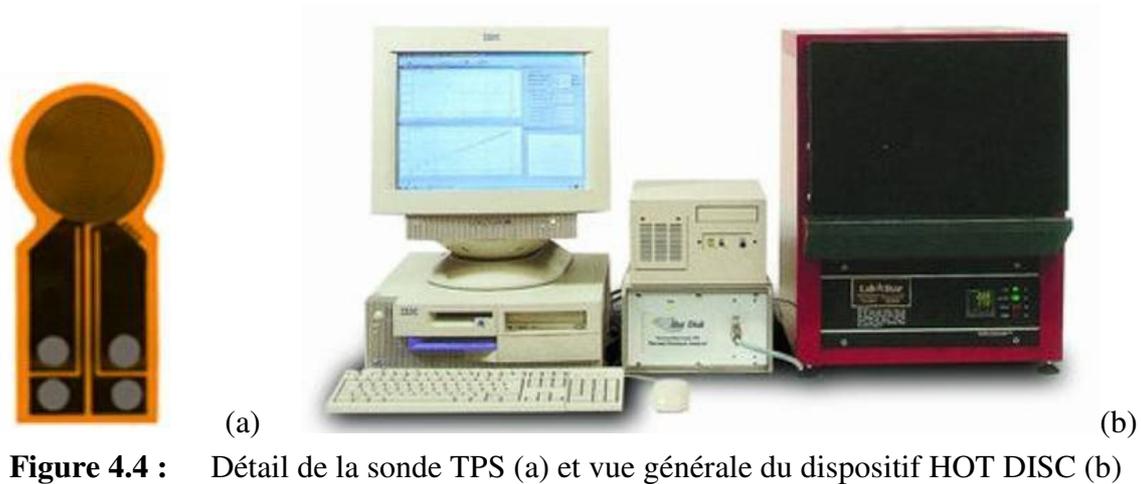


Figure 4.4 : Détail de la sonde TPS (a) et vue générale du dispositif HOT DISC (b)

Pour la mesure de conductivité thermique, la sonde est serrée entre deux moitiés de l'échantillon, l'ensemble étant bloqué sur le plateau inférieur et placé sous un couvercle isolant en atmosphère contrôlée (**Figures 4.5 et 4.6**). Elle permet de mesurer des conductivités thermiques allant de 0,005 à 500 W/(mK) jusque 700°C. Le rayon des sondes varie de 0,5 à 30 mm en fonction de l'échantillon à tester. La reproductibilité des mesures est de l'ordre de 2% pour la conductivité, de 5% pour la diffusivité et de 7% pour la chaleur spécifique.



Figure 4.5 : Plateau récepteur de l'échantillon et son couvercle isolant



Figure 4.6 : Sonde utilisée pour la mesure de conductivité thermique (λ)

Pour les mesures de chaleur spécifique C_p , la sonde est une capsule dans laquelle on vient placer l'échantillon avant de fermer le couvercle (**Figure 4.7**). L'échantillon doit pouvoir être contenu dans une capsule de 25 mm de diamètre et de 8 mm de hauteur. L'épaisseur de l'échantillon doit être choisie assez fine pour que le régime permanent s'établisse rapidement et le

pois de l'échantillon doit être au moins égal à celui de la capsule. Enfin, les deux faces de l'échantillon doivent être polies. Les échantillons reçus de la même société extérieure ont pour dimensions approximatives $13 \times 13 \times 4 \text{ mm}^3$. Tous les échantillons ont été pesés et mesurés.

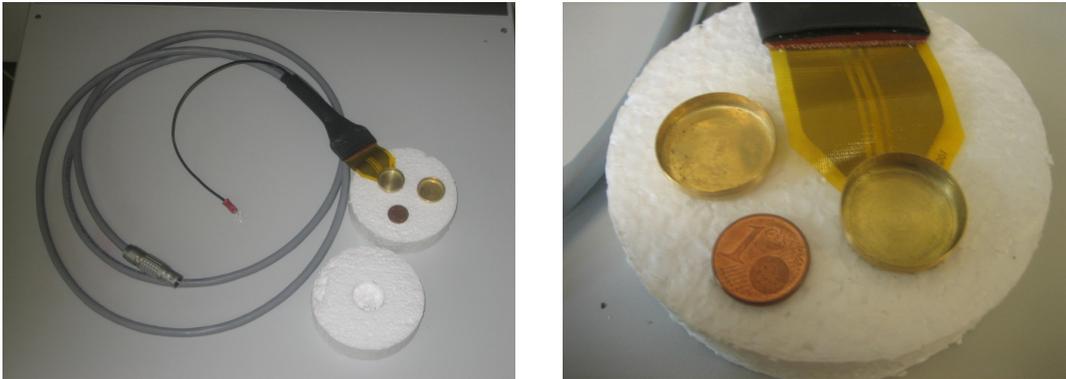


Figure 4.7 : Sonde utilisée pour la mesure de la chaleur spécifique (C_p)

4.1.2.2 Résultats obtenus

Module de compression

Les essais de compression (3 pour chaque matériau) ont été conduits selon la procédure décrite au §4.1.2.1, à la température de 20°C puis jusqu'à 250°C par palier de 50°C . Il faut noter que les 3 matériaux, sollicités entre 500 et 3000 N, ont bien présenté dans cette gamme de charge un comportement purement linéaire, et ceci pour toutes les températures. La **Figure 4.8** montre à titre d'exemple les 3 courbes expérimentales obtenues à 250°C pour le matériau G2 (un décalage de zéro entre les 3 montées en charge permet de bien différencier les courbes). Elle donne aussi les valeurs de module de compression, obtenues par la pente des 3 droites, qui sont très proches.

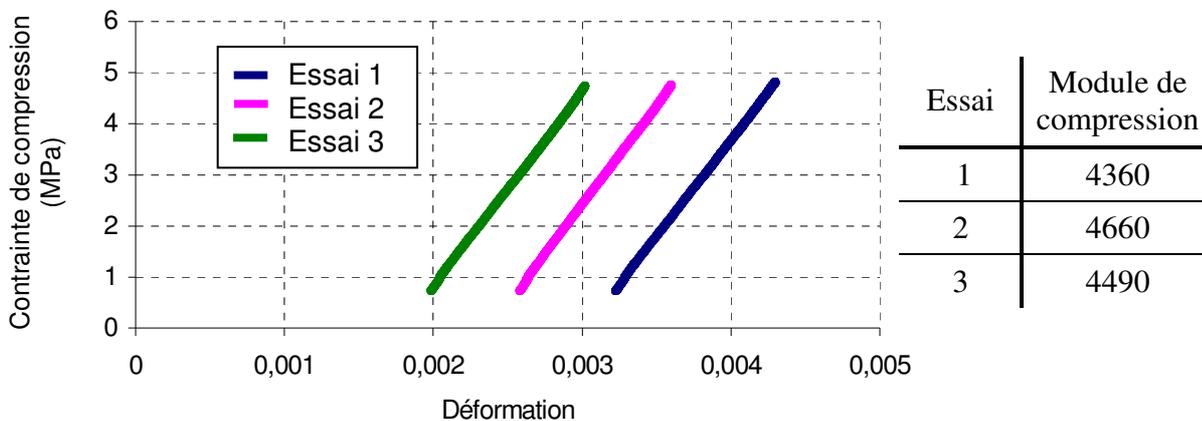


Figure 4.8 : Courbes contrainte-déformation des trois essais à 250°C et valeurs correspondantes du module de compression pour la garniture G2

Le **Tableau 4.1** présente pour chaque garniture la valeur du module de compression obtenue à chaque température (moyenne des valeurs calculées pour les 3 essais). On peut observer que le module semble évoluer assez peu avec la température, ce qui nous a permis de ne retenir pour la suite du travail qu'une seule valeur considérée comme constante, et ce, pour chacun des 4 matériaux. La dernière ligne du **Tableau 4.1** donne les valeurs retenues. Il apparaît que celles-ci sont très différentes d'un matériau à l'autre : d'une valeur minimale de 1100 MPa pour G1 à une valeur maximale de 4500 MPa pour G2. On verra dans la suite que cet écart d'un facteur 4 jouera un rôle essentiel dans les résultats de simulation numérique.

Nous sommes conscients que des températures plus élevées auraient certainement conduit à des variations plus sensibles du module de compression, mais le dispositif disponible au laboratoire ne nous permettait pas d'explorer un domaine de température plus large.

Tableau 4.1 : Modules de compression obtenus expérimentalement et valeurs retenues pour la modélisation

Température d'essai (°C)	Module de compression (MPa)			
	G1	G3	G4	G2
20	1174	3579	3931	4142
50	1149	3332	5167	4446
100	1085	3095	3599	3827
150	1079	3397	4392	4382
200	1109	3866	4930	5527
250	1087	3018	3819	4502
Moyenne	1114	3381	4306	4471
Valeur retenue	1100	3300	4300	4500

Chaleur spécifique (C_p) et masse volumique (ρ)

Le **Tableau 4.2** présente les valeurs de chaleur spécifique C_p et de la masse volumique ρ obtenues. Néanmoins, il faut rester prudent quant à la validité de ces valeurs, en raison des difficultés expérimentales à obtenir des échantillons de dimensions précises, eu égard au caractère très hétérogène de tels matériaux frittés.

Il y a donc lieu de retenir que les valeurs obtenues restent relativement voisines. Cependant, les faibles écarts observés ne pourront donc certainement pas expliquer les différences de comportement des différentes garnitures.

Tableau 4.2 : Valeurs de la chaleur spécifique C_p et de la masse volumique ρ retenues pour les calculs

Valeurs moyennes	G1	G3	G4	G2
Masse volumique ρ (kg/ m ³)	5300	4900	4600	4800
Chaleur spécifique C_p (J/(kg.K))	450	410	435	450

Coefficient de dilatation (α)

Rappelons que, pour chaque matériau, deux essais ont été effectués sur les mêmes échantillons. Le premier correspond à un chauffage de 20 à 400°C ; le deuxième était composé de deux montées successives de 20 à 800°C séparées par une phase de refroidissement naturel. Les **Figures 4.9, 4.10 et 4.11** présentent les courbes obtenues respectivement pour le premier essai, et pour les 2 montées en température du second essai.

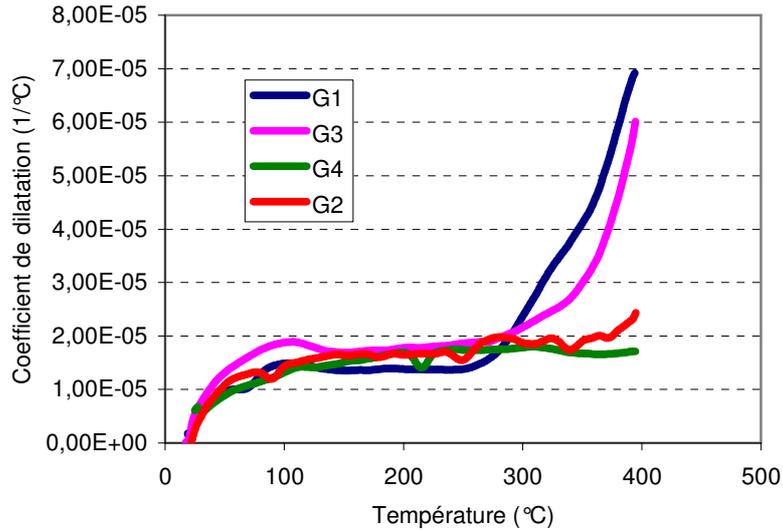


Figure 4.9 : Courbes de dilatation lors du 1^{er} essai de montée en température de 20 à 400°C

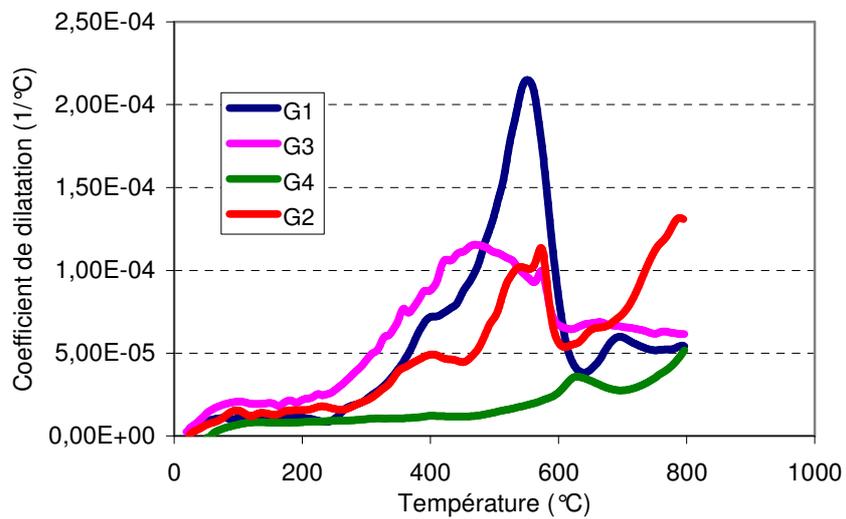


Figure 4.10 : Courbes de dilatation lors de la 1^{ère} montée à 800°C

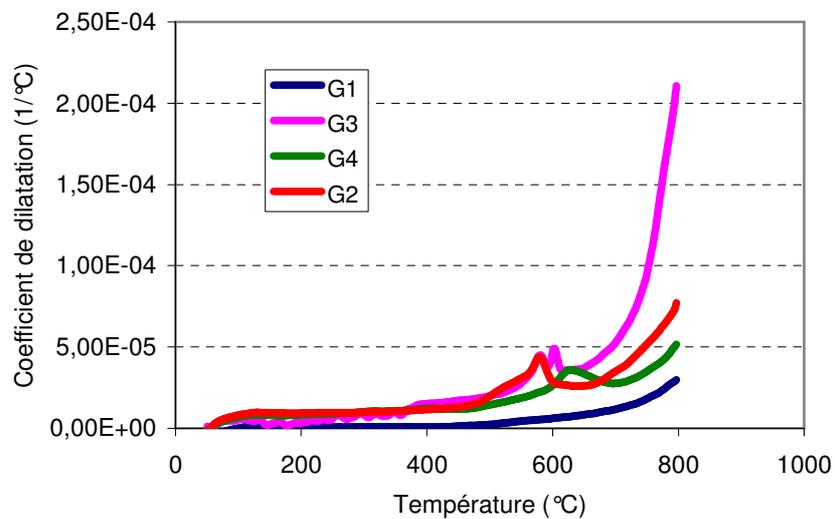


Figure 4.11 : Courbe de dilatation lors de la 2^{ème} montée à 800°C

De ces figures, on observe que :

- Les courbes correspondant aux premiers essais jusqu'à 400°C (**Figure 4.9**) sont très voisines de la première montée jusqu'à 800°C (**Figure 4.10**),
- la **Figure 4.9** est surtout la **Figure 4.10** montrent que le matériau G1 et dans une moindre mesure G2 et G3, présentent des augmentations et des fluctuations importantes en température à partir de 300/350°C pour la première montée en température,
- en revanche, la **Figure 4.11** montre que ces variations et fluctuations restent assez faibles lors de la deuxième montée en température, au moins jusque 700°C.

De ces observations, il est permis de conclure que les garnitures de friction étudiées présentent des transformations thermiques après un cycle de chauffage-refroidissement (sans contraintes mécaniques).

Nous adopterons dans les modélisations à venir des valeurs constantes du coefficient de dilatation pour chacun des matériaux, valeurs reprises dans le **Tableau 4.3**.

Tableau 4.3 : Valeurs de coefficient de dilatation choisis

	G1	G3	G4	G2
Coefficient de dilatation α ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	1,0 E-06	1,0 E-05	1,0 E-05	1,0 E-05

Cconductivité thermique (λ)

Seuls deux échantillons ont pu être analysés, en raison des valeurs trop élevées (supérieures à 50 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) pour G1 et G4.

Les valeurs données dans le **Tableau 4.4**, qui seront utilisées dans la modélisation, sont donc les valeurs mesurées pour G2 et G3 et les valeurs fournisseurs pour G1 et G4 estimées de manière théorique à partir de la composition du mélange.

Tableau 4.4 : Valeurs de conductivité thermique retenues pour les calculs

	G1	G3	G4	G2
Conductivité thermique λ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	50	21	66	14

Synthèse

La synthèse des caractéristiques des garnitures est donnée dans le **Tableau 4.5**, dans lequel nous avons ajouté les valeurs correspondantes de l'effusivité $\sqrt{\rho C_p}$ et de la diffusivité $\frac{\lambda}{\rho C_p}$ qui seront utilisées dans la simulation numérique.

Tableau 4.5 : Tableau récapitulatif des propriétés des matériaux de friction

	Module de compression (MPa)	Diamètre Plots (mm)	Conductivité λ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	Masse volumique ρ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	Chaleur spécifique C_p ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	Effusivité ξ ($\text{J}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{s}^{-0.5}$)	Diffusivité ($\text{W}\cdot\text{m}^2\cdot\text{J}^{-1}$)
G1	1100	41	50	5300	450	10900	2,10E-05
G3	3300	40	21	4900	410	6500	1,04E-05
G4	4300	40	66	4600	435	11500	3,30E-05
G2	4500	41	14	4800	425	5500	6,86E-06

La répartition du flux sur le disque est calculée à partir des effusivités et des surfaces frottantes du disque et de la garniture [Vernotte_1956].

$$\Phi_t = \Phi_d + \Phi_g \quad \text{avec} \quad \Phi_d = \frac{S_d \xi_d}{S_d \xi_d + S_g \xi_g} \Phi_t \quad (4.1)$$

Où Φ_d , ξ_d , S_d : flux, effusivité et surface frottante du disque

Φ_g , ξ_g , S_g : flux, effusivité et surface frottante de la garniture

On obtient alors entre 4 et 9% du flux thermique diffusé dans la garniture et entre 91 et 96% dans le disque de frein (**Tableau 4.6**). Ces répartitions de flux seront celles utilisées dans les modèles numériques.

Tableau 4.6 : Répartition du flux thermique entre garniture et disque

	Coefficient de partage de flux dans le disque	Coefficient de partage de flux dans la garniture
G1	91%	9%
G3	95%	5%
G4	91%	9%
G2	96%	4%

4.1.3 Géométrie et mode d'assemblage des garnitures

4.1.3.1 Description des garnitures

Respectant toutes les quatre le cahier des charges imposé par la SNCF, les garnitures des différents fournisseurs sont très différentes de par le matériau de friction comme nous l'avons vu précédemment mais aussi de par la disposition des plots sur la plaque-support et la technologie d'assemblage employée (**Figure 4.12**). Il faut noter toutefois que la queue d'aronde est identique pour les quatre garnitures de façon à permettre le montage sur le reste de la timonerie et d'assurer l'interchangeabilité.

**Figure 4.12 :** Disposition des plots pour les quatre garnitures G1 à G4

La **Figure 4.13** présente avec plus de détails le mode de fixation des plots sur la ou les plaques-support pour les différentes garnitures.

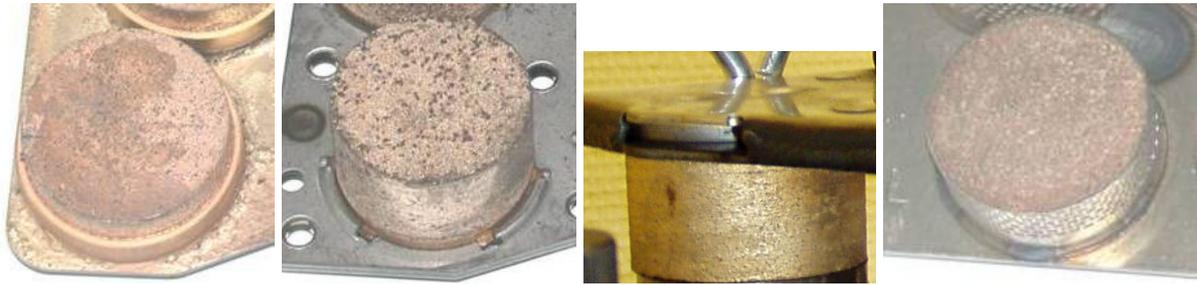


Figure 4.13 : Mode de fixation des plots

Pour la garniture G1, le matériau fritté est serti dans une bague en acier, elle-même soudée à la plaque-support et la queue d'aronde est rivetée en 7 points sur l'autre face de la plaque-support. Le matériau G2 est fritté avec une enveloppe métallique soudée par la suite à la plaque-support sur laquelle la queue d'aronde est elle-même soudée en 6 points. Les plots de la garniture G3 sont sertis dans des bagues minces coincées entre deux plaques métalliques jointes et rivetées l'une à l'autre. Enfin les plots de la garniture G4 sont sertis dans des bagues épaisses bloquées entre deux plaques distantes, soudées sur les bords et rivetées en de nombreux points intermédiaires. Ces différences de technologie d'assemblage engendreront naturellement des différences notables notamment en terme de rigidité des plaques-support et donc de comportement lors d'un freinage.

4.1.3.2 Rigidité des garnitures

Pour déterminer la rigidité de la plaque-support des garnitures, un essai de flexion de type trois points a été réalisé à l'aide d'une machine électro-mécanique de capacité 10 kN (**Figure 4.14**). La partie inférieure de la plaque-support de garniture est posée sur trois pions rigides usinés de façon à présenter un contact quasi ponctuel. Ces pions sont, quant à eux, ajustés dans un support rigide lié au bâti de la machine. Sur la partie supérieure, un plateau de compression rotulé agit sur un plot rigide en appui sur la zone centrale de la queue d'aronde.

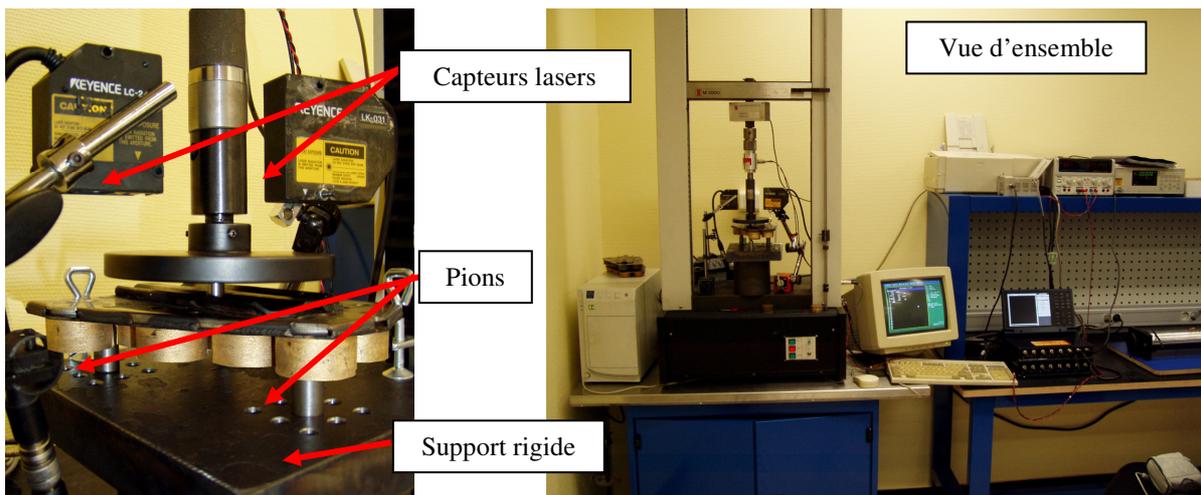


Figure 4.14 : Dispositif de mesure de la rigidité des plaques-support

Rappelons que les essais de compression ont été effectués à charge imposée en faisant varier la charge de 0 à 3000 N. La **Figure 4.15** donne les quatre courbes charge-déplacement pour les quatre matériaux de garniture, la valeur du déplacement correspondant à la valeur moyenne des

réponses des deux capteurs laser mesurant le déplacement de 2 points diamétralement opposés du plateau supérieur (**Figure 4.14** gauche).

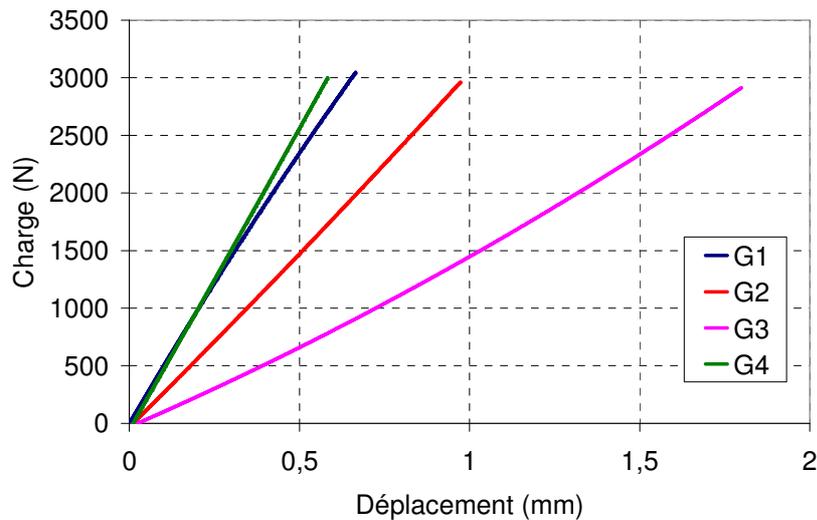


Figure 4.15 : Courbes charge-déplacement obtenues durant les essais de flexion des quatre garnitures

La **Figure 4.15** montre un comportement linéaire durant l'essai de flexion et ce, pour les 4 garnitures. On peut en déduire un coefficient de rigidité caractérisant globalement le comportement de la garniture dans cet essai. Ce coefficient est fortement influencé par le design de la plaque-support et du mode d'assemblage.

Le **Tableau 4.7** regroupe les valeurs obtenues pour les 4 garnitures. Les valeurs obtenues varient presque d'un rapport 1 à 3, la garniture G4 avec ses 2 plaques pleines rivetées et soudées étant la plus rigide et la garniture G3 étant la plus souple avec ses 2 plaques rivetées, dont l'une est percée pour recevoir et maintenir les plots.

Tableau 4.7 : Coefficient de rigidité des garnitures

Garniture	G1	G3	G4	G2
Rigidité (N/mm)	4400	1600	5100	3000

4.1.4 Modèle thermomécanique 3D complet type « cercles chauds »

Ce modèle thermomécanique 3D complet est dédiée à la formation des cercles chauds. Le gradient thermique circonférentiel est considéré nul. Le calcul peut donc être allégé en effectuant un calcul thermique 2D axisymétrique du disque. Le flux thermique appliqué sur cette tranche de disque est alors le cumul circonférentiel du flux vu par tout le disque. La garniture reste, quant à elle, modélisée en 3D.

4.1.4.1 Algorithme mis en oeuvre

Le principe du modèle est de prendre en compte à chaque instant l'évolution du contact disque-garniture. Cette répartition du contact permet de calculer et d'appliquer le flux de chaleur créé par le frottement (supposé constant), en le partageant entre la garniture et le disque. Une schématisation de l'algorithme est présentée sur la **Figure 4.16**.

Un calcul mécanique initial vise à déterminer au premier instant du freinage la répartition de la pression de contact entre le disque et la garniture.

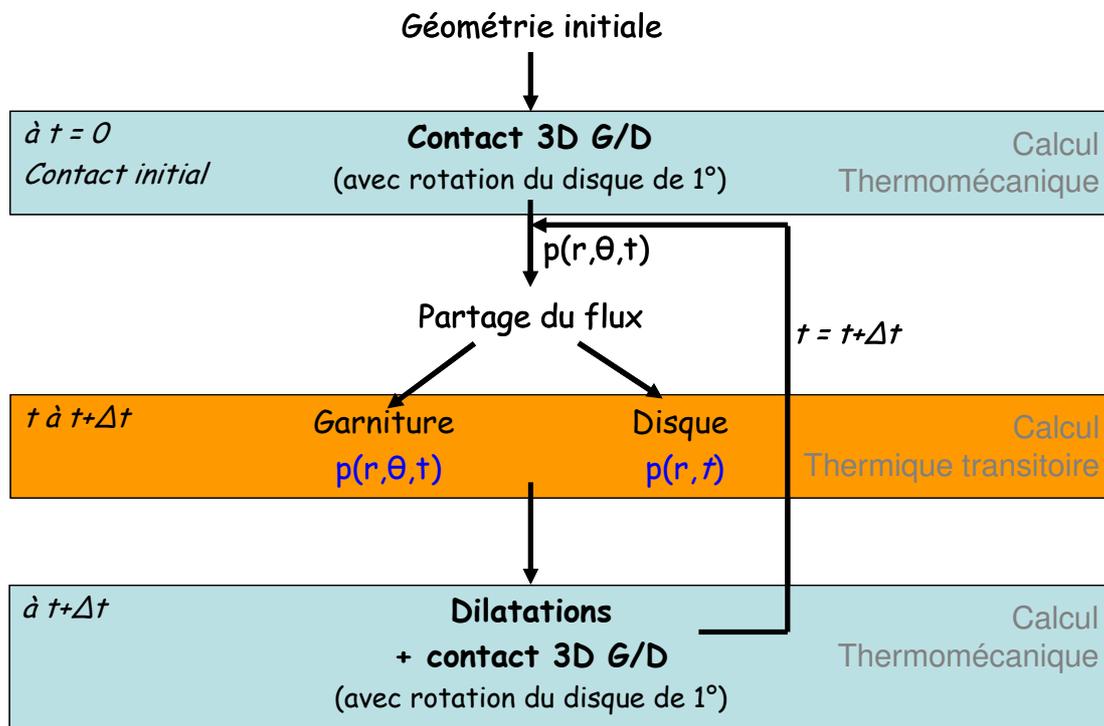


Figure 4.16 : Algorithme du modèle thermomécanique 3D type « cercles chauds ».

Ensuite, le flux thermique résultant du contact est utilisé comme donnée d'entrée pour un calcul thermique transitoire, mené parallèlement sur le disque et sur la garniture, pendant un intervalle de temps déterminé Δt .

$$\Phi_t = f \times N \times v_{\text{moy}} \quad (4.2)$$

Où Φ_t : flux thermique total
 N : effort de freinage
 v_{moy} : vitesse linéaire du rayon moyen du disque
 f : coefficient de frottement

A chaque itération, chaque paramètre du freinage (effort de freinage, vitesse...) est déterminé à partir d'un tableau de valeurs en fonction du temps. Le flux total est donc recalculé à chaque étape en fonction de l'effort de freinage, la vitesse linéaire du rayon moyen du disque et du coefficient de frottement.

La répartition du flux sur le disque est calculée à partir des effusivités et des surfaces frottantes du disque et de la garniture comme introduit précédemment par la relation (4.2).

Le flux à appliquer est calculé en chaque nœud en fonction de la répartition de la pression de contact. Le flux est ensuite appliqué à chaque nœud de la garniture en contact avec le disque dans un calcul thermique 3D, alors qu'un cumul circonférentiel du flux thermique du disque est effectué et appliqué au modèle 2D du disque.

Les températures calculées, engendrées par le flux, sont alors introduites pour le calcul mécanique à savoir une cartographie 3D des températures pour la garniture et une reconstitution 2D/3D du champ de température du disque. Un calcul thermomécanique permet alors de déterminer les déformations du disque et de la garniture dues à ce champ thermique et par suite, la nouvelle distribution des pressions de contact entre le disque et la garniture. Le calcul est ainsi mené de manière itérative.

4.1.4.2 Modélisation de la garniture

Chaque garniture, du fait de sa géométrie spécifique, est modélisée en 3D (**Figure 4.17**).

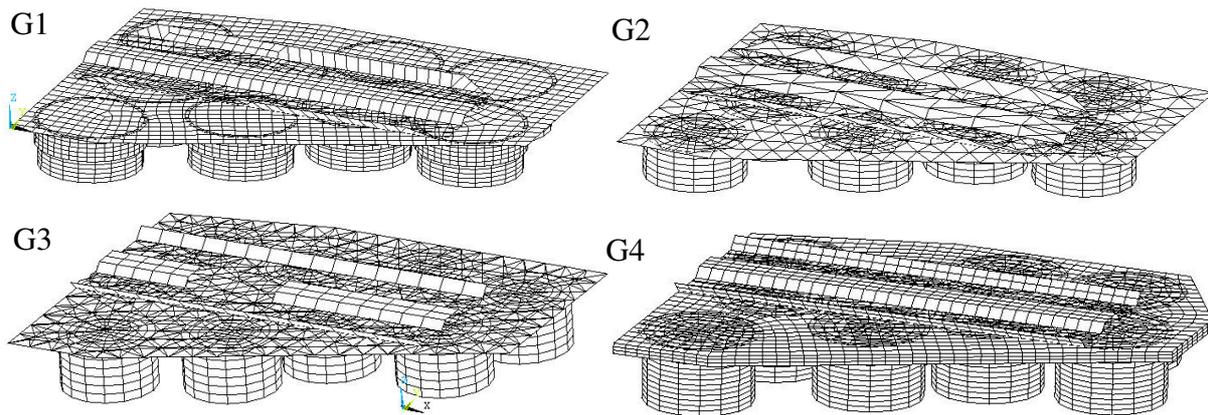


Figure 4.17 : Modélisation 3D des garnitures

En premier lieu, la garniture est modélisée en 3D sous Catia V5® d'après les plans fournis par les fournisseurs et complétés par nos mesures. La maquette numérique est ensuite importée dans Ansys® et maillée. Les plots sont modélisés avec des éléments 3D parallélépipédiques à 8 nœuds, tandis que les plaques-support et la queue d'aronde sont modélisées en éléments 2D coque à 4 nœuds. La queue d'aronde participant à la rigidité de l'ensemble, un couplage des nœuds en contact entre la plaque et la queue d'aronde est effectué pour simuler les rivets ou les points de soudure.

La liaison entre les plots et la plaque-support dépend du mode d'assemblage adopté par le fabricant.

- Pour la garniture G1, les plots sont sertis à mi-hauteur dans un cylindre lui-même soudé à la plaque. Dans ce cas, un couplage en déplacement au niveau des nœuds du plot en contact avec la plaque-support est effectué.

- Pour la garniture G2, chacun des plots est soudé sur une bague intermédiaire ; ces bagues sont ensuite soudées à la plaque-support trouée. Un couplage des nœuds en contact entre les bagues et les plots est donc effectué ainsi qu'un couplage des nœuds en contact entre la plaque et les bagues.

- La base des plots des garnitures G3 est sertie dans une bague elle-même coincée entre deux plaques. Les deux plaques de la garniture G3 sont rivetées et en contact. Dans ce cas, les nœuds en contact des deux plaques sont couplés en déplacement, ainsi que les nœuds en contact entre les plots et la plaque supérieure. On notera que la queue d'aronde possède pour cette garniture une fenêtre permettant le rivetage des plaques.

- Pour la garniture G4, les deux plaques sont espacées de 4 mm, soudées sur les cotés et rivetées, les plots étant alors sertis entre elles. Un algorithme de contact est ici utilisé entre les bagues de sertissage des plots et les plaques supérieure et inférieure.

Les propriétés matériaux choisies pour les plaques support sont celles d'un acier standard ($E = 210000 \text{ MPa}$, $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$) tandis que les propriétés des matériaux frittés sont celles définies précédemment, variables d'un fournisseurs à l'autre.

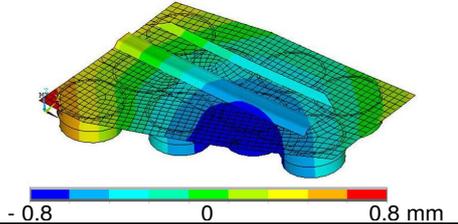
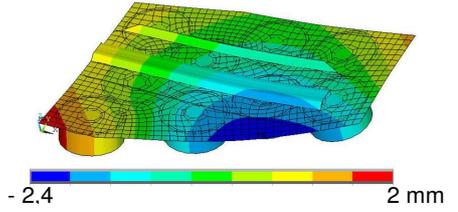
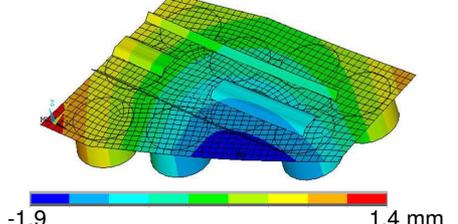
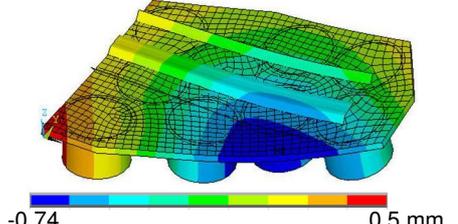
Enfin, un coefficient d'échange convectif dans l'air est appliqué aux plaques-support ainsi qu'aux surfaces non frottantes des plots. Le coefficient de convection est choisi constant et égal à $10 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ en l'absence de données plus précises disponibles.

Validation de la modélisation des garnitures par comparaison avec les essais de flexion

Pour valider la modélisation des 4 garnitures, un calcul qui correspond aux essais de flexion effectués précédemment a été effectué sur chacune des géométries. Un blocage en déplacement suivant Z est appliqué aux noeuds correspondant aux appuis des pions inférieurs. Un effort de 3000 N est alors appliqué sur la queue d'aronde, au point précis où il était appliqué durant les essais réels. Le **Tableau 4.8** présente les résultats de la modélisation numérique des essais de flexion des 4 garnitures et compare les déplacements maximum au point d'application de l'effort obtenus par le calcul numérique et par les essais.

Les résultats montrent que les calculs numériques conduisent à des valeurs très proches des valeurs obtenues expérimentalement. La modélisation de chacune des garnitures semble donc satisfaisante et sera utilisée dans la suite dans le modèle du système de freinage complet.

Tableau 4.8 : Comparaison des modélisations des garnitures avec les résultats des essais de flexion

	Déplacement selon z des noeuds du modèle numérique	Déplacement maximal calculé au point d'application	Déplacement maximal expérimental au point d'application
G1		- 0,64 mm	- 0,67 mm
G2		- 1,02 mm	- 1,00 mm
G3		- 1,78 mm	- 1,82 mm
G4		- 0,58 mm	- 0,59 mm

4.1.4.3 Modélisation du système de frein complet

Comme pour le modèle précédent, le disque est modélisé avec le logiciel ANSYS® avec des éléments parallélépipédiques à 8 nœuds mais cette fois-ci sur 360°. Le modèle de comportement élasto-plastique du disque est le même que précédemment. Pour les conditions aux limites, un encastrement est simulé au niveau de la fixation du bol sur l'essieu (déplacements nuls dans toutes les directions). L'essieu est supposé infiniment rigide et est entraîné en rotation.

Pour prendre en compte le mécanisme de la timonerie, il a été décidé de modéliser cette dernière par des éléments rigides 1D et des liaisons cinématiques. Le schéma cinématique et le modèle de la timonerie sont présentés sur la **Figure 4.18**. La garniture est ensuite montée sur le porte-garniture (supposé lui aussi infiniment rigide) avec des blocages de nœuds de la clavette de la garniture sur le porte-garniture ainsi qu'un algorithme de contact de type Lagrangien augmenté entre la plaque de la garniture et le porte-garniture. Ce type d'algorithme permet de prendre en compte tant une raideur de contact qu'une interpénétration des solides dans le contact.

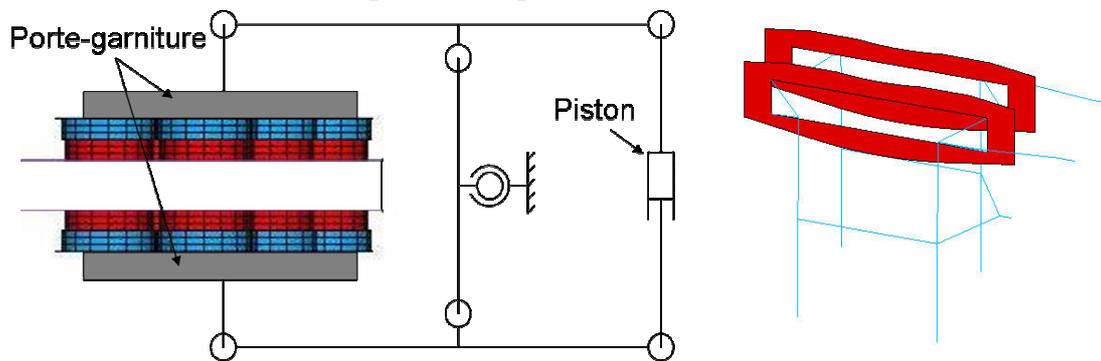


Figure 4.18 : Schéma cinématique et modélisation de la timonerie et du porte-garniture

Le jeu complet de garnitures est obtenu par symétrie. Un blocage de la queue d'aronde dans le porte-garniture et un algorithme de contact entre la plaque-support et le porte-garniture sont appliqués afin de simuler leur fixation. La modélisation du système de frein complet est présentée sur la **Figure 4.19**.

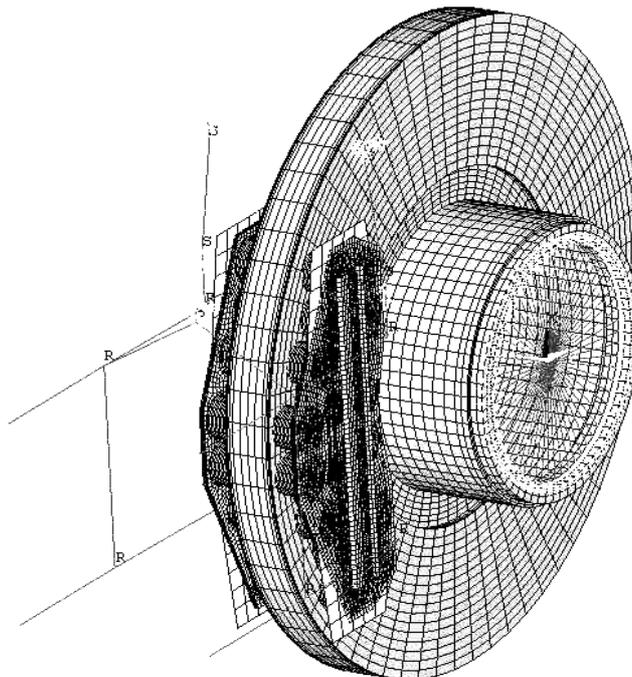


Figure 4.19 : Maillage du disque et de la garniture et modélisation de la cinématique de la timonerie

4.1.4.4 Champs thermiques calculés pour les garnitures existantes

Les propriétés des garnitures existantes (matériaux, géométrie) ont été rentrées dans le modèle pour les premières simulations. Un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec un effort normal de 10 kN a été simulé, une température initiale uniforme de 120°C ayant été imposée au disque ainsi qu'à la garniture. Cette température de surface du disque mesurée par les thermocouples frottants était la condition d'enchaînement des freinages durant les essais au banc. D'après les essais, dans ce type de freinage, le coefficient de frottement peut varier selon les garnitures existantes de 0,25 à 0,45. Le but du calcul étant dans un premier temps de mener une étude comparative des garnitures existantes, le coefficient de frottement a été choisi uniforme, constant et égal à 0,3 pour toutes les garnitures. Ainsi, la durée théorique de freinage est aussi la même pour toutes les garnitures.

Les gradients thermiques résultant du calcul sont présentés à titre d'exemple pour la garniture G3 sur la **Figure 4.20**. En début de freinage, deux cercles chauds se forment sur chacune des faces du disque pour laisser place à la fin du freinage à un seul cercle chaud sur la face B et deux cercles chauds sur la face A, dont l'un est beaucoup plus marqué que l'autre. On retrouve naturellement sur les garnitures l'empreinte thermique des cercles chauds et on peut remarquer que certains plots de la garniture ne chauffent pas ce qui signifie qu'ils ne sont donc pas en contact avec le disque. Les températures du disque et des garnitures à la fin du freinage sont présentées dans la **Figure 4.20**. Les températures maximales sont atteintes pour ce type de freinage en fin de freinage.

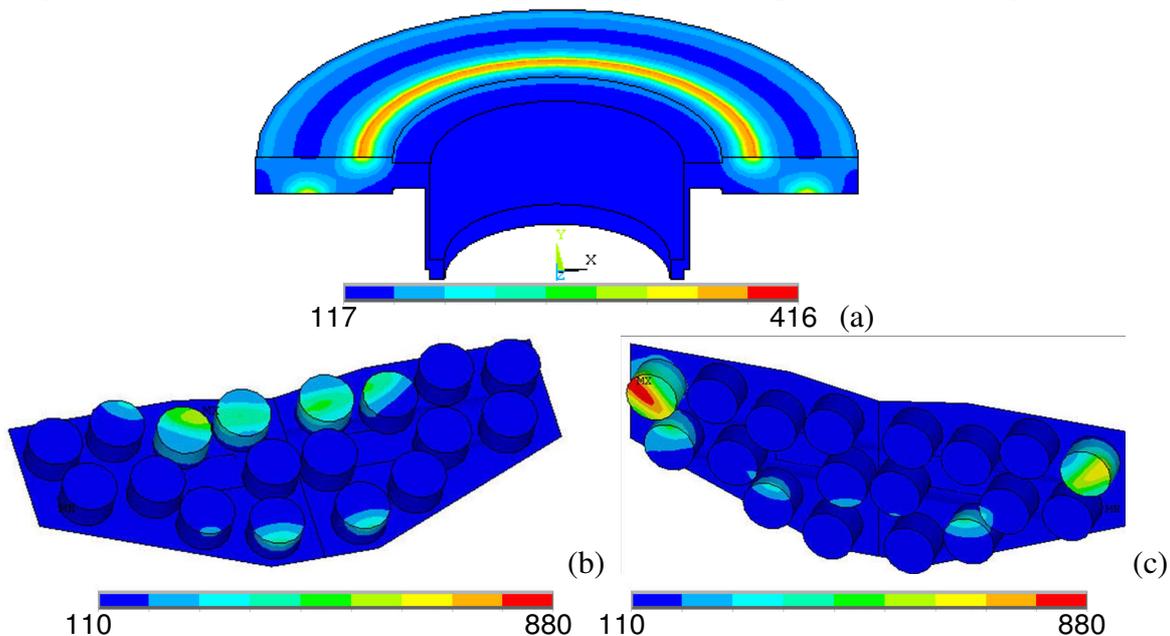


Figure 4.20 : Températures finales du disque (a), de la garniture supérieure (face A) (b) et de la garniture inférieure (face B) (c), après un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec une force de 20 kN, obtenues avec le modèle 3D pour la garniture G3

Ces premiers résultats ont été comparés à la thermographie infrarouge correspondant à la fin du freinage pour le même freinage (**Figure 4.21**). Durant ce freinage, deux cercles chauds se sont effectivement formés sur la face du disque observée, correspondant à la face A du modèle, puis l'un des deux cercles chauds devient prédominant. En revanche, les températures atteintes présentent des maximums supérieurs à ceux donnés par le calcul. En effet, durant les essais, ce disque avait subi de nombreux freinages au préalable. Au début du freinage, la température à cœur du disque était donc probablement supérieure à celle de la surface, mesurée par thermocouples frottants et égale à 120°C. Par ailleurs, les localisations circonférentielles ne sont pas ici modélisées.

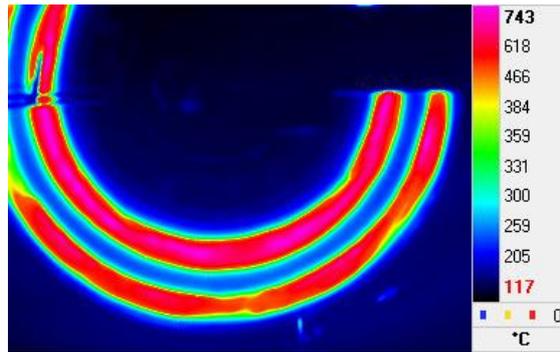
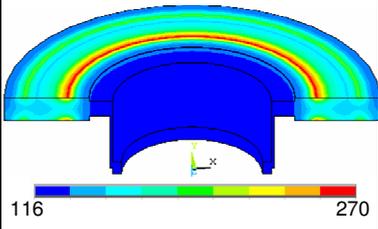
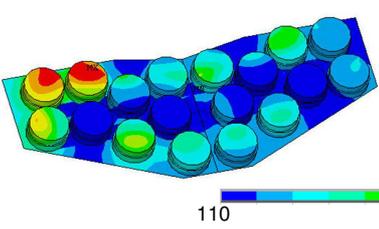
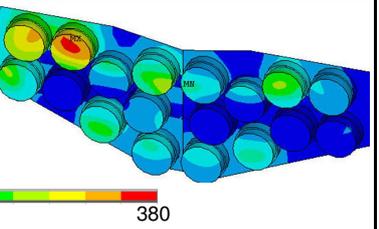
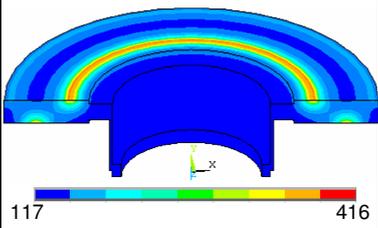
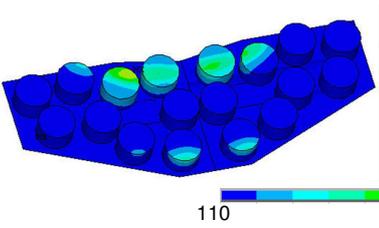
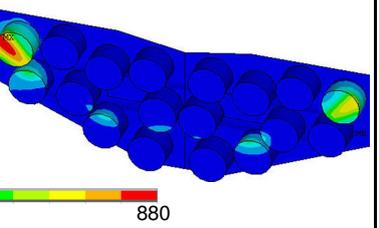
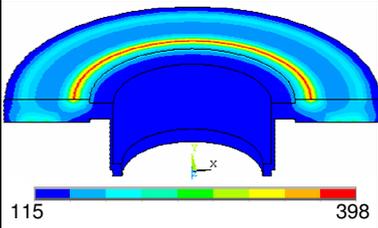
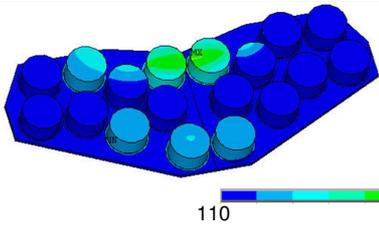
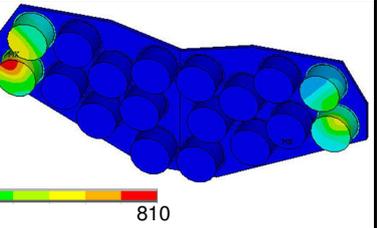
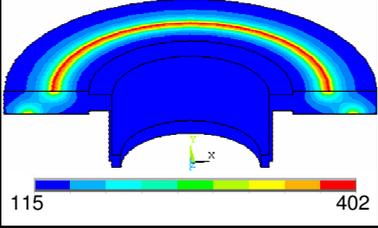
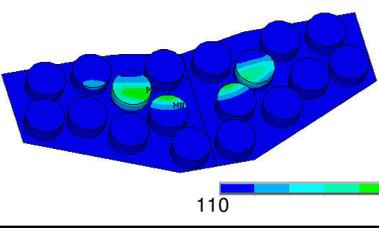
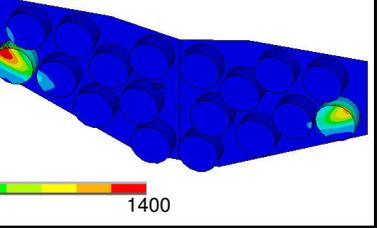


Figure 4.21 : Thermographie infrarouge dans le cas d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20 kN. L'image correspond au dernier instant du freinage.

Le **Tableau 4.9** récapitule les résultats obtenus pour les 4 garnitures. En tout début de freinage, chaque garniture a entraîné deux cercles chauds sur chaque face du disque. Ce phénomène est dû à la *distribution radiale de frottement* des garnitures (cf. 1.3.2.2). En effet, le disque modélisé étant initialement parfaitement plan, aux premiers instants la distribution du flux est directement dépendante de cette distribution dite « à deux bosses ». Le nombre et la position des cercles chauds pour chacune des deux faces évoluent naturellement au cours du freinage selon la garniture.

Tableau 4.9 : Gradients thermiques observés à la fin d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20 kN

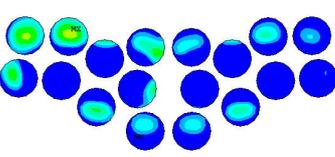
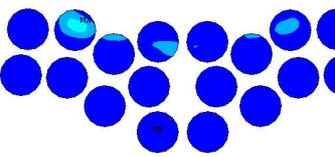
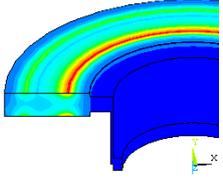
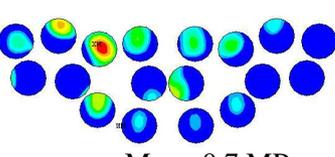
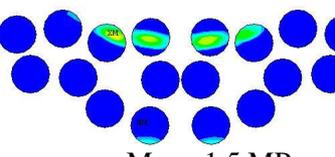
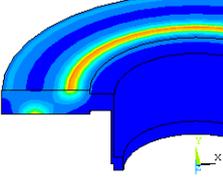
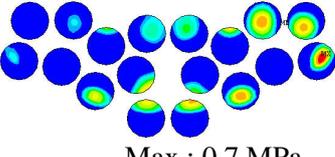
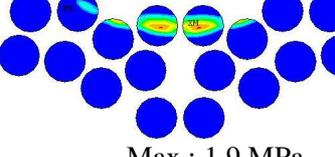
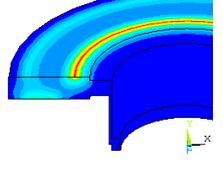
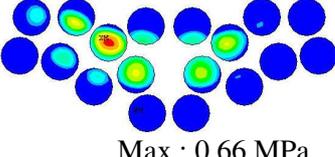
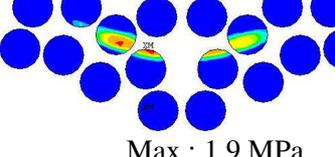
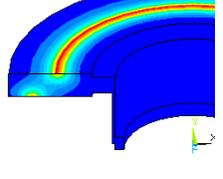
	Disque face A (°C)	Garniture (°C)	
		Face A	Face B
G1			
G3			
G4			
G2			

En fin de freinage, on remarque que la garniture G1 entraîne, et ceci de manière significative, des températures moins élevées dans le disque, mais aussi dans les plots qui la composent (380°C au maximum). Comparée aux autres garnitures, une grande partie des plots sont en contact avec le disque, le flux est donc mieux réparti sur le disque et dans les plots. Le cas extrême est obtenu avec la garniture G2 avec seulement 2 ou 3 plots en contact avec le disque et une température de 1400°C atteinte en surface de plot. Cette extrême localisation du flux devrait être atténuée par la prise en compte des effets d'usure qui ne sont pas encore intégrés au modèle. Néanmoins, ces premiers résultats montrent des différences significatives qui seront reliées dans la suite à la criticité des garnitures.

4.1.4.5 Répartition du champ de pression dans les plots des garnitures existantes

Le **Tableau 4.10** présente la répartition des pressions de contact entre le disque (face supérieure, face A) et la garniture à 4 secondes, ce qui correspond au temps de mise en pression, et en fin de freinage, ainsi que le champ de température sur le disque à la fin du freinage.

Tableau 4.10 : Répartition des pressions au contact disque/garniture pendant un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20 kN et champ thermique en fin de freinage

	Répartition des pressions au contact disque/garniture Face supérieure		Champ thermique du disque à la fin du freinage
	à 4 secondes	à la fin du freinage	
G1	 <p>Max : 0,45 MPa</p>	 <p>Max : 0,65 MPa</p>	
G3	 <p>Max : 0,7 MPa</p>	 <p>Max : 1,5 MPa</p>	
G4	 <p>Max : 0,7 MPa</p>	 <p>Max : 1,9 MPa</p>	
G2	 <p>Max : 0,66 MPa</p>	 <p>Max : 1,9 MPa</p>	

On remarque que, dès les premiers instants de freinage, la garniture G1 favorise une meilleure répartition de pression sur le disque. En fin de freinage, cet avantage est encore plus flagrant, alors que les autres garnitures ont tendance à entraîner des localisations de pression qui peuvent être très

marquées, sur une même circonférence, entraînant un unique cercle chaud très marqué sur le disque. En fin de freinage, seuls quelques plots des garnitures G2, G3 et G4 sont en contact avec le disque, le flux thermique est alors sévèrement localisé sur le disque, ces garnitures ayant engendré les plus hautes températures sur le disque.

Synthèse

Même s'il ne s'agit qu'ici que de premiers résultats, car les calculs sont très coûteux en temps, ils apparaissent encourageants. Les différences de comportement des garnitures sont bien reproduites numériquement. La localisation du flux thermique sur le disque est directement liée à la répartition des pressions de contact entre le disque et la garniture, très différente d'une garniture à l'autre. Des études paramétriques peuvent être envisagées afin de déterminer l'influence des principaux paramètres jouant sur le comportement des garnitures. Néanmoins, étant donné les temps élevés de telles simulations, il est proposé de recourir, dans un premier temps, à des modélisations plus simples pour ces études paramétriques.

4.2 Modèles simplifiés

Deux modèles simplifiés ont été développés : un modèle thermique 2D d'un plot unique de façon à analyser l'influence des propriétés thermiques du matériau de friction et un modèle mécanique 2D simplifié des plots et de la plaque-support de façon à étudier l'influence des caractéristiques mécaniques de la garniture.

4.2.1 Influences des propriétés thermiques du matériau de friction

Le premier modèle simplifié est un modèle 2D d'un plot de garniture qui a été développé durant les travaux de thèse de P. Wicker.

Le plot est modélisé en éléments thermiques quadratiques 2D à 4 nœuds. La taille maximale des éléments est de 2 mm de côté avec une diminution progressive jusqu'à 0,1 mm à la surface pour une meilleure précision.

Le flux est appliqué sur la surface de friction et un coefficient de convection dans l'air de $20 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ est imposé sur les bords libres. L'hypothèse que tous les plots sont en contact avec le disque a été prise, le flux est donc considéré comme uniformément réparti sur les 36 plots. Le flux thermique dépend du coefficient de frottement et le partage du flux entre le garniture et le disque est le même que précédemment, c'est-à-dire, dépendant de l'effusivité et des surfaces frottante et frottée. Il est appliqué comme le montre la **Figure 4.22** et un calcul thermique transitoire permet de déterminer en chaque point la température à chaque instant.

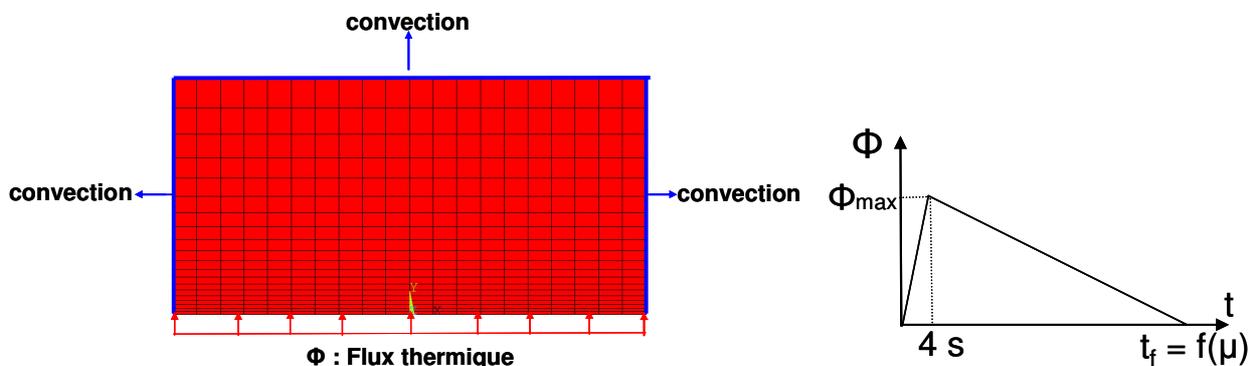


Figure 4.22 : Modèle simplifié 2D d'un plot de garniture

Nous avons choisi d'étudier l'évolution des températures sur l'axe central du plot. Les températures des points situés à la surface de friction, à 8 mm de profondeur et sur la surface supérieure (appelé fond) sont relevées.

Plusieurs calculs ont été menés successivement en faisant varier un seul paramètre à la fois pour en étudier l'influence, les autres étant maintenus constants.

La **Figure 4.23** montre l'influence de la conductivité thermique λ , les coefficients μ , ρ et C_p étant maintenus constants et égaux respectivement à 0,42, 5620 kg.m⁻³ et 300 J.kg⁻¹.K⁻¹.

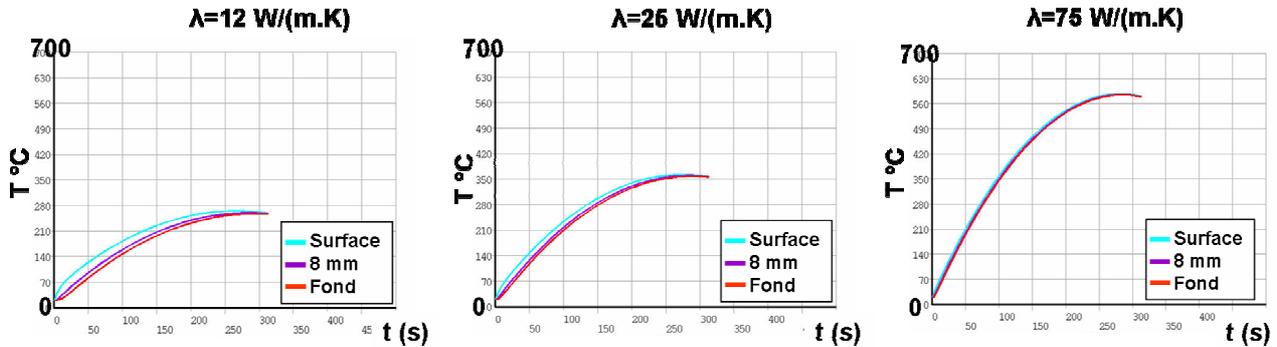


Figure 4.23 : Influence de la conductivité thermique du matériau de friction

On observe qu'une augmentation de la conductivité d'un facteur 6 (de 12 à 75 W/(m.K)) entraîne une augmentation importante de la température globale du plot (de quelques 270 à quelques 600°C), tout en diminuant le gradient thermique entre la surface et le fond du plot.

La **Figure 4.25** montre l'influence de la chaleur spécifique C_p , les coefficients λ , μ et ρ étant maintenus constants et égaux respectivement à 50 W/(m.K), 0,42 et 5620 kg.m⁻³.

On observe qu'une augmentation de la chaleur spécifique d'un facteur 2 diminue d'une centaine de degrés la température globale dans le plot, en augmentant – mais faiblement – le gradient thermique dans celui-ci. Ce phénomène est attribuable au fait que l'effusivité, qui conditionne le partage de flux entre le disque et la garniture, s'exprime en $\sqrt{C_p}$, tandis que la diffusivité, qui conditionne la diffusion du flux dans le matériau, varie en $1/C_p$.

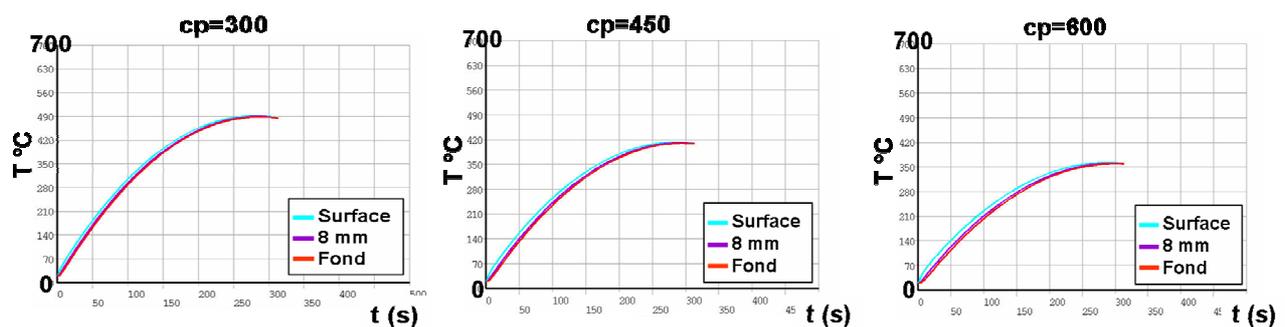


Figure 4.24 : Influence de la chaleur spécifique du matériau de friction

La **Figure 4.25** montre l'influence de la masse volumique ρ , les coefficients λ , μ et C_p étant maintenus constants et égaux respectivement à 50 W/(m.K), 0,42 et 300 J.kg⁻¹.K⁻¹.

On observe cette fois qu'une augmentation de la masse volumique d'un facteur 3 entraîne une diminution assez sensible de la température globale dans le plot (de 630°C à 420°C), sans modifier ou à peine le gradient thermique. ρ et C_p ont des influences concordantes, ce qui est logique.

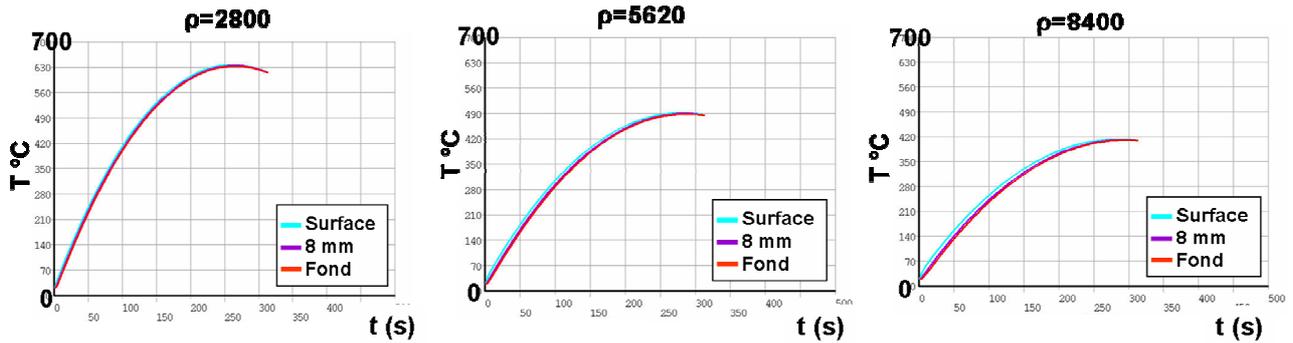


Figure 4.25 : Influence de la masse volumique sur la température dans le matériau de friction

Synthèse

Pour éviter des niveaux de température trop élevés dans les plots, qui pourraient entraîner une détérioration accélérée du matériau fritté et une accélération de l'usure, il semble préférable de favoriser un produit $\rho.C_p$ élevé et une conductivité λ faible.

4.2.2 Influences des caractéristiques mécaniques

Modèle mécanique 2D

Un modèle 2D simple du couple disque-garniture, selon un plan de coupe radial du disque, a été réalisé afin de mettre en évidence les différences de comportement au niveau du contact en fonction des caractéristiques mécaniques de la garniture (Figure 4.26).

Le porte-garniture, la plaque-support, les plots et le disque sont modélisés avec des éléments quadratiques 2D à 4 nœuds. Les plots sont discrétisés par des éléments de 2 mm de côté et la plaque par des éléments de $0,5 \times 2$ mm². L'étude étant orientée vers le comportement de la garniture, le disque et le porte-garniture sont considérés infiniment rigides et modélisés par des éléments plus grossiers de 5 mm de côté.

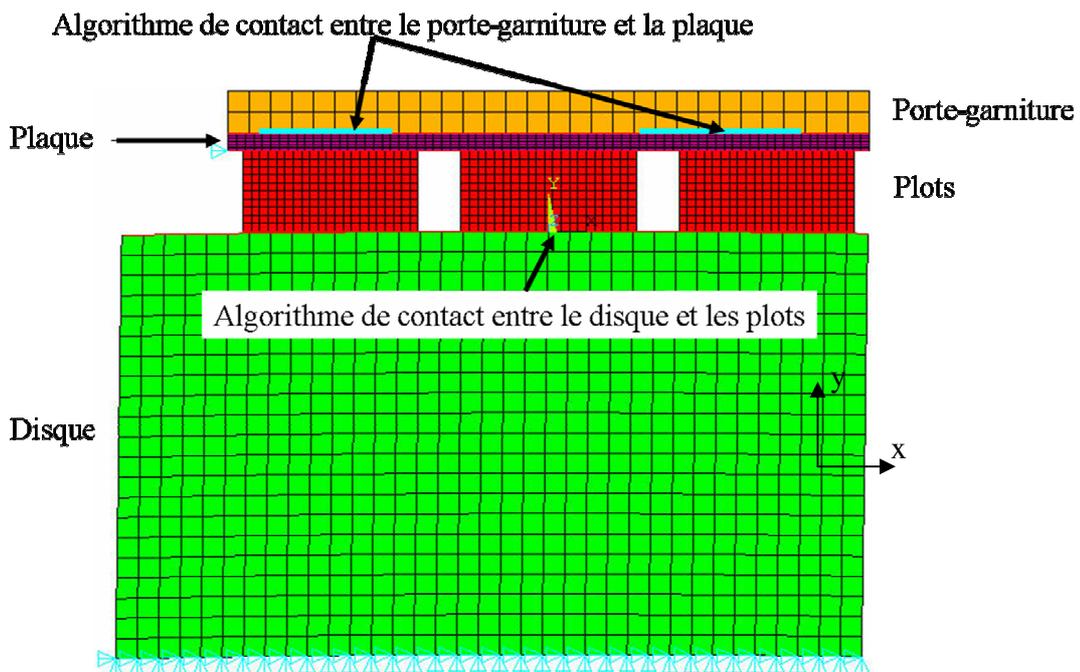


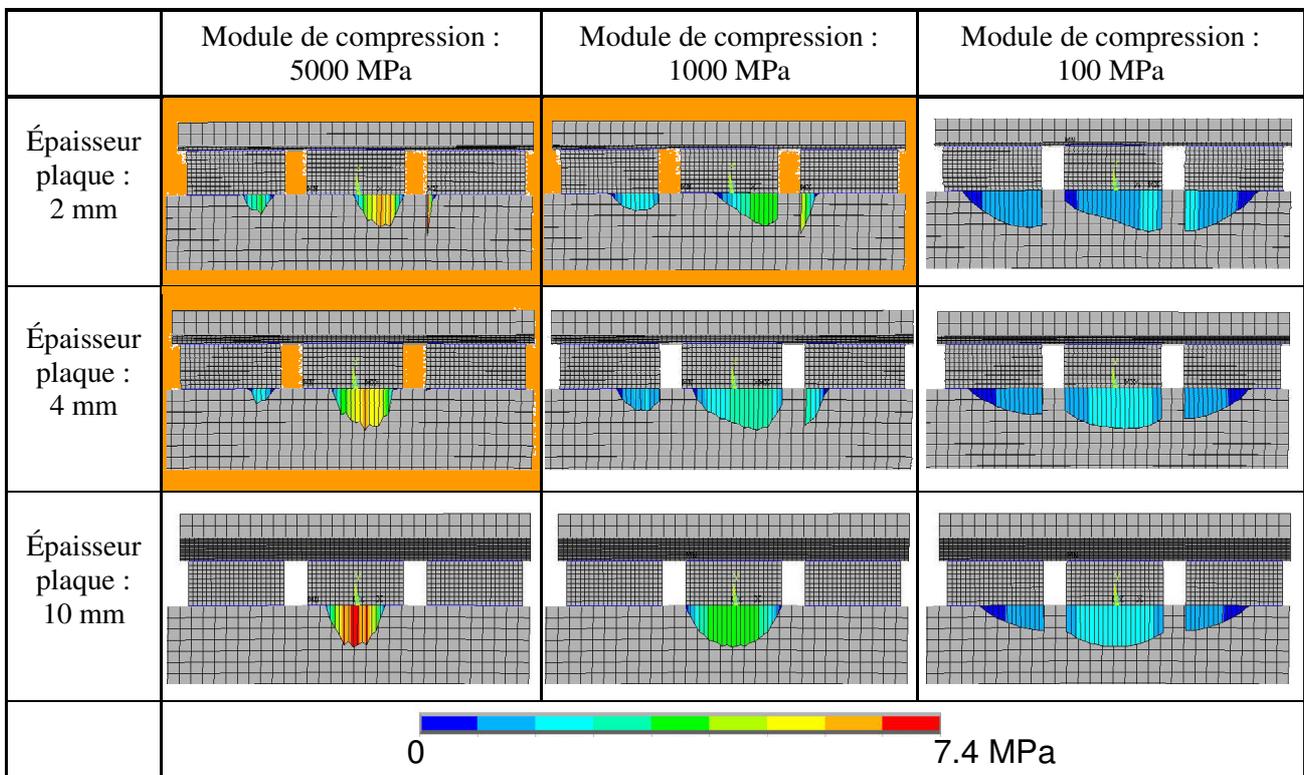
Figure 4.26 : Modèle simplifié 2D du contact disque-garniture

Cas d'un disque de frein déformé

Dans le cas d'un disque bombé, cette dernière tendance est encore plus accentuée. Le **Tableau 4.12** montre que quelle que soit la rigidité de la plaque-support, un module de compression plus faible favorise une meilleure répartition du contact entre le disque et la garniture. Cette tendance avait été déjà remarquée avec le calcul 3D complet (§ 4.1) : la garniture G3 ayant un module de compression faible entraînait une meilleure répartition des pressions de contact et donc une meilleure distribution du flux thermique.

Par contre, on s'aperçoit qu'une plaque plus épaisse tend à localiser les efforts sur le haut de la bosse du disque ; cette configuration n'est pas donc idéale dans ce cas. En effet, une plaque trop rigide ne permet pas aux plots d'épouser les déformations éventuelles du disque et donc de répartir l'effort de freinage sur tous les plots.

Tableau 4.12 : Répartition de la pression de contact dans le cas d'un disque déformé pour différentes valeurs d'épaisseur de plaque et de module de compression du matériau fritté



D'après les essais de caractérisation présentés précédemment, nous avons vu que le module de compression des garnitures existantes est compris entre 1000 et 5000 MPa et que l'épaisseur de la plaque varie entre 2 et 4 mm dans le cas d'une double plaque. Les garnitures étudiées se situent donc (zones orangées) dans des zones de valeurs qui favorisent le phénomène de localisation du contact et donc du flux apporté au disque.

Un module de compression beaucoup plus faible permettrait d'obtenir une meilleure répartition de la pression de contact. Néanmoins, il est évident que, pour l'élaboration de leurs produits, les fabricants de garnitures sont limités par les constituants disponibles utilisés qui doivent répondre aussi à d'autres contraintes notamment tribologiques et thermiques. Un meilleur compromis au niveau de la rigidité de la plaque-support serait à rechercher car une plaque rigide permet une meilleure distribution de l'effort dans les différents plots alors qu'une plaque flexible permet de mieux suivre les déformations du disque. Il apparaît globalement que des marges

d'amélioration existent quant à ce compromis sur la rigidité de la plaque support, allié à la compressibilité des plots.

Modèle mécanique 2D avec sous couche

Pour étudier l'influence d'une sous-couche placée entre la plaque-support et les plots de la garniture, le modèle précédent a été modifié, en y installant une sous-couche de 4 mm d'épaisseur (**Figure 4.27**).

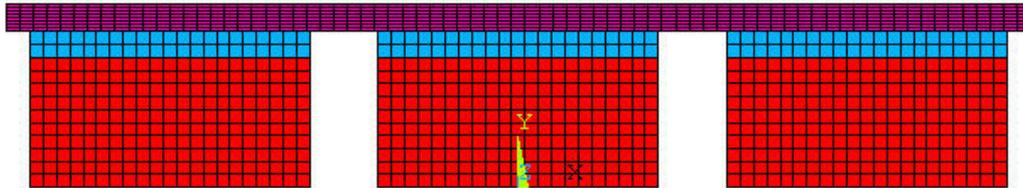


Figure 4.27 : Modèle 2D simplifié de la garniture avec une sous-couche

L'épaisseur de la plaque est ici fixée à 4 mm et discrétisée en 8 couches d'éléments. Les calculs ont été effectués dans le cas d'un disque plan et dans le cas d'un disque déformé. Deux valeurs de module de compression ont été considérées : 1000 MPa et 5000 MPa. Le module de compression de la sous-couche a été pris égal à 100 MPa. Les résultats sont présentés dans le **Tableau 4.13**.

Tableau 4.13 : Répartition de la pression de contact dans le cas d'un disque plan et dans le cas d'un disque déformé pour différentes valeurs du module de compression du matériau et avec une sous-couche élastique de module de compression de 100 N

	Module de compression : 5000 MPa	Module de compression : 1000 MPa
Disque plan		
Disque déformé		

Dans le cas d'un disque neuf, la pression est bien répartie entre les plots et ce quelque soit le module de compression. La pression maximale atteinte est la même pour les deux valeurs de module et ne dépasse pas 1 MPa.

Dans le cas du disque déformé, la pression est quasi identique pour chaque plot. L'influence du module de compression est à nouveau mise en évidence, mais les pressions maximales atteintes (2,8 MPa) sont bien inférieures à celles obtenues avec le modèle sans sous-couche (7,4 MPa).

Comparée aux résultats des tableaux précédents, la sous-couche permet donc de diminuer la pression maximale et répartit la charge de manière quasi équivalente sur les différents plots. La sous-couche permet ainsi de mieux répartir l'effort de freinage entre les plots de la garniture. Il faut

cependant être prudent quand aux risques de flexion des plots avec la rotation des disques (« effet d'engagement »), qui s'accroît avec la présence de la sous-couche [Avoine_2007].

4.2.3 Synthèse de l'influence des caractéristiques mécaniques et thermiques des garnitures

Les modèles numériques 2D simplifiés nous ont permis de proposer les voies d'amélioration suivantes :

- un module de compression du matériau de friction très faible permet d'obtenir une meilleure répartition de la pression au niveau des contacts plots-disque,
- comme, techniquement, il est sans doute difficile d'obtenir de faibles valeurs de module de compression, l'ajout d'une sous-couche ou encore d'un système flexible entre le matériau fritté et la plaque-support permettrait de mieux répartir l'effort de freinage entre les plots de la garniture malgré un module de compression plus élevé,
- un compromis judicieux en termes de rigidité de la plaque support est à déterminer, car une plaque rigide permet une meilleure distribution de l'effort dans les différents plots, alors qu'une plaque flexible permet de bien suivre les déformations du disque,
- pour éviter des niveaux de température trop élevés dans les plots, il semble préférable de favoriser un produit $\rho.C_p$ élevé et une conductivité λ faible.

4.3 Résultats du calcul 3D pour des configurations améliorées

Les modèles simplifiés ont montré que pour obtenir une meilleure répartition de la pression au niveau des contacts plots-disque, il vaut mieux privilégier un module de compression du matériau de friction très faible et qu'un compromis au niveau de la rigidité de la plaque support est à déterminer. Trois solutions ont été envisagées et simulées numériquement, les résultats sont présentés dans cette partie. Afin de comparer ces résultats à ceux obtenus avec les 4 garnitures qui ont été présentées précédemment, le même freinage sera simulé, les conditions aux limites étant identiques aussi bien mécaniquement que thermiquement à celles des calculs précédents.

4.3.1 Prototype GA1 : Plaque épaisse et module de compression de faible

La première solution envisagée, appelée GA1, consiste à modifier uniquement les propriétés matériaux et l'épaisseur de la plaque-support d'une garniture existante. Le procédé d'assemblage de la garniture G2 étant le plus simple (simple plaque d'acier sur laquelle sont soudés les plots), c'est sur cette dernière configuration que le choix s'est porté. La position d'origine des plots a été ainsi conservée.

4.3.1.1 Données d'entrée

Le disque est considéré neuf et parfaitement plan. Il est donc choisi pour la garniture une plaque d'une épaisseur assez importante de 10 mm.

Le module de compression des plots a , quant à lui, été considérablement diminué (environ 10 fois moins) et considéré égal à 500 MPa. Les propriétés thermiques du matériau de friction ont été également modifiées en fonction des conclusions du paragraphe précédent. Une conductivité plus faible a été choisie ainsi qu'un produit ρC_p plus élevé. Toutes les valeurs sont présentées dans le

Tableau 4.14.

Tableau 4.14 : Tableau des propriétés du matériau de friction de la garniture améliorée GA1

	Module de compression (MPa)	Diamètre Plots (mm)	Conductivité λ (W.m-1.K-1)	Masse volumique ρ (kg.m-3)	Chaleur spécifique c (J.kg-1.K-1)	Effusivité ζ (J.m-2.K-1s-0.5)	Diffusivité (m.s ⁻¹)
GA1	500	41	10	5000	500	5000	4E-06

La répartition du flux thermique entre le disque et la garniture est calculée à partir des effusivités et des surfaces frottantes du disque et de la garniture, et on obtient 4% du flux thermique diffusé dans la garniture et 96% dans le disque de frein (**Tableau 4.15**).

Tableau 4.15 : Répartition du flux thermique entre la garniture améliorée GA1 et le disque

	Coefficient de partage de flux dans le disque	Coefficient de partage de flux dans la garniture
GA1	96%	4%

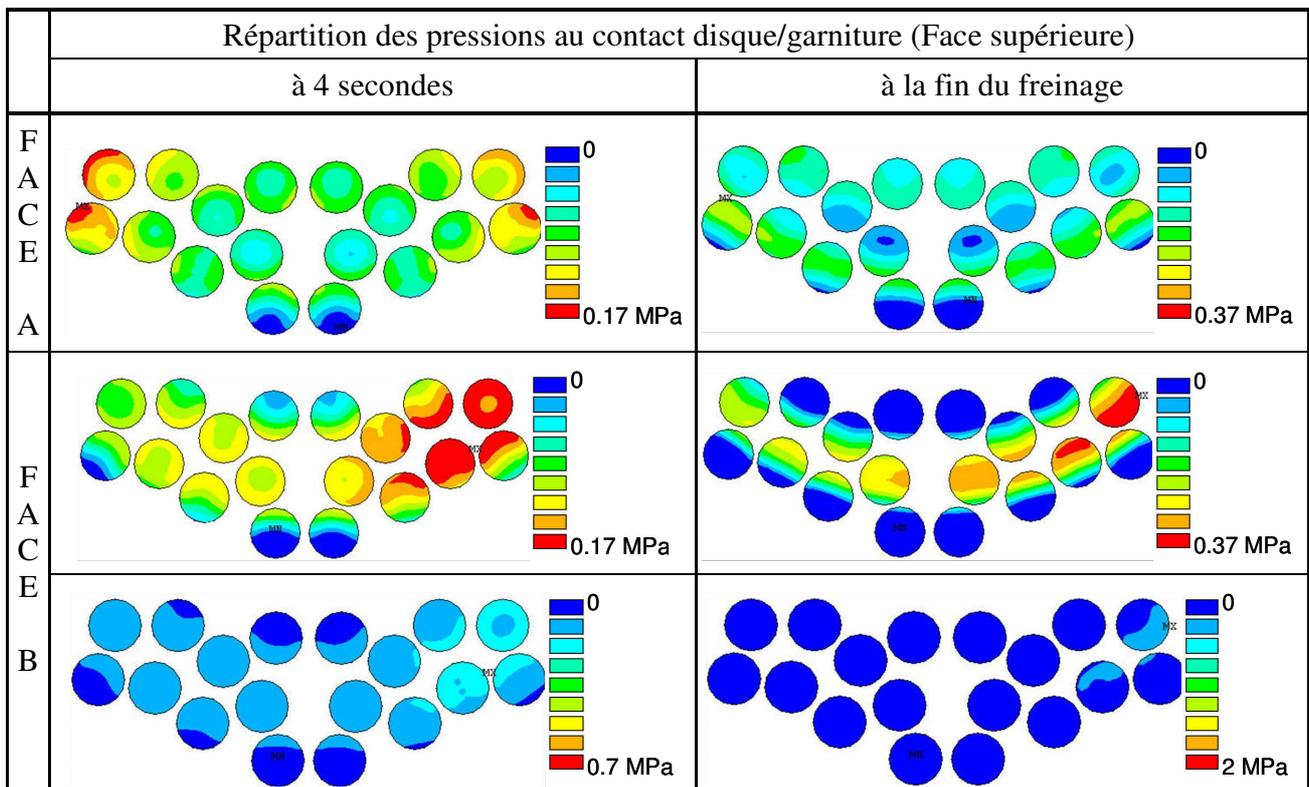
Bien que les propriétés thermiques des garnitures aient été modifiées, le coefficient de partage de flux reste très proche de la valeur calculé pour la garniture G2.

4.3.1.2 Résultats

Afin de pouvoir comparer les résultats obtenus avec la garniture GA1 avec ceux obtenus avec les garnitures G1 à G4 (**Tableau 4.10**), nous avons simulé exactement le même freinage : un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec un effort de 20 kN, avec une température initiale uniforme de 120°C pour le disque et la garniture.

Le **Tableau 4.16** présente la répartition des pressions de contact entre le disque et la garniture au temps $t = 4$ s (fin de la phase de mise en pression) ainsi qu'à la fin du freinage.

Tableau 4.16 : Répartition des pressions au contact disque/garniture GA1

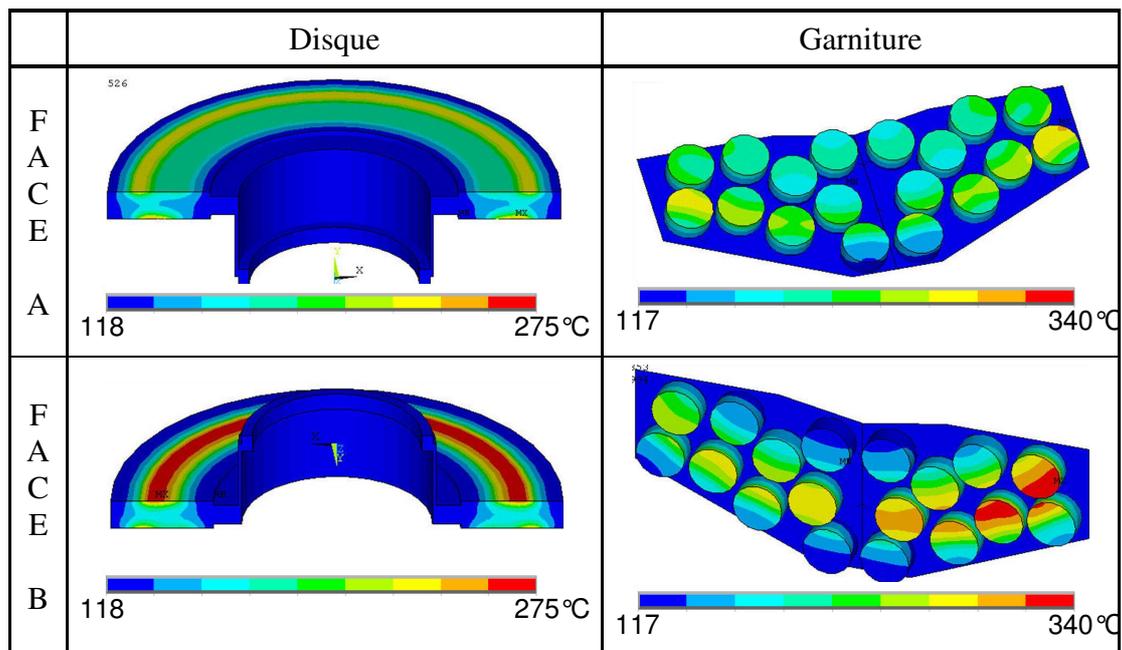


A $t = 4$ s, le **Tableau 4.16** montre que tous les plots sont en contact, la pression de contact maximale étant de 0,17 MPa.

A la fin du freinage, tous les plots sont toujours en contact et la pression de contact maximale, est atteinte sur la face B (0,37 MPa). La dernière ligne du **Tableau 4.16** présente les résultats correspondant à la face B avec la même échelle de pression que celle utilisée dans le cas des 4 garnitures G1 à G4 dans le **Tableau 4.10** ; à savoir 0,7 MPa à $t = 4$ s et 2 MPa à la fin du freinage ; ces deux valeurs étant les valeurs de pression maximale atteinte dans les calculs précédents. Il apparaît clairement à ces échelles une bien meilleure répartition de la pression entre les plots avec une pression moyenne bien plus faible, ce qui souligne en évidence l'amélioration significative apportée par la solution GA1.

Les champs de température dans le disque et la garniture à la fin du freinage sont présentés dans le **Tableau 4.17**. En tout début de freinage, deux cercles chauds apparaissent sur chaque face du disque, puis, se réunissent pour ne plus former qu'un large cercle où la température maximale est de 275°C. Sur la garniture, les deux cercles du début de freinage ne sont pas vraiment visibles, tous les plots semblant chauffer de la même manière. Finalement, le même cercle chaud apparaît sur la garniture, la température maximale étant de 340°C.

Tableau 4.17 : Champs de température observés à la fin d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec une force d'application de 20 kN pour la garniture améliorée GA1



Comme dans le cas des 4 garnitures existantes, les deux cercles chauds qui apparaissent en tout début de freinage sur chacune des faces du disque sont dûs à la *distribution radiale du frottement*.

Les températures maximales atteintes sont bien inférieures à celles obtenues pour les garnitures G2, G3 et G4 mais restent relativement proches de celles engendrées par la garniture G1. Cette garniture avait également un module de compression très faible de 1100 MPa. Par contre, le gradient thermique circonférentiel est plus faible avec un large cercle chaud pour la garniture améliorée GA1. Le chapitre précédent a montré que ce type de gradient thermique était moins endommageant pour le disque. Ces résultats confirment l'amélioration apportée par la garniture GA2.

Synthèse

Comme les modèles simplifiés le prévoient, un module de compression faible et une plaque-support rigide permettent de mieux répartir la force d'application du freinage entre les plots de la garniture.

Cette première solution de prototype amélioré de garniture visant à limiter les gradients thermiques sur le disque tient ses promesses. Grâce à une meilleure répartition des pressions de contact, le flux thermique est mieux réparti sur le disque et dans la garniture. La totalité des plots sont en contact et le gradient thermique circonférentiel est très faible.

4.3.2 Prototype GA2 : Utilisation d'une sous-couche

Les résultats obtenus pour la solution précédente sont très encourageants mais il est très certainement difficile pour les fabricants de garniture de descendre à un tel niveau de module de compression avec des mélanges de constituants de type actuel. Nous proposons ici de tester une seconde configuration améliorée, appelée GA2, impliquant l'emploi d'une sous-couche. Celle-ci sera placée entre le matériau fritté, pour lequel on choisit un module de compression plus facilement atteignable par les fabricants, la plaque-support de 10 mm et la position précédente des plots ont été conservées.

4.3.2.1 Données d'entrée

Le **Tableau 4.18** présente les propriétés du matériau de friction et de la sous-couche de la garniture améliorée. Il a été décidé de prendre comme module de compression du matériau de friction la valeur moyenne des 4 garnitures existantes. Celui de la sous-couche est quant à lui très faible. Bien que la sous-couche peut être un système élastique de tout type (rondelles élastiques, ressort, plaque métallique flexible), des propriétés thermiques identiques à celle du matériau de friction ont été choisies pour ce calcul.

Tableau 4.18 : Propriétés du matériau de friction et de la sous-couche de la garniture améliorée GA2

	Module de compression (MPa)	Diamètre Plots (mm)	Conductivité λ (W.m-1.K-1)	Masse volumique ρ (kg.m-3)	Chaleur spécifique c (J.kg-1.K-1)
Fritté	3500	41	10	5000	500
Sous-couche	100	41	10	5000	500

Les propriétés thermiques du matériau de friction n'étant pas modifiées, la répartition du flux thermique entre le disque et la garniture reste la même, soit 4% du flux thermique diffusé dans la garniture et 96% dans le disque de frein.

4.3.2.2 Résultats

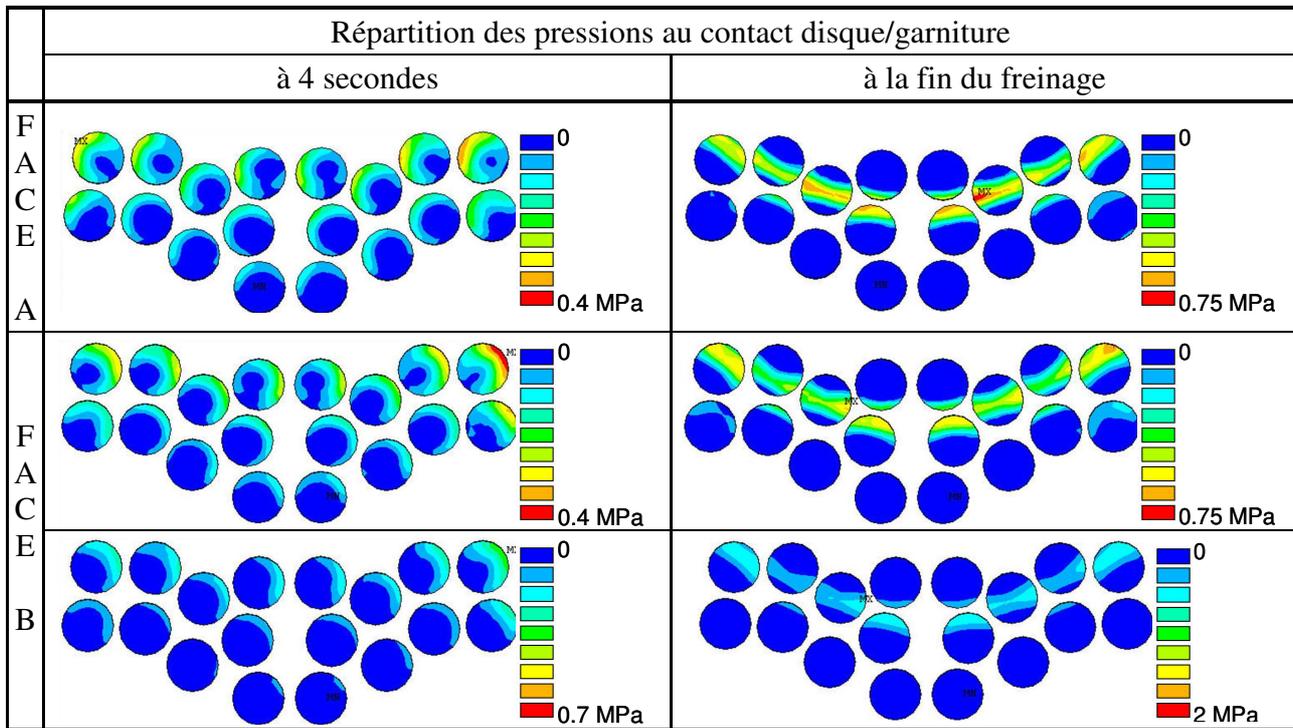
Le même freinage de ralentissement que précédemment a été simulé avec les mêmes conditions aux limites. Le **Tableau 4.19** présente la répartition des pressions de contact entre le disque et la garniture au temps $t = 4$ s (fin de la phase de mise en pression) ainsi qu'à la fin du freinage.

Au temps $t = 4$ s, tous les plots sont en contact avec le disque et la pression maximale est de 0,4 MPa. En fin de freinage, le contact se situe sur une circonférence particulière sur chacune des deux faces. La pression maximale atteinte est alors de 0,75 MPa. La répartition de pression est quasiment identique sur les deux faces du disque, les isobares étant plutôt circonférentielles.

Malgré un module de compression du matériau de friction élevé, l'effort de freinage est mieux réparti sur le disque en début de freinage que dans le cas de la meilleure des quatre garnitures

existantes (à savoir G1). Tous les plots semblent en contact avec le disque et la pression maximale est inférieure à celle obtenue avec la garniture G1 (0,45 MPa). On remarque que sur chaque plot la pression maximale est atteinte en entrée du contact. Avoine avait mis en évidence ce phénomène : avec une sous-couche, la zone de chargement se déplace vers l'avant du contact et le niveau de pression maximal est alors situé sur le bord d'attaque, lié à l'effet « d'engagement » [Avoine_2007]. En fait, la sous-couche souple entraîne une inclinaison légère du plot, créant alors une localisation de la pression de contact sur le bord d'attaque du plot.

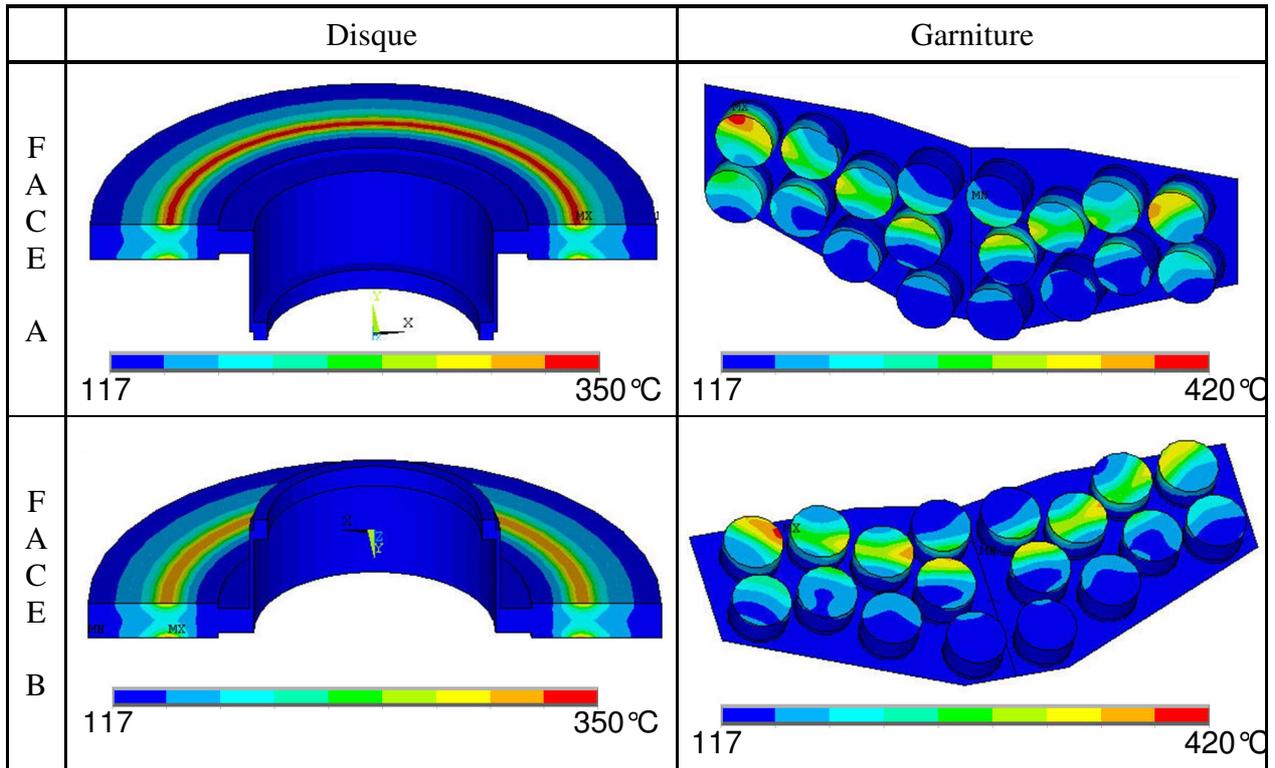
Tableau 4.19 : Répartition des pressions au contact disque/garniture GA2



En fin de freinage, les pressions de contact, bien que localisées sur chacune des faces sur un même rayon, sont bien inférieures à celle atteintes par les garnitures G2, G3 et G4. Cette répartition de pression avec une valeur maximale de 0,75 MPa indique que les gradients thermiques formés sur le disque seront donc un cercle chaud sur chacune de ses faces. La dernière ligne du **Tableau 4.20** présente les résultats correspondant à la face B avec la même échelle de pression que celle utilisée dans les cas des autres garnitures dans le **Tableau 4.10**, à savoir 0,7 MPa à $t = 4$ s et 2 MPa à la fin du freinage. Il apparaît clairement avec ces échelles que le phénomène de localisation décrit précédemment reste très largement acceptable, en comparaison avec le comportement des garnitures existantes.

Le **Tableau 4.21** donne les champs de température dans le disque et la garniture à la fin du freinage. Comme on l'avait déduit de la répartition de pression, on observe bien un cercle chaud assez large sur chaque face du disque que l'on retrouve sur les garnitures. Les températures maximales relevées en fin de freinage sont de 350°C sur le disque et 420°C en surface des plots de garniture. Le gradient thermique circonférentiel reste assez faible sur les garnitures. Les températures maximales atteintes ici sont inférieures aussi bien sur le disque que sur les garnitures aux températures relevées sur les garnitures G2, G3 et G4. Cependant, la garniture G1 et la garniture améliorée GA1 semblent plus efficaces thermiquement. En fait, l'ajout d'une sous-couche élastique diminue, de par les effets d'inclinaison des plots, la longueur circonférentielle de contact, et ainsi la surface d'entrée du flux thermique, et par conséquent augmente le niveau de température maximal à la surface de contact.

Tableau 4.20 : Champs de température observés à la fin d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec force d'application de 20 kN pour la garniture améliorée GA2



Synthèse

Comme prévu, la sous-couche permet une meilleure répartition des pressions de contact (et donc du flux thermique) entre les différents plots de la garniture, mais elle localise la pression en bord d'attaque de chaque plot.

4.3.3 Prototype GA3 : Garniture avec sous-couche et module de compression faible

La sous-couche localise la pression en bord d'attaque de chaque plot. Or, on a vu précédemment qu'un module de compression faible permet une meilleure répartition des pressions dans le plot. Il s'agit donc cette fois d'associer une sous-couche à un module de compression du matériau de friction faible.

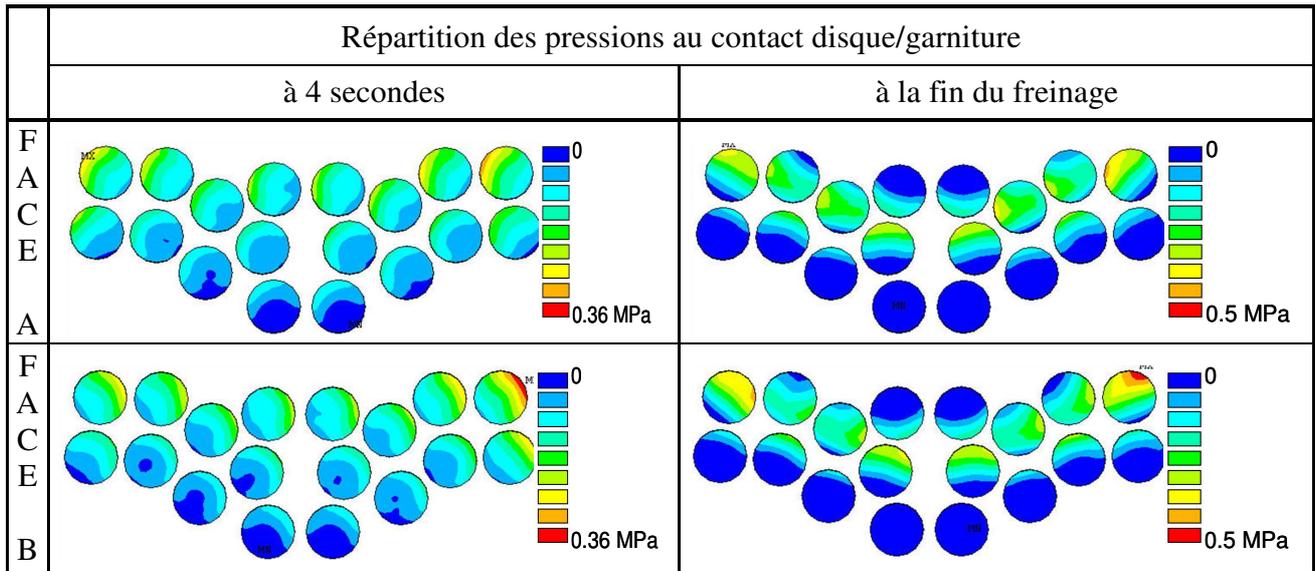
4.3.3.1 Données d'entrée

Les propriétés du matériau de friction et de la sous-couche de la garniture améliorée, appelée GA3, sont les mêmes que celles de la GA2, seul le module de compression du matériau de friction est diminué à 1100 MPa (identique à celui de la garniture G1).

4.3.3.2 Résultats

Encore une fois, le même freinage de ralentissement est simulé avec les mêmes conditions aux limites. Le **Tableau 4.21** présente la répartition des pressions de contact entre le disque et la garniture à $t = 4$ s et en fin de freinage, ainsi que le champ de température sur le disque à la fin du freinage.

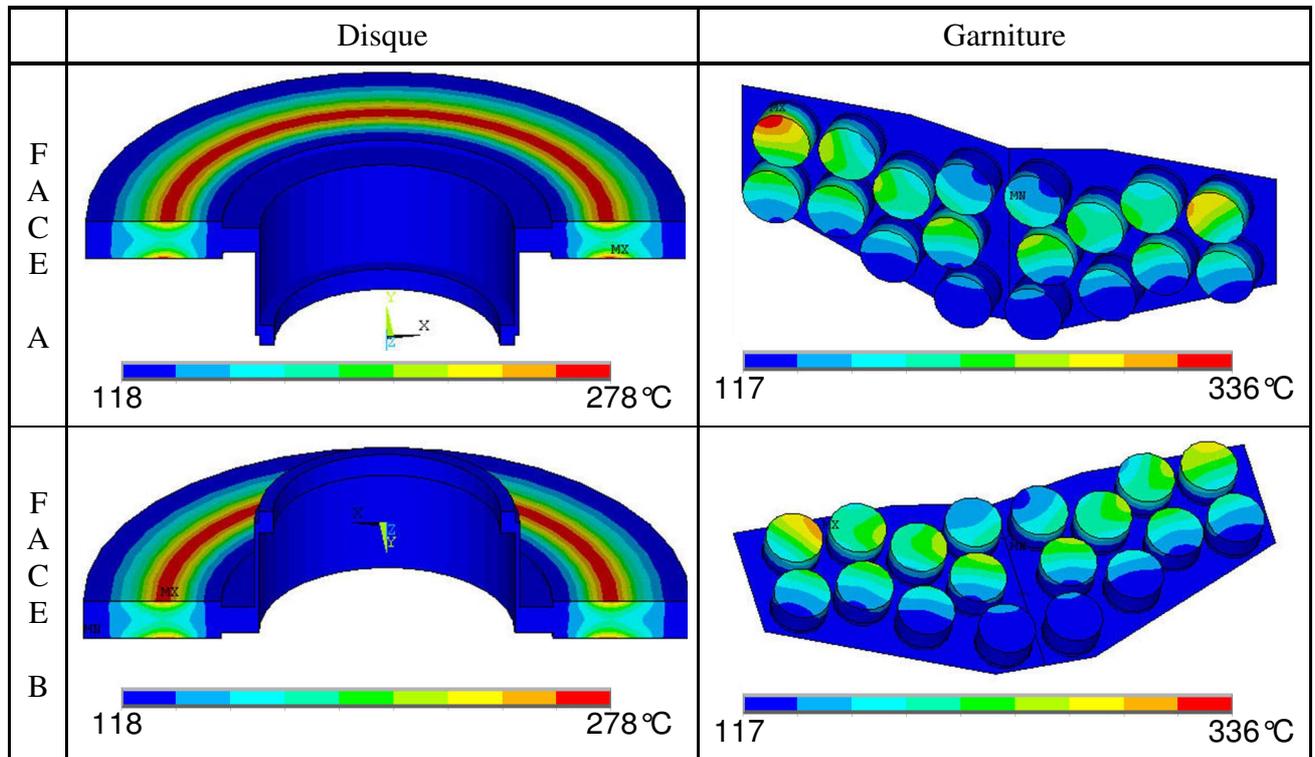
Tableau 4.21 : Répartition des pressions au contact disque/garniture GA3



Tous les plots de la garniture sont en contact au début du freinage et la pression maximale atteinte est de 0,36 MPa. On remarque à nouveau une localisation du contact sur le bord d'attaque de chaque plot mais les pics de pressions sont moins importants que ceux obtenus avec la garniture GA2. Cette diminution des pressions de contact est plus nette à la fin du freinage où la pression maximale n'est plus que de 0,5 MPa, contre 0,75 précédemment.

Le **Tableau 4.22** présente les champs de température dans le disque et la garniture en fin de freinage.

Tableau 4.22 : Champs de température observés à la fin d'un freinage de ralentissement de 300 à 220 km/h avec une force d'application de 20 kN pour la garniture améliorée GA3



Là encore, on observe bien un cercle chaud sur chacune des faces du disque, plus large que pour GA2 et avec une température maximale de 278°C bien inférieure à celle de 350°C obtenue avec GA2.

Corrélativement, la distribution de température dans la garniture ne dépasse pas 336°C alors qu'elle atteignait 420°C dans GA2. La garniture GA3 conduit donc à des résultats très voisins de la garniture GA1, grâce ici à un compromis technologiquement atteignable par les fabricants de garniture.

4.4 Conclusion du chapitre

Le modèle complet intégrant la garniture ainsi que la timonerie nous a permis de bien reproduire les différences de comportement thermomécanique des garnitures. La localisation du flux thermique sur le disque est directement liée à la répartition des pressions de contact entre le disque et la garniture, très différente d'une garniture à l'autre.

Les modèles simplifiés, moins coûteux en temps de calcul, montrent que d'un point de vue thermique, il est préférable de favoriser un produit $\rho.Cp$ élevé et une conductivité faible pour éviter des niveaux de température trop élevés dans les plots, qui pourraient entraîner une détérioration plus rapide du matériau fritté et une accélération de l'usure.

D'un point de vue mécanique, pour obtenir une meilleure répartition de la pression de contact dans le plot, il faut un module de compression très faible. Néanmoins, il est évident que les fabricants de garnitures sont confrontés à certaines limites technologiques. Une sous-couche ou encore un système flexible entre le matériau fritté et la plaque-support pourrait être une solution de compromis élégante. Enfin, un choix judicieux au niveau de la rigidité de la plaque-support est à déterminer car une plaque rigide permet une meilleure distribution de l'effort dans les différents plots alors qu'une plaque flexible permet d'épouser les déformations du disque.

Trois solutions de garnitures améliorées ont été proposées, par simulation numérique. La configuration GA3 est la meilleure solution de compromis, alliant un module de compression peu élevé et la présence d'une sous-couche élastique.

Conclusion générale et perspectives

Conclusion

L'objectif de cette étude était d'analyser les mécanismes d'endommagement des disques de frein de TGV en fonction des différentes garnitures existantes afin d'en déduire des voies d'amélioration. Les difficultés étaient de plusieurs ordres :

- Comprendre et déterminer la sollicitation subie par les disques.
- Développer un modèle thermomécanique capable de simuler le chargement thermomécanique en fonction des différents types de freinages rencontrés.
- En tirer des enseignements sur l'endommagement et de durabilité.

Afin de répondre au problème, une approche globale des phénomènes a été nécessaire. Elle s'est découpée en 4 étapes :

- la connaissance des phénomènes par l'état de l'art
- la connaissance du chargement du disque
- la modélisation de l'endommagement
- l'optimisation d'un prototype de garniture qui limite l'endommagement du disque

Etat de l'art Cette étude se focalise sur les phénomènes macroscopiques, à l'échelle du couple disque-garniture. Ce type d'endommagement est associé à un phénomène de fatigue thermique.

Pour les quatre couples disque-garnitures testés, un faïençage superficiel apparaît très rapidement sur la surface de friction. Dans le cas du disque freiné avec la garniture G1, ce faïençage est radial alors que pour le disque freiné avec la garniture G4, on observe un faïençage en cellules fermées. Le faïençage obtenu avec la garniture G2 est principalement radial avec des ramifications de fissures circonférentielles.

Pour deux types de garnitures, G2 et G4, ce faïençage s'est propagé jusqu'à la formation de fissures macroscopiques radiales rectilignes pour le disque freiné par la garniture G2 et, à trajet chahuté, très influencé par la morphologie du faïençage, pour le disque freiné avec la garniture G4.

De plus, on observe des modifications microstructurales en surface et en profondeur (affinement de la taille des grains, formation de martensite) et des niveaux d'usure, sur le disque, variables suivant le type de garniture utilisée.

Chargement du disque Les essais ont révélé que les garnitures G2 et G4 engendrent les plus hauts niveaux de température et les gradients thermiques les plus sévères. Les garnitures G1 et G3 entraînent des niveaux de températures plus faibles et plus homogènes sur le disque, qui correspondent à une meilleure distribution du flux thermique dissipé. Ces garnitures n'avaient pas engendré de fissures macroscopiques à la surface du disque.

Après une analyse des thermographies infrarouges effectuées durant les essais, il a été remarqué que chaque garniture entraînait le même type de gradient thermique selon le freinage et qu'une signature thermique pouvait donc être relevée. Néanmoins pour déterminer les températures à partir de thermogrammes, la connaissance de l'émissivité du disque est indispensable.

Endommagement Deux modèles ont été développés en vue de déterminer l'endommagement du disque en fonction des garnitures.

Le premier modèle, dont le chargement est basé sur l'expérience, permet de comprendre les phénomènes qui interviennent. Il montre que certains gradients thermiques peuvent se révéler plus sévères du fait de leur morphologie (cercles chauds, points chauds ou gradients sur cercles chauds) et du niveau de température atteint.

Le modèle, qui fait appelle à une distribution réelle des température en fonction du temps grâce à la thermographie infrarouge, permet de déterminer les contraintes et les déformations durant tout un freinage ou une suite de freinage. On a pu retrouver le caractère plus endommageant des garnitures G2 et G4 qui ont entraîné une fissuration macroscopique des disques de frein. L'état de contraintes final nous donne des informations sur la fissuration qui serait susceptible d'apparaître.

Optimisation Un modèle complet mais lourd de tout le système de freinage du TGV a été développé dans cette partie. Il a permis de mettre en évidence le comportement très différent des garnitures existantes. Des modèles simplifiés ont été créés pour identifier les paramètres influents dans le comportement d'une garniture. Enfin 3 voies d'amélioration de garniture issues des calculs d'influence ont été évaluées grâce au modèle complet et se sont montrées particulièrement efficaces.

Perspectives

Modélisation

A l'issu de ce travail des perspectives ont été envisagées dans le but d'obtenir des résultats plus précis. Ces perspectives se sont dirigées vers l'amélioration des modèles.

Modèle de comportement du disque Samrout a proposé un model de comportement anisotherme élasto-visco-plastique avec un écrouissage cinématique non linéaire de l'acier 28CrMoV5-8 composant le disque dans [Samrout_1997]. Cette permet de prendre en compte la vitesse de déformation. Or, on a vu durant les essais que le disque pouvait atteindre des températures de l'ordre de 1000°C avec certaines garnitures sur des freinages pourtant courts (moins de 30 s) alors que d'autres freinages très longs (plusieurs minutes) peuvent également entraîner des températures élevées. Il serait alors intéressant cette loi afin d'étudier l'influence de la vitesse de montée en température des disques.

Modèle de comportement des garnitures Des essais à plus haute température doivent être envisagé pour l'étude du comportement des matériaux de friction. Les simulations numériques et les essais ont montré que la température des plots pouvait atteindre plus de 900°C et le matériel disponible notamment en mesure de module de compression ne nous a pas permis une étude au-delà de 250°C.

Emissivité d'un disque TGV On a vu que la principale difficulté de ce modèle était qu'il reposait sur l'évaluation de l'émissivité complexe en freinage. Des méthodes existent pour évaluer ce paramètre mais ne se sont pas toujours montrées réalisable dans de bonnes conditions avec l'équipement disponible au laboratoire.

Une enceinte thermique atteignant des températures supérieures à 500°C permettrait de respecter les conditions de la première approche expérimentale de mesure d'émissivité. On pourrait alors évaluer l'émissivité d'un disque neuf et d'un disque ayant subi un ou plusieurs freinages. On sait que l'émissivité évolue au cours du freinage et d'un freinage à l'autre du fait de l'évolution de l'état de surface du disque et des températures. Mais, en appliquant cette méthode, qui demande une température uniforme du disque, à plusieurs températures on pourrait déterminer l'évolution de l'émissivité du disque en température. Même si on sait d'après la littérature que celle-ci augmente avec la température.

De plus, des essais au banc échelle 1 sont actuellement effectuées par P Wicker dans le but en outre d'avoir une meilleure connaissance de la valeur de l'émissivité pendant le freinage grâce à la méthode bispectrale présentée dans ce mémoire.

Modèle thermomécanique 3D complet type points chauds Le premier modèle présenté dans ce mémoire étant limité aux cercles chauds à cause de la modélisation 2D du disque pour la partie thermique, une évolution a été programmée à partir du modèle 3D du disque. Même si le principe reste le même que pour le modèle de type « cercles chauds », le calcul thermique du disque s'effectuera désormais sur un douzième du disque pour obtenir éventuellement 6 points chauds. L'algorithme de ce modèle est présenté à la **Figure 5.1**.

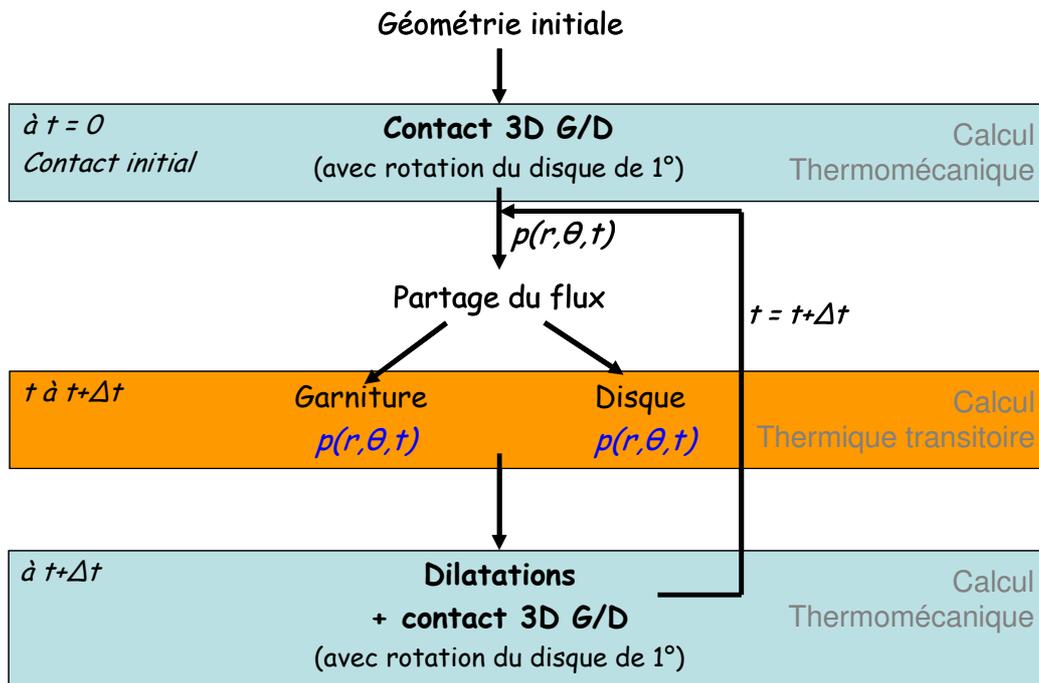


Figure 5.1 : Algorithme du modèle thermomécanique 3D type « points chauds ».

Ce modèle complet 3D permettrait alors de déterminer les contraintes et déformations engendrées par d'éventuels prototypes et donc de donner des informations sur la fissuration susceptible d'apparaître.

Un algorithme d'usure est aussi à intégrer au modèle car ces phénomènes ne sont pas négligeables. En effet, il a été montré que la migration radiale et circonférentielle des différents gradients thermiques recensés (cercles chauds, points chauds) peut être associé à ce phénomène.

Nouveaux prototypes De nouveaux prototypes de garniture qui prennent, pour certains, en compte les conclusions obtenues dans ce travail ont déjà été proposés à la SNCF. La modélisation de ces prototypes permettrait d'étudier leur comportement sans lancer de coûteux essais sur banc.

Interprétation des résultats

Dans le but d'obtenir une prédiction de la fissuration, l'utilisation de critères de fatigue thermique serait à développer. Un critère en énergie semble le plus approprié du fait du chargement anisotherme qu'entraînent les garnitures sur le disque. Mais on a vu dans cette étude que même si les freinages semblent reproductibles, il est délicat de trouver un freinage type qui permettrait de caractériser l'endommagement causé par une garniture. De plus une séquence de freinages ne semble pas être suffisant pour introduire la notion de cumul. En effet, la variation des gradients thermiques vu par le disque ne permet pas d'évaluer un cumul en un point. Il faut donc envisager de simuler un plus grand nombre de freinages ou plutôt plusieurs successions de freinage.

Bibliographie

- [Al-Ajlan_2006] S.A. Al-Ajlan, *Measurements of thermal properties of insulation materials by using transient plane source technique*, Applied Thermal Engineering 26, pp. 2184–2191, 2006.
- [Argence_1996] D. Argence, *Endommagements couplés de fatigue et de fluage sous chargement multiaxial appliqué à un acier inoxydable austénitique*, thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, 1996.
- [Anderson_1990] A.E. Anderson, R.A. Knapp, *Hot spotting in automotive friction systems*, Wear 135, pp. 319-337, 1990.
- [Aucouturier_1992] D. Aucouturier, *Evaluation des températures dans les disques de frein fonte ventilés*, Rapport interne ALSTOM, SF.CAL.2124, 1992.
- [Avoine_2007] J. Avoine, *Analyse expérimentale et modélisation de couplages multiphysiques dans un contact frottant / acier-matériau de friction modèle*, Thèse de doctorat, 2007.
- [Barber_1969] J.R. Barber, *Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids*, Proceeding of the R. Soc. Lond., volume A312, pp. 381-394, 1969.
- [Berthier_1988] Y. Berthier, *Mécanismes et tribologie*, Thèse ès Science, INSA de Lyon, 1988.
- [Berthier_2001] Y. Berthier, *Background on friction and wear*, in Lemaître Handbook of Materials Behavior Models, section 8.2, Academic Press, pp. 676-699, 2001.
- [Bettge_2001] D. Bettge, J. Starcevic, *Quantitative description of wear surfaces of disc brakes using interference microscopy*, Wear 248, pp. 121-127, 2001.
- [Bettge_2003] D. Bettge, J. Starcevic, *Topographic properties of the contact zones of wear surface in disc brakes*, Wear 254, pp. 195-202, 2003.
- [Bignonnet_2002] A. Bignonnet, E. Charkaluk, *Thermomechanical fatigue in the automotive industry*, Temperature-Fatigue Interaction. ESIS Publication 29, L. Rémy & J. Petit Eds, Elsevier Sc., pp. 319-330, 2002.
- [Bodovillé_2001] G. Bodovillé, *Modélisation thermomécanique de disques de freins de TGV et simulation à échelle réduite*, Thèse de Doctorat, Université de Sciences et des Technologies de Lille, 2001.

[Bosch_2005] R-W Bosch, *Electrochemical impedance spectroscopy for the detection of stress corrosion cracks in aqueous corrosion systems at ambient and high temperature*, Corrosion Science 47, pp. 125-143, 2005.

[Brunel_2007] F. Brunel, *Etude thermomécanique du couple roue-semelle ferroviaire sous sollicitations de freinage*, Thèse de Doctorat, Université de Sciences et des Technologies de Lille, 2007.

[Bumbieler_2003a] F. Bumbieler, P. Dufrénoy, G. Degallaix, J.J. Viet, H. Poidevin, M. Buffechoux, J. Raison, Experimental study of TGV disc brake damage mechanisms. *Int. Meeting TILT : Technological Innovation for Land Transportation*. Lille, 2-4 décembre (2003) 511-518.

[Bumbieler_2003b] F. Bumbieler, P. Dufrénoy, G. Degallaix, J.J. Viet., H. Poidevin, M. Buffechoux, J. Raison, *Analysis of TGV brake disc damage mechanisms*. Int. Seminar on Railway Axles, Imperial College, London, september 25-26 (2003).

[Bumbieler_2004] F. Bumbieler, P. Dufrénoy, G. Degallaix, R. Hamam, J.J. Viet. *Amorçage et propagation de fissures par fatigue thermique dans les disques de frein TGV*. Séminaire EDF-CEA "Fatigue Thermique", Paris, 15-16 mars (2004).

[Cartigny_2003] F. Cartigny, P. Dufrénoy, B. Desmet, *New railway brake concept using liquid cooling : a thermal analysis*, J. of Mech. Eng. Sc., Proc. Instn. Mech. Engrs, Part F, acceptée sous réserve de modifications apportées en octobre, 2003.

[Chaboche_1977] J.L. Chaboche, *Sur l'utilisation des variables d'état interne pour la description du comportement viscoplastique et de la rupture par endommagement*, In Symposium Franco-Polonais de Rhéologie et de Mécanique, 1977.

[Charkaluk_1999] Charkaluk E., *Dimensionnement des structures à la fatigue thermomécanique*, Thèse de Doctorat, Ecole Polytechnique, Palaiseau, 1999.

[Chrisochoos_2000] A. Chrysochoos, H. Louche, *An infrared image processing to analyse the calorific effects accompanying strain localisation*. Int. J. of Eng. Sc., pp. 1759-1788, 2000.

[Christie_1976] I. Christie, D.F. Griffiths, A.R. Mitchell, O.C. Zienkiewicz, *Finite element methods for second order differential equations with significant first derivatives*, Int. J. for Num. Methods in Eng., Vol. 10, pp. 1389-1396, 1976.

[Coffin_1953] L.F.COFFIN, *A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile material*. Trans. ASME 53-A76, pp. 931-950, 1953.

[Coffin_1973] L.F.COFFIN, *Fatigue at high temperatures*. In *Fatigue at elevated temperature*, ASTM STP 520, pp. 5-34, (1973)

[Colin_1986] F. Colin, A. Floquet, *Combination of finite element and integral transform techniques in a heat conduction quasi-static problem*, Int. J. for Numerical Method in Ing, Vol. 23, pp. 13-23, 1986.

[Copin_2000] R. Copin, *Etude des mécanismes physiques de frottement et d'usure en freinage ferroviaire grande vitesse et haute énergie*, Thèse de doctorat, 2000.

- [Day_1983] A.J. Day, *Energy transformation at the friction interface of a brake*, Ph.D. Thesis, Loughborough University of Technology, 1983.
- [Day_1984] A.J. Day, T.P. Newcomb, *The dissipation of frictional energy from the interface of an annular disc brake*. J. of Mech. Eng. Sc. Proc. Instn Mech. Engrs, 198 (1995) 201-209.
- [Day_1990] A.J. Day, *Brake interface temperature prediction*, Second Brakes Workshop, University of Bradford, 1990.
- [Degallaix_1981a] G. Degallaix, J. Foct, *La fatigue thermique 1 – Aspects expérimentaux*, Mec. Mat. Elec 382, pp. 338-347, 1981.
- [Degallaix_1981b] G. Degallaix, J. Foct, *La fatigue thermique 2 – Méthodes d'estimation de durée de vie*, Mec. Mat. Elec 383-384, pp. 350-355, 1981.
- [Degallaix_1990] G. Degallaix, J. Foct, G. Pluinage, *Lifetime prediction on Cr-Mo-V and 316L steel under thermal and mechanical cycling*, Fatigue Fract. Engng Mater. Struct. 13(5), pp. 473-485, 1990.
- [Descartes_2001] S. Descartes, Y. Berthier, *Frottement et usure étudiés à partir de la rhéologie et des débits de 3^{ème} corps solides*, Matériaux&Techniques, Vol. 1-2, pp. 3-14, 2001.
- [Desplanques_2001], Y. Desplanques, R. Copin, G Degallaix, Y. Berthier, *A tribometer for the study of materials under railway braking conditions*, Tribology Research : From Model Experiment to Industrial Problem, G. Dalmaz et al., Elsevier Science B. V., pp. 381-391, 2001.
- [Desplanques_2002], Y. Desplanques, R. Copin, G Degallaix, Y. Berthier, *Approche expérimentale pour l'étude tribologique des matériaux de freinage*, Journées Européennes du Freinage, pp. 19-28, 2002
- [DeVere_1975] A.P. DeVere, *Convective heat transfer from a rotating disc in a transverse air stream*, Ph.D. Thesis, University of Leicester, 1975.
- [Dias_1988] A. Dias, H.P. Lieurade, *La fatigue thermique : mécanismes, simulation et modélisation*, Méc. Mat. Elec. 428, pp. 3-19, 1988.
- [Dufrénoy_1995] P. Dufrénoy, *Etude du comportement thermomécanique des disques de frein vis-à-vis des risques de défaillance*, thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 1995
- [Dufrénoy_1995b] P. Dufrénoy, D. Weichert, *Prediction of railway disc brake temperatures taking the bearing surface variations into account*, J. of Mechanical Engineering Science, Proc. Instn Mech. Engrs, Part F, 209, pp. 67-76, 1995.
- [Dufrénoy_1998] P. Dufrénoy, S. Panier, D. Weichert, *Etude sur les points chauds dans les freins à disque ferroviair.*, 3^{ème} J. Européennes du Freinage, Lille, 9-10 décembre (1998) 245-257.
- [Dufrénoy_2002a] P. Dufrénoy, G. Bodovillé, G. Degallaix, *Damage mechanisms and thermomechanical loadings of brake discs. Temperature-Fatigue Interaction*. ESIS Publication 29, L. Rémy & J. Petit Eds, Elsevier Sc., pp. 167-176, 2002.

- [Dufrénoy_2002b] P. Dufrénoy, G. Degallaix, F. Bumbieler, J.J. Viet, J. Raison. *Mécanismes de fissuration des disques de frein : analyse expérimentale et études numériques*. 4^{ème} J. Européennes du Freinage, Lille, Lille, 13-14 mars, pp. 111-122 , 2002.
- [Dufrénoy_2004] P. Dufrénoy, *Analyse et prédiction des comportements thermomécanique et dynamique de structure en contact frottant*, Habilitation à diriger des recherches, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2004
- [Dufrénoy_2004b] P. Dufrénoy, Two/three dimensional hybrid model of the thermo-mechanical behaviour of a disc braking system. *J. of Mechanical Engineering Science. Proc. Instn Mech. Engrs, Part F*, 218, pp. 17-30, 2004.
- [El Abdi_1998] R. El Abdi, H. Samrout, G. Gambart, *Elastoviscoplasticity with plastic strain memory*, *Eur. J. Mech. A/Solids* 18, Elsevier, pp. 421–431, 1998.
- [Eriksson_2002] M. Eriksson, F. Bergman, S. Jacobson, *On the nature of tribological contact in automotive*, *Wear* 252, pp. 26-36 2002.
- [Floquet_1994] A. Floquet, M.C. Dubourg, *Non axisymmetric effects for three dimensional analysis of a brake*, *J. of Tribology*, Vol. 116, pp. 401-408, 1994.
- [Floquet_1996] A. Floquet, M.C. Dubourg, *Realistic braking operation simulation of ventilated disk brakes*, Vol. 118, pp. 466-472, 1996.
- [Gaussorgues_1999] G. Gaussorgues, *La thermographie infrarouge : principes, technologies, applications*, Ed. Tec&doc, ISBN 2743002905,1999.
- [Godet_1984] M. Godet, *The third body approach, a mechanical view of wear*, *Wear*, Vol. 100, pp. 437-452, 1984.
- [Greenwood_1966] J.A. Greenwood, J.P. Williamson, *Contact of nominally flat surfaces*, *Proc. Roy. Soc., London*, Vol. A295, pp. 300-319, 1966.
- [Halford_1966] G.R.Halford, *The energy required for fatigue*, *J. Mater.* 1, pp. 3-18, 1966.
- [Hamam_2002] R. Hamam, *Analyse de la fissuration de disques de frein de TGV*, Rapport de stage Ingénieur, Ecole Polytechnique Universitaire de Lille, 2002.
- [Heinrich_1977] J.C. Heinrich, P.S. Huyakorn, O.C. Zienkiewicz, A.R. Mitchell, *An “upwind” finite element scheme for two-dimensional convective transport equation*, *Int. J. Num. Methods Eng.*, Vol. 11, pp. 131-143, 1977.
- [Hertz_1882] H. Hertz, *On the contact of elastic solids*, *J. Reine Angew. Math.* 92, pp. 156-171, 1882.
- [Holman_1997] J.P. Holman, *Heat transfer*, 8th edition. Add. McGraw-Hill Int. Eds., 1997.
- [Isida_1979] M. Isida, *Tension of half plane containing array cracks, branched raacks, and cracks emanating from sharp notches*, *Trans. Japan Soc. Mech. Engrs.*, Vol. 45, N°392, pp. 306-317, 1979 cité par [Murakami_1987] pp. 112-115.

- [Isida_1981] M. Isida, N. Ushijima, N. Kishine, *Rectangular plates, strips and wide plates containing internal cracks under various boundary conditions*, Trans. Japan Soc. Mech. Engrs., Vol. 47, N°413, pp. 27-35, 1981 cité par [Murakami_1987] pp. 208-209.
- [Johnson_1985] K.L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, 1985.
- [Kachanov_1993] M. Kachanov, *Elastic solids with many cracks and related problems*, Advances in applied mechanics, J. Hutchinson and T. Wu Eds., Vol. 30, pp. 260-445, 1993.
- [Kennedy_1974] F.E. Kennedy, F.F. Ling, *A thermal, thermoelastic and wear simulation of a high-energy sliding contact problem*, J. of Lubrification Technology, Trans. of the ASME, pp. 497-507, July 1974.
- [Kennedy_1984] F. E. Kennedy *Thermal and thermomechanical effects in dry sliding*, Wear, Volume 100, Issues 1-3, 1984, pp. 453-476
- [Kennedy_1984^b] F.E. Kennedy, F. Colin, A. Floquet, R. Glowsky, *Improved techniques for finite element analysis of sliding surface temperature*, In *Developments in numerical and experimental methods applied to tribology*, D. Dowson, C.M. Taylor, M. Godet and D. Berthe Eds, Butterworths, Westbury House, pp. 138-150, 1984.
- [Laraqi_2002] N. Laraqi , A. Bairi, Theory of thermal resistance between solids with randomly sized and located contacts, International Journal of Heat and Mass Transfer 45 pp. 4175–4180, 2002.
- [Legrand_2002] A.C. Legrand, *Thermographie multispectrale haute et basse température : application au contrôle non destructif*, Thèse de doctorat, Université de Bourgogne, UFR Sciences et Techniques, 2002.
- [Lemaitre_1974] J. Lemaitre, J.L.Chaboche, *A non-linear model of creep-fatigue damage cumulation and interaction*, Symposium IUTAM sur la mécanique des milieux et des corps viscoélastiques. Gothenburg, Suède, 1974.
- [Lemaitre_1988] J. Lemaitre, J.L.Chaboche, *Mécanique des matériaux solides*. 2^{ème} édition, Dunod, Paris, 1988.
- [Limpert_1992] R. Limpert, *Brake design and safety*, Lavoisier Eds, 1992.
- [Louche_2001] H. Louche, A. Chrysochoos, *Thermal and dissipative effects accompanying Lüders bands propagation*, Materials Sc. and Eng. A A307 pp. 15-22, 2001.
- [Lin_1992] J.-Y. Lin, H.-T. Then, *Radial axisymmetric transient heat conduction in composite hollow cylinders with variable thermal conductivity*, Engrg. Anal. Boundary Elements, Vol. 10, pp. 27-32, 1992.
- [Luong_1995] M.P. Luong, *Infrared thermographic scanning of fatigue in metals*, Nucl. Engng and Design 158, pp. 363-376, 1995.

- [Mackin_2002] T. J. Mackin et al., *Thermal cracking in disc brakes*, Engineering Failure Analysis, 2002
- [Maillot_2003] V. Maillot, *Amorçage et propagation de réseaux de fissures de fatigue thermique dans un acier inoxydable austénitique de type X2 CrNi18-09 (AISI 304L)*, thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lille, 2003.
- [Maitournam_1989] H. Maitournam, *Formulation et résolution numérique des problèmes thermoviscoplastiques en régime permanent*, Thèse de doctorat, Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, Paris, 1989.
- [Majcherczak_2003] D. Majcherczak, *Etude d'un contact glissant : approche numérique et expérimentale. Application au freinage*, Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2003.
- [Malm_1979] S. Malm, L.A. Norstrom, *Metal Science*, pp. 544-550, 1979.
- [Manson_1953] S.S. MANSON, *Behaviour of materials under conditions of thermal stress*, Technical Report TN 2933 N.A.C.A., 1953.
- [Mazo_1978] L. Mazo, B. Cassagne, D. Badie-Levet, J.P. Bardon, *Etude des conditions de liaison thermique dans le cas du frottement sec métal-plastique*, Rev. Gén. Therm. 204, pp. 919-933, 1978.
- [Mindlin_1949] R.D. Mindlin, *Compliance of elastic bodies in contact*, Trans. of the ASME Series E 16, pp. 259-268, 1949.
- [Miquel_2002] B. Miquel, S. Jean, S. Le Roux, P. Lamesle, F. Rézaï-Aria, *Heat-checking of hot work tool steels*, Temperature-Fatigue Interaction, pp. 185-193, 2002.
- [Mori_2005] G. Mori, D. Scherer, S. Schwentenwein, P. Warbichler, *Intergranular stress corrosion cracking of copper in nitrite solutions*, Corrosion Science xx, accepted, 2004.
- [Murakami_1987] Y. Murakami, *Stress intensity factors handbook*, Vol. 1, Pergamon Press, 1987.
- [Newcomb_1959] T.P. Newcomb, *Transient temperatures attained in disk brakes*, British J. of Applied Physics, Vol. 10, pp. 339-340, 1959.
- [Nguyen_1981] Q.S. Nguyen, M. Rahimian, *Mouvement permanent d'une fissure en milieu élastoplastique*, J. de Mécanique Appliquée, Vol. 5, pp. 95-120, 1981.
- [Nguyen-Tajan_2001] T.M.L. Nguyen-Tajan, H. Maitournam, J.J. Thomas, *Une méthode de calcul de structures soumises à des chargements mobiles : Application au freinage automobile*, 5^{ème} Coll national en calcul des structures, J.L. Batoz Ed., pp. 351-358, 2001.
- [Nguyen-Tajan_2002] T.M.L. Nguyen-Tajan, *Modélisation thermomécanique des disques de frein par une approche eulérienne*, Thèse de doctorat, Ecole Polytechnique, Palaiseau, 2002.

- [Noël_2002] A. Noël, V. Herbert, L.E. Brizzi, J.J. Vullierme, E. Dorignac, *Etude expérimentale des phénomènes aérothermiques liés aux disques de freins automobiles*, 4^{ème} J. Européennes du Freinage, Lille, pp. 317-329, 13-14 décembre 2002.
- [Osterle_2001] W. Osterle, M. Griepentrog, Th. Gross, I. Urban, *Chemical and microstructural changes induced by friction and wear of brakes*, *Wear* 251, pp. 1469-1476, 2001.
- [Oudin_2002] A. Oudin, P. Lamesle, L. Penazzi, S. Le Roux, F. Rézaï-Aria, *Thermomechanical fatigue behaviour and life assessment of hot work tool steels*, *Temperature-Fatigue Interaction*, pp. 195-201, 2002.
- [Pajani_1989] D. Pajani, *Mesure par thermographie infrarouge*, ADD editeur, ISBN 2940417108, 1989
- [Panier_2002] S. Panier, *Etude théorique et expérimentale des points chauds dans les organes de friction*, Thèse de doctorat, Université des Sciences et Technologies de Lille, 2002.
- [Panier_2004] S. Panier, P. Dufrénoy, D. Weichert, *An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes*. *Wear* 256, pp. 764-773, 2004.
- [Persson_2004] A. Persson, S. Hogmark, J. Bergström, *Failure modes in field-tested brass die casting dies*, *Journal of Materials Processing Technology* 148, pp. 108-118, 2004.
- [Petitjean_1998] G. Petitjean, *Nucléaire : alerte à Civaux*, Le Nouvel Observateur, N°1752, 1998.
- [Peyrat_1999] C. Peyrat, O. Raquet, M. Helie, G. Santarini, *Etude phénoménologique de l'amorçage et de la propagation de fissures de corrosion sous contrainte*, *Amorçage et propagation de fissure de corrosion*, *Ann. Chim. Sci. Mat*, 24, pp. 281-294, 1999.
- [Pommier_2002] S. Pommier, *Contribution de la fatigue des matériaux métalliques*, Mémoire d'habilitation à diriger des recherches, Paris 6 – Ecole Centrale de Paris, 2002.
- [Rousseau_1975] D. Rousseau, J.P. Riegert, L. Seraphin, R. Tricot, *Fatigue thermique des aciers à outils pour le travail à chaud*, *Revue de Métallurgie*, pp. 875-889, Décembre 1975.
- [Roussette_2001] O. Roussette, Yannick Desplanques, Gérard Degallaix, Michel Minet et Yves Gallo, *Comportement tribologique en freinage à haute énergie de garnitures en matériaux organiques*, Journées Internationales Francophones de Tribologie, 2001. *Tribologie des Matériaux Organiques*. M. Brendlé, A. Chateauminois et al Eds., SIRPE, 2002, pp. 36-45..
- [Ryhming_1979] I.L. Ryhming, *On temperature and heat source distributions in sliding contact problems*, *Acta Mechanica*, Vol. 32, pp. 261-274, 1979.
- [Samrout_1997] H. Samrout, R. El Abdi, J.L Chaboche, *Model for 28CrMoV5-8 steel undergoing thermomechanical cyclic loadings*, *Int. J. Solid Structures* Vol. 34, Nos. 35-36, pp. 4547-4556, 1997.
- [Simo_1990] J.C. Simo, T. Honein, *Variational formulation, discrete conservation laws, and path-domain independent integrals for elasto-viscoplasticity*, *J. of Applied Mechanics* 57, pp. 488-497, 1990.

- [Spera_1976] D.A. Spera, *What is thermal fatigue ?*, ASTM-STP 612, pp. 3-9, 1976.
- [Taira_1973] S. Taira, *Relationship between thermal fatigue and low-cycle fatigue at elevated temperature*, Fatigue at elevated temperature, ASTM STP 520 pp. 80-101, 1973.
- [Thomas_2002] J.J. Thomas, A. Bigonnet, T.M.L. Nguyen-Tajan, *Tenue en service des disques de frein automobiles*, Journées Européennes du Freinage, pp. 79-86, 2002
- [Tirovic_1990] M. Tirovic, A.J. Day, *The calculation of temperatures in brakes*, Second Brakes Workshop, University of Bradford , Nov. 1990.
- [Vallet_1999] F. Vallet, *Etude de la fissuration d'un disque de frein à partir de l'analyse de son comportement thermomécanique*, INSA de Lyon, 1999.
- [Vernotte_1956] P. Vernotte, *Calcul numérique, calcul physique : application à la thermocinétique*, Publications scientifiques et techniques du ministère de l'air, 1956.
- [Viet_2002] J.J. Viet, F. Bumbieler, J. Raison, G. Degallaix, P. Dufrénoy. *Mécanismes de fissuration des disques de frein : analyse expérimentale et étude numérique*. Revue Générale des Chemins de Fer, décembre (2002), pp. 15-22.
- [Watel_2000] B. Watel, S. Harmand, B. Desmet, *Influence of convective heat exchange on a rotating disc in superimposed air flow. Comparison between heat pipe and solid discs*, Enhanced Heat Transfer, Vol. 7, pp. 259-272, 2000.
- [Wiesche_2007] S. Wiesche, *Heat transfer from a rotating disk in a parallel air crossflow*, International Journal of Thermal Sciences 46, pp. 745–754, 2007.
- [Woodward_1993] A. Woodward, H. Hodges, M.W. Moore, *Advanced measurement systems for routine assessment of brake performance*. Instn Mech. Eng. C382/053 (1993).
- [Yu_1987] Yu C.C., Heinrich J.C., *Petrov-Galerkin method for multidimensional time-dependent convective diffusion equations*. Int. J. for Numerical Methods in Eng. 24 pp. 2201-2215, 1987.
- [Zagrodzki_2001] P. Zagrodzki, K.B. Lam, E. Al-Bahkali, J.R. Barber, *Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally-excited thermoelastic instability*, J. of Tribology, Vol. 123, pp. 699-708, 2001.

Annexes

Annexes 1 – Caractéristiques des caméras infrarouge

1.1 Caractéristiques principales de la caméra du LML :



Modèle : Jade II MWIR. Ses caractéristiques principales sont :

- Bande spectrale (sans filtre) : 3,6 à 5,1 μm .
- Fréquence d'enregistrement des images : 170 Hz maximum.
- Taille pixel : 30 μm .
- Taille de la matrice du détecteur : 320 * 240.
- Branchement Trigger (signal top tour sur cible pour prise d'image).

La caméra est équipée de deux objectifs (25 mm et 100 mm) ainsi que de deux filtres dont voici les caractéristiques et gammes d'étalonnages disponibles :

- **Filtre 1 :**

Longueur d'onde : 3,9 μm < λ < 4,1 μm

Temps d'intégration	Températures corps noir
350 μs	200-400 °C
26 μs	350-1000 °C

- **Filtre 2 :**

Longueur d'onde : 4,9 μm < λ < 5,1 μm

Temps d'intégration	Températures corps noir
310 μs	150-400 °C
28 μs	400-1200 °C

- **Sans Filtre :**

Longueur d'onde : 3,6 μm < λ < 5,1 μm

Temps d'intégration	Températures corps noir
1100 μs	10-55 °C
375 μs	45-100 °C
35 μs	90-250 °C

1.2 Caractéristiques principales de la caméra du SNCF :



Modèle : SILVER. Ses caractéristiques principales sont :

- Bande spectrale (sans filtre) : 3,7 à 4,8 μm .
- Fréquence d'enregistrement des images : 170 Hz maximum.
- Taille pixel : 30 μm .
- Taille de la matrice du détecteur : 320 * 256
- Branchement Trigger (signal top tour sur cible pour prise d'image).

La caméra est équipée d'un objectif de 27 mm ainsi que de deux filtres dont voici les caractéristiques et gammes d'étalonnages disponibles :

- **Filtre 1 :**

Longueur d'onde : 3,97 μm < λ < 4,01 μm

Temps d'intégration	Températures corps noir
220 μs	100-370 °C
63 μs	310-600 °C
16 μs	490-1000 °C
11 μs	600-1200 °C

- **Filtre 2 :**

Longueur d'onde : 1,9 μm < λ < 2,4 μm

Temps d'intégration	Températures corps noir
140 μs	600-900 °C
53 μs	800-1200 °C
16 μs	1200-1700 °C

- **Sans Filtre :**

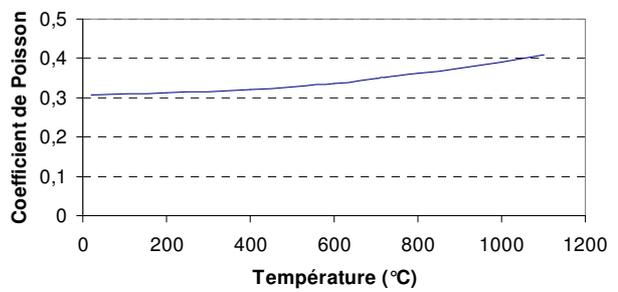
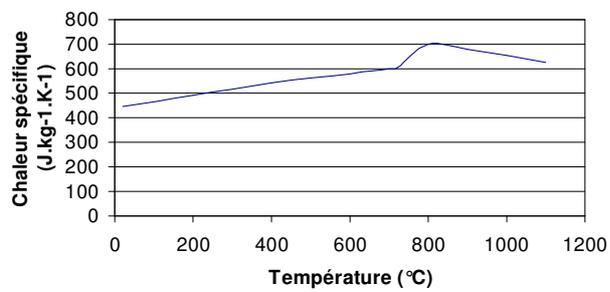
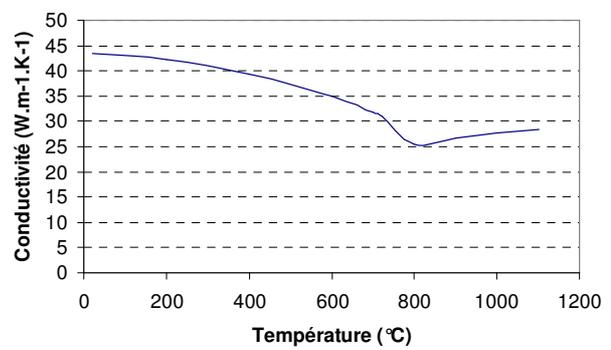
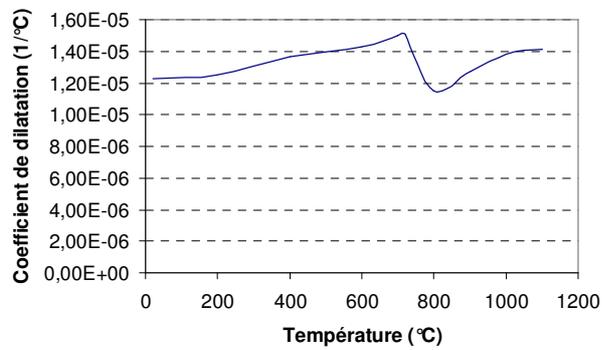
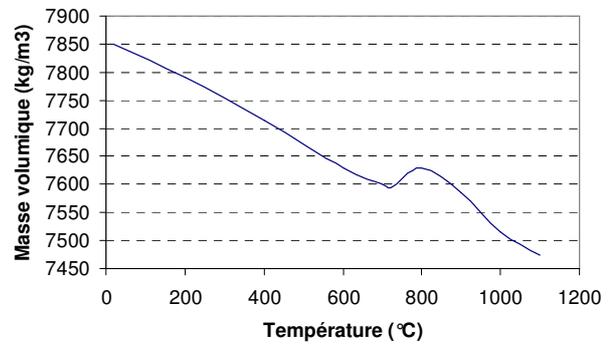
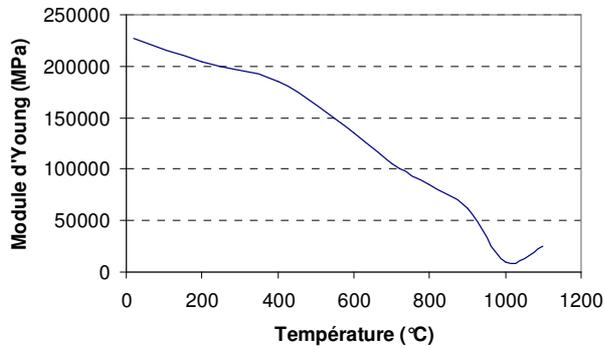
Longueur d'onde : 3,7 μm < λ < 4,8 μm

Temps d'intégration	Températures corps noir
730 μs	5-40 °C
180 μs	35-100 °C
30 μs	95-200 °C

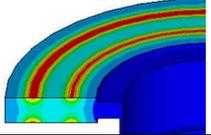
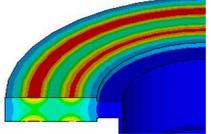
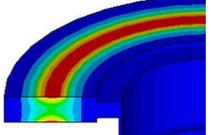
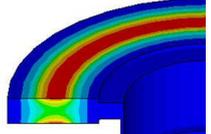
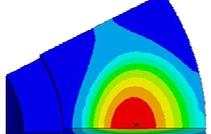
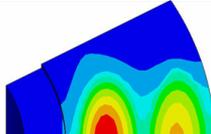
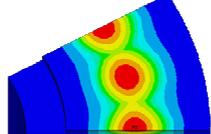
Annexes 2 – Caractéristiques et informations sur la composition des garnitures [Hamam_2002]

Garniture	G1	G3	G2	G4
				
Nombre de plots	9	9	9	9
Diamètre plot (mm)	41	40	41	40
Surface frottante totale (cm ²)	475	452	475	452
Constituants identifiés (par fluorescence X)	<p>Cuivre (majoritaire), chrome, fer, zinc</p> <p>Traces de silicium, aluminium, magnésium, soufre, calcium, potassium, phosphore et titane</p>	<p>Cuivre et fer (majoritaires), étain, silicium, aluminium</p> <p>Traces de molybdène, chrome, or, vanadium, manganèse, soufre, phosphore, nickel, chlore, magnésium et titane</p>	<p>Cuivre (majoritaire), silicium, zirconium, fer, étain</p> <p>Traces d'aluminium, de magnésium, soufre et titane</p>	<p>Cuivre (majoritaire), fer, molybdène, étain, silicium</p> <p>Traces d'aluminium et de titane</p>
Constituants identifiés (par diffraction X)	Cuivre (métal) graphite	Graphite, alliage cuivre-aluminium-magnésium	Alliage cuivre-aluminium-magnésium, graphite, quartz, silicate de zirconium	Alliage cuivre-étain, graphite, molybdène, fer (métal), traces d'hématite

Annexes 3 – Propriétés du disque (28CrMoV5-8) en température



Annexes 4 – Détails des chargements modèles appliqués sur le disque

Gradient thermique	Géométrie du flux appliqué	Allure
2 cercles chauds confinés	Largeur du flux cercle intérieur ($r_i=215$ mm) : 35 mm Largeur du flux cercle extérieur ($r_e=285$ mm) : 40 mm	
2 larges cercles chauds	Largeur du flux cercle intérieur ($r_i=215$ mm) : 60 mm Largeur du flux cercle extérieur ($r_e=285$ mm) : 70 mm	
1 cercle chaud confiné	Largeur du flux au rayon moyen ($r=247$ mm) : 100 mm	
1 large cercle chaud	Largeur du flux au rayon moyen ($r=247$ mm) : 120 mm	
Points chauds macroscopiques	Ellipse au rayon moyen ($r=247$ mm) : a = 60 mm et b = 90 mm	
Doubles points chauds macroscopiques	Ellipse intérieure ($r_i=215$ mm) : a = 30 mm et b = 100 mm Ellipse extérieure ($r_e=285$ mm) : a = 30 mm et b = 80 mm	
Points chauds (ou gradient) sur 1 cercle chaud	Ellipse au rayon moyen ($r=247$ mm) : a = 35 mm et b = 35 mm	
Points chauds (ou gradient) sur 2 cercles chauds	Ellipse intérieure ($r_i=215$ mm) : a = 20 mm et b = 20 mm Ellipse extérieure ($r_e=285$ mm) : a = 20 mm et b = 20 mm	